

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

Diseño y fabricación de un prototipo extractor de aceite de la semilla de higuierilla para producción de biodiesel.

Autor:

ING. GIOVANNY FELIPE GARCÍA

*Esta tesis es presentada como requisito para la obtención del grado de
Maestro en Ingeniería Mecánica*

Director de Tesis:

DR. LUIS MANUEL PALACIOS PINEDA

Revisores de Tesis:

DR. MARIO EMIGDIO RODRÍGUEZ CASTILLO

DR. IGNACIO RAMÍREZ VARGAS

Pachuca de Soto, Hidalgo 18 de noviembre de 2016



Índice

Contenidos	I
Resumen	IV
Agradecimientos	V
Símbolos	VI
Índice de Figuras	IX
Índice de Cuadros	XI
1. Introducción	1
1.1. Justificación	1
1.2. Planteamiento del Problema	3
1.3. Hipótesis	3
1.4. Objetivo	4
1.5. Antecedentes	4
2. Marco Teórico y Metodología	13
2.1. Análisis de las características del prototipo	14
2.2. Características cuantitativas de la geometría del Tornillo.	17
2.3. Análisis del flujo en un extrusor.	19
2.4. Condiciones de operación	28
2.5. Eficiencia de bombeo y potencia del motor.	30
2.6. Diseño de la maquina.	32
2.6.1. Diseño del Husillo	32
2.6.2. Analisis de la rosca [14]	37
2.6.3. Diseño del barril	38
2.6.4. Diseño de la cuña	41
2.6.5. Diseño del dado	42
2.6.6. Diseño del Marco	42

2.6.7. Selección del reductor	42
2.7. Metodología	44
2.8. Elección del tema.	45
2.9. Implementación de la metodología QFD.	45
2.10. Cotización de materiales y componentes.	45
2.11. Maquinado de piezas y compra de componentes:	46
2.12. Construcción del marco	46
2.13. Ensamble del prototipo.	46
2.14. Pruebas de Funcionamiento	46
2.15. Análisis de resultandos	47
3. Dimensionamiento del tornillo y parámetros de operación	48
4. Diseño de la maquina.	52
4.1. Calculo para el husillo	52
4.2. Calculo de la rosca	56
4.3. Calculo del barril	56
4.4. Calculo de la cuña	57
4.5. Comprobación de calculo con ayuda de ANSYS	58
4.5.1. Comprobación del eje	59
4.5.2. Comprobación del barril.	65
4.5.3. Calculo del marco.	67
5. Resultados	72
5.1. Metodología de diseño	72
5.2. Diseño	79
5.3. Construcción	81
5.3.0.1. Construcción del marco	81
5.3.0.2. Control del motor	88
Conclusiones	90
Trabajos futuros	91
A. Gradiente de presión común	92
B. Constantes K para los dados.	93
C. Cuñas dimensiones en pulgadas.	94
D. Características de los aceros.	95

E. Teoria de Falla de la EDM	96
F. Factor de Servicio (F.S.)[22]	99
G. Articulo Publicado.	101
Bibliografía	109

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

Resumen

Departamento de Mecánica

Maestría en Ingeniería Mecánica

Diseño y fabricación de un prototipo extractor de aceite de la semilla de higuera para producción de biodiesel.

por Giovanni Felipe García

En la actualidad la reducción del uso de productos derivados del petróleo representa un desafío. De esta forma es que se buscan alternativas para sustituirlos. Una de ellas es recurrir a la aplicación de productos amigables con el medio ambiente, en este punto se ha optado por el estudio de aceites derivados de organismos vivos, para la producción de biocombustibles. Esta tesis esta enfocada al diseño de una maquina extractora del aceite de las semillas de higuera mediante el prensado mecánico continuo con un husillo de una sola hélice, la cual se caracterizo para poder realizar un diseño adecuado con la ayuda de software especializado como SolidWorks para el dibujo en 3D y ANSYS para el análisis en MEF de los componentes de la maquina, se construyo parte del prototipo dando una apariencia de la maquina para su comercialización, ademas fue posible realizar pruebas de vibración y funcionamiento del algunos sistemas como el tensor.

Agradecimientos

A Dios a ella.

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad , amor y apoyo.

A mi madre Candy.

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi padre Felix.

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre.

A mis Familiares

A mis hermanas Brenda y Evelin por apoyarme en momentos difíciles; a mi tía Ofelia, a mi tía Julia y a todos aquellos que participaron directa o indirectamente en la elaboración de esta tesis.

A mis amigos.

Que nos apoyamos mutuamente en nuestra formación profesional y que hasta ahora, seguimos siendo amigos: Jonathan Israel, Gerardo Martínez Teran, Germán Godínez Cardoza por haberme ayudado a realizar este trabajo.

A mis maestros.

Dr. Luis Manuel Palacios Pineda por su gran apoyo y motivación para la culminación de este trabajo de tesis; a la Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo por su apoyo ofrecido en este trabajo.

Símbolos

b_b	Axial ancho de del hilo a la pared del cilindro	m
b_c	Ancho del hilo axial en la raíz del tornillo	m
B	Anchura del canal axial como una función de la posición radial	m
B_b	Ancho del canal axial en la pared del cilindro	m
B_c	Ancho del canal axial en el núcleo del tornillo	m
D	Diámetro locales	m
D_b	Diámetro interior del barril	m
D_c	Diámetro del núcleo del tornillo	m
D_d	Diámetro del dado	m
e	Ancho de del hilo del tornillo y perpendicular al borde del hilo	m
F_p	Factor de forma para el flujo de presión	ad
\bar{g}	Fuerza de gravedad	m/s ²
H	Distancia local desde la raíz del tornillo para el cañón la distancia axial l	m
K_s	Factor de forma para el dado	m ⁵ /Ns
L_d	Longitud del dado	m
lm	Distancia axial para la sección de dosificación	m
L	Longitud principal	m
N/s	Velocidad de rotación del tornillo en revoluciones	rpm
p	Número de pasos del hilo	ad
p_{dis}	Presión de descarga	Pa
P	La presión	Pa
P_e	Presión de operación(piezométrica)	Pa
Q	Caudal volumétrico	Kg ³ /s
Q_m	Caudal másico	m ³ /s
Q_d	Caudal volumétrico de arrastre	m ³ /s

Q_{md}	Caudal másico de arrastre	K^3/s
Q_P	Caudal volumétrico de presión	m^3/s
Q_{mP}	Caudal másico de presión	Kg^3/s
Q_x	Caudal volumétrico de operación	m^3/s
Q_{mx}	Caudal másico de operación	Kg^3/s
ρ	Densidad del material	kg/m^3
θ_r :	Angulo de la hélice con el eje del tornillo.	rad
$\bar{\tau}$	Tensor de esfuerzos	Pa
\bar{v}	Vector velocidad	m/s
ω	angular frecuencia	$rads^{-1}$
η	viscosidad del fluido	Pa.s
x :	Coordenada perpendicular a la hélice.	
z :	Coordenada con dirección de la hélice.	
ϵ :	eficiencia de bombeo.	
I :	Segundo momento de área	m^4
J :	segundo momento polar de área	m^4
E :	Potencia del motor	Hp
E_p :	Potencia del bombeo	Hp
a :	Aceleración	m/s^2
E_{min} :	Potencia mínima requerida	Hp
E_{max} :	Potencia máxima requerida	Hp
σ_{max} :	Esfuerzo máximo a tensión	Pa
M :	Momento máximo flector	N/m^2
c :	Distancia del eje neutro a la fibra mas alejada	m
T :	Par de torsión	N.m
r :	Radio del eje	m
d :	Diámetro del eje	m
H_e :	Potencia del motor	W
n :	velocidad angular del motor	rpm

Índice de figuras

1.1. Piezas utilizadas para las pruebas [17].	9
1.2. Zonas de operación del extractor: 1 Zona de alimentación, 2 Zona de transporte: A las semillas son transportadas y el aire comienza a ser expulsado, 3 Zona de compresión: B ocurre el aplastado de las semillas y aire es expulsado, 4 Zona de extracción: C la masa de las semillas es comprimida y el aceite es extraído y 5 Zona de expansión: D la liberación en la presión provoca evaporación de agua responsable de la expansión de la torta[23] . . .	11
1.3. Efectos de la rotación del husillo en: (a) <i>rendimiento</i> y (b) <i>capacidad</i> [23]. . .	12
2.1. Planta de ricino conocida como higuera.	13
2.2. La fase de definición del producto en el proceso de diseño mecánico.	16
2.3. Diagrama esquemático de la geometría de tornillo doble hilo [5].	18
2.4. Modelo del tornillo desenrollado [29]	21
2.5. Modelo para la solución del flujo en un canal rectangular de un extrusor simple.	23
2.6. Factores de forma F_d y F_p como función H/W realizada en matlab.	25
2.7. Gradiente de presión común en un extrusor, la línea de rayas indica una aproximación lineal recta para facilitar los cálculos [3].	26
2.8. Característica del extrusor (también llamada característica del tornillo) y característica del troquel. El punto de operación del extrusor está en la intersección de las dos líneas [13].	29
2.9. Modelo CAD del husillo propuesto	32
2.10. Convenciones de signos de la flexión y el cortante.	33
2.11. Barra sometida a torsión [4].	35
2.12. Viga en voladizo.	37
2.13. Cilindro sometido a presión interna y externa [4].	39
2.14. Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna [4].	40
2.15. Diagrama de cuerpo libre de la cuña	41
2.16. Diagrama de la metodología a utilizar.	44
2.17. Cronograma de actividades.	47
4.1. Diagrama de cuerpo libre de husillo.	53
4.2. Diagrama de cortantes.	54
4.3. Diagrama de momento flector.	54

4.4. Cargas aplicadas para el análisis a torsión	59
4.5. Esfuerzo de Von Misses	60
4.6. Factor de seguridad 5.9	60
4.7. Cargas aplicadas para el análisis a compresión	61
4.8. Esfuerzo de Von Misses 371.76MPa	61
4.9. Deformación 0.46mm	62
4.10. Factor de seguridad 1.4254	62
4.11. Cargas aplicadas para el análisis combinado	63
4.12. Esfuerzo de Von Misses	63
4.13. Deformación 3.38mm	64
4.14. Factor de seguridad 1.4254	64
4.15. Cargas que actúan en el barril	65
4.16. Esfuerzo de Von Misses 301.7MPa	65
4.17. Deformación 0.043mm	66
4.18. Factor de seguridad 1.375	66
4.19. Cargas aplicadas al marco.	67
4.20. Esfuerzo de Von Misses 25.69 MPa.	68
4.21. Deformación 0.24mm	68
4.22. Factor de seguridad 9.73	69
4.23. Primer modo de vibración	70
4.24. Segundo modo de vibración	70
4.25. Tercer modo de vibración	71
4.26. Placa del motor que sera utilizado.	71
5.1. Diseño conceptual del prototipo, donde se muestra el husillo y filtro del barril.	78
5.2. Render del husillo.	79
5.3. Render del equipo completo.	81
5.4. Marco unido.	82
5.5. Cordón aplicado en plano con movimiento en C.	82
5.6. Cordón aplicado en horizontal con movimiento en C.	83
5.7. Sistema tensor.	83
5.8. Sistema tensor.	84
5.9. Carcasa oxidada del motor.	84
5.10. Primera mano de primer en la guarda del ventilador del motor.	85
5.11. Guarda del ventilador del motor ya pintada.	85
5.12. Motor pintado y armado.	86
5.13. Montaje del motor sobre la base.	86
5.14. Marco pintado con soportes para los canales recolectores.	87
5.15. Primera prueba sistema tensor.	87
5.16. Características del arrancador.	88
5.17. Arrancador <i>SIEMENS</i>	89

Índice de cuadros

1.1. Datos de la producción de ricino en México durante 10 años obtenidos de [11].	3
1.2. Diseño experimental del estudio[1].	8
2.1. Guía	43
2.2. características del reductor	43
3.1. Geometría del husillo.	48
3.2. Variables de la geometría	49
3.3. Flujo y presiones en el equipo	49
3.4. Geometría del dado.	50
3.5. Punto de operación del extractor.	50
3.6. Valores de motor y desempeño.	50
4.1. Valor de las masas, el diámetro menor del eje y el esfuerzo de fluencia para el material propuesto.	53
4.2. Valores de las reacciones	53
4.3. Valores de cortante y momento flector obtenido de los diagramas.	55
4.4. Valores de diseño del husillo estático.	55
4.5. Características del husillo.	56
4.6. Valores obtenidos para la rosca.	56
4.7. Valores para el cilindro a presión	57
4.8. Valores para el diseño del barril.	57
4.9. Valores para el calculo de la cuña.	57
4.10. Valores obtenidos del calculo de la cuña.	58
4.11. Primeros modos de vibración	69
5.1. Necesidades del consumidor	73
5.2. Métricas y unidades	73
5.3. Unión de métricas y unidades.	74
5.4. Métricas de referencia	75
5.5. Referencia en las necesidades del cliente	76
5.6. Asignación de márgenes y valores ideales.	77
5.7. Conjunto final de especificaciones	78
5.8. Descripción técnica	79

5.9. Cotización de material requerido	80
A.1. Gradiente de presión común en un extrusor, la línea de rayas indica una aproximación lineal recta para facilitar los cálculo [9].	92
B.1. Ecuaciones para calcular la constante K, para diferentes tipos de geometrías de matriz, en fluidos newtonianos y no newtoniano (ley de potencia) [16]	93
C.1. Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar [4]	94
D.1. Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm (34 a 114 pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] [4].	95
F.1. Factor de servicio de acuerdo al tipo de motor y el periodo de servicio.	99
F.2. Factor de servicio de acuerdo al tipo de motor y el periodo de servicio.	99

“Gracias a esas personas importantes en mi vida, que siempre estuvieron listas para brindarme toda su ayuda, ahora me toca regresar un poquito de todo lo inmenso que me han otorgado. Con todo mi cariño esta tesis se las dedico a ustedes”...

Capitulo 1

Introducción

1.1. Justificación

En la actualidad el empleo de productos derivados del petróleo es cada vez menor y se buscan alternativas para sustituirlos. Una de ellas es recurrir a la aplicación de productos amigables con el medio ambiente, en este punto se a optado por el estudio de aceites derivados de organismos vivos, como *micro algas*, *palma*, *jatropha*, *ricino*, entre otras.

Este proyecto esta enfocado a la obtención del aceite de ricino comúnmente conocido como higuerrilla para la producción de biodiesel, sin embargo es preciso mencionar que el aceite obtenido no solo tiene este uso, así mismo, existen una gran variedad de aplicaciones como son:

La utilización para usos medicinales antiguos y modernos en unos cincuenta países de todo el mundo que se agrupan por separado en relación con su acción farmacológica [24].

Otro uso que tiene es que al ser un aceite no comestible, este puede sustituir en muchas áreas de índole industrial el empleo de aceites comestibles, lo cual daría la base para su principal empleo como materia prima para:

- Industria química.[21].
- Industria farmacéutica.
- Industria cosmética.

- Industria del cuidado personal.
- Industria médica.
- Industria automotriz.
- Industria de las pinturas.
- Industria de los plásticos.

El aceite de ricino puede ser utilizado para fabricar:

- Jabones
- Lubricantes
- Líquidos de frenos
- Pinturas
- Tintes
- Tintas
- Ceras
- Perfumes
- Laxantes
- Medicamentos
- Detergentes
- Aceites de baño

El presente trabajo pretende ayudar al crecimiento de las micro y medianas empresas.

Poniendo especial interés en semillas de higuera y con su diseño se pretende reducir los costos de construcción del equipo hasta en 30 %, debido a que actualmente solo se pueden conseguir en el extranjero.

De igual manera teniendo una buena eficiencia y una buena capacidad en el procesamiento de las semillas:

- se darán mayores ganancias a los agricultores dedicados al cultivo de este producto.
- Impulsara significativamente la producción anual de ricino mexicano, que en los últimos años a ido en descenso.

Cuadro 1.1: Datos de la producción de ricino en México durante 10 años obtenidos de [11].

Pais	producto	elemento	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
México	Ricino, semillas	Área cosechada (Ha)	1655	1868	1000	500	5	6	5	7	5	5	5
México	Ricino, semillas	Rendimiento (Hg/Ha)	2417	1606	2000	2000	2000	15000	8000	5714	8000	10000	10000
México	Ricino, semillas	Producción (toneladas)	400	300	200	100	1	9	4	4	4	5	5
México	Ricino, semillas	Semillas (toneladas)	32	24	16	4	1	0	0	0	0		0

El prototipo se desarrollara en un software dedicado, el cual cuenta ya con licencia dentro del Tecnológico de Pachuca, la cual permitirá las publicación de resultados en congresos y revistas.

El instituto cuenta con equipos de maquinado, lo cual nos muestra que este proyecto se puede realizar y concluir.

1.2. Planteamiento del Problema

En la actualidad las maquinarias y equipos para extracción de aceites esenciales que se encuentran en el mercado, van desde miles pesos hasta cientos de miles. Lo anterior resulta ser un impedimento para las micro empresas dedicadas a la producción de aceites, los equipos con bajo costo son manuales con una eficiencia en la extracción del (50 %) y la capacidad de procesamiento (kg/hr) es baja lo cual es un problema, debido a la poca producción, estas empresas no pueden competir en esta rama de la industria.

1.3. Hipótesis

Este proyecto tendrá la capacidad de:

- Reducir el costo de fabricación en base a un diseño adecuado.

- Lograr un balance entre costo y una buena eficiencia en extracción y procesado de materia prima.
- Todo esto se lograra mejorando el diseño del husillo, el filtro del barril y con la velocidad adecuada de rotación del husillo.

1.4. Objetivo

Diseñar y construir un prototipo extractor de aceite de las semilla de higuera, el cual cumplirá con algunos objetivos específico:

- Realizar una comparativa de los equipos que se encuentran actualmente en el mercado en precios y características técnicas para mejorar el diseño y que sea innovador.
- Diseñar el prototipo en SolidWorks.
- Construir el prototipo de extractor de aceite.
- Medir la eficiencia en la extracción de aceite y capacidad en el procesamiento de materia prima.

1.5. Antecedentes

Desde que el hombre observo las propiedades de los aceites, y con el desarrollo de la tecnología, ha desarrollado algunos dispositivos para poder extraerlos mas fácilmente, lo que a llevado a estudios de diseño, y como mejorar la eficiencia de extracción, *este es el principal objetivo del presente trabajo enfocado al ricino*. Algunos de ellos se an realizado desde los 80'.

Como las que muestran las propiedades curativas del ricino las cuales se an observado desde tiempos inmemoriales, al no ser un aceite comestible es posible darle diferentes aplicaciones, como lubricante de equipos mecánicos y actualmente se investiga como materia prima para la industria química, el aceite de ricino puede ser toxico si se ingiere accidentalmente sin

embargo en dosis controladas en utilizado como laxante. Mas propiamente en el uso industrial se tiene en reacciones de isocianato para la fabricación de: elastomeros de poliuretano y poliuretano maleable, también como hormigones, adhesivos y recubrimientos [21].

Algunos trabajos realizados lo colocan como materia prima para la fabricación de biocombustibles. Este presenta un análisis del aceite de ricino como biodiesel, que trata de la caracterización de dicho aceite ya procesado en comparación con el diésel derivado del petroleo, presentando características tales como viscosidad, porcentaje de sulfuro, punto de inflamación y corrosión del cobre entre otras, en la cual biodiesel tiene una mayor viscosidad y un mucho menor porcentaje de concentración de sulfuro [7].

Pero como todo desarrollo conlleva pros y contras, algunos se centran en las perspectivas y riesgos del uso ricino como biocombustible, en el cual se mencionan características tales como la alta viscosidad y alto contenido de agua, que complican el uso del extracto de aceite de ricino en las maquinas de combustión interna, al igual que también hace mención de una posible solución a este problema podría ser el uso de la transesterificación y la adición de biocombustibles a combustibles derivados del petroleo. Sumado a esto la poca exigencia de la planta, y el gran desarrollo en condiciones de clima tropical lo cual resulta en una buena producción de aceite, se tienen que se necesitan una gran labor en el cultivo de la misma. Pero seria redituable a agricultores dedicados su producción [25].

En la india se han llevado a cabo un estudio de 15 genotipos de ricino para la producción de biodiesel, en el cual se plantaron 15 especies de la misma, y se analizaron: la adaptación de la planta, el tiempo necesario asta alcanzar la madurez y la producción por hectárea la cual fue de $(1580)kg/ha$ de semillas y $(754)kg/ha$ de aceite. También se encontró que el contenido del aceite es mayor que en la *jatropha* al comparar lo resultados obtenidos con otro estudio realizado[19].

Como el presentado en Nebraska, el cual realizaba una revisión del prensado de semillas oleaginosas y daba la definición de extracción mecánica como sigue: "es el proceso de separación de líquidos contenidos en un sólidos". Muestra que la eficiencia del proceso de

prensado no podían ser igual a la unidad y algunas ventajas como que el producto final estaba libre de productos químicos (solventes) [18].

Lo que ha llevado a buscar predecir el desempeño de estos equipos, se ha trabajado desde hace algunos años, en 1988 el modelo matemático de una prensa de semillas fue desarrollado por superposición de análisis de filtración sobre un tornillo de extracción con el propósito de calcular el rendimiento de la prensa y contenido de aceite residual en la torta, para una geometría de prensa dada y las propiedades físicas de las semillas oleaginosas. El modelo predijo que el rendimiento de prensa podría mejorar, es decir, el rendimiento aumentará y el aceite residual disminuiría, si la prensa se enfriaba durante el funcionamiento. Prensas más largas también darían mayores rendimientos con contenidos de aceite residual inferior. Los efectos previstos de los cambios en la velocidad del eje y la apertura del estrangulador coincidieron razonablemente en el desempeño del equipo, con los resultados experimentales obtenidos en una prensa de laboratorio. Un error relativamente grande fue de 9,0 % en la predicción del rendimiento [32].

El Prensado mecánico de las semillas oleaginosas es el método más ampliamente utilizado para la extracción de aceite en el mundo. Sin embargo algunos autores han observado que: los extractores mecánicos (prensas de tornillo) empleados para este propósito dejan de 8-14 % del aceite en la torta, de modo que una gran cantidad de aceite comestible no está disponible para ser usada. Con el fin de mejorar la eficiencia en la recuperación del aceite, un extractor fue diseñado y desarrollado en base a un nuevo principio de alimentación única con una compresión de doble etapa, los resultados obtenidos resultaron en un incremento en la recuperación de aceite y se presentan sobre una base de masas, por kilogramo de muestras prensadas alimentados con contenidos de humedad seleccionados. El contenido de aceite residual en la torta después de la primera pasada se calculó como la relación de la cantidad del aceite que queda en la torta al peso total de la muestra después de la eliminación de aceite neto[27].

La influencia de la presión, temperatura y contenido de humedad en el rendimiento de aceite y la tasa de expresión hidráulica convencional de sésamo y semillas de lino se discuten en un tratado del año 2008, así como la influencia de la presión y temperatura para semilla de colza, semillas de palma, jatropha y la jatropha descascarada. El Rendimiento se incremento

con el aumento de la presión y con el aumento en la temperatura. Por lo tanto el sésamo y semillas de lino tuvieron su máximo rendimiento de aceite con un contenido de humedad de aproximadamente 4 % en peso. Los rendimientos máximos obtenidos fueron de 45-55 % en peso (*aceite/aceite*) para las semillas sin cáscara (linaza, colza, nuez de palma y jatropa) y 70-75 % en peso (*aceite/aceite*) para las semillas descascaradas (sésamo y jatropa descascarada)[33].

Así mismo las semillas de lesquerella fueron estudiadas con un 6 % a 12 % de contenido de humedad, se prensaron a diferentes tiempos mediante la variación de las velocidades del husillo y tasas de avance. La temperatura del material procesado fue registrada y se determinó su contenido de humedad. El grado de cocción de las semillas se evaluó mediante la medición de la solubilidad de la proteína y la actividad tioglucosidasa en el producto obtenido. El aumento de velocidad del tornillo de presión de 19 a 37 (*rpm*) disminuyó la recuperación de aceite en 0,2 % / (*rpm*), aumentado el rendimiento de (3,3 *kg/rpm* de 70 a 130 *kg/hr*), y la reducción de la carga de prensa 91 a 67 %. Las semillas se prensaron mediante una Instapro Modelo 600 Jr (Instapro Internacional, Des Moines, IA). La maquina estaba impulsada por un motor de 37,3 *kW* (50 *hp*) con un variador de frecuencia [10].

R.Akinoso publico un articulo referente a los efectos del esfuerzo de compresión y como la tasa de alimentación y velocidad de rotación son algunos de los parámetros del funcionamiento que influyen en la eficiencia de un extractor del aceite. Un diseño experimental factorial fue empleado para determinar los efectos de estos parámetros sobre la extracción aceite de la almendra de palma. Los datos obtenidos se analizaron estadísticamente por regresión y ANOVA para obtener la relación entre las variables independientes; esfuerzo de compresión, la tasa de alimentación y la velocidad de funcionamiento de la prensa de aceite y variable dependiente; rendimiento de aceite.

El rendimiento máximo de aceite de 46,3 % se registró a (30 *MPa*) esfuerzo de compresión, (150 *kg/hr*) la velocidad de alimentación y (110 *rpm*) de velocidad de rotación, mientras que el rendimiento de aceite mínimo de (16,3 %) que se obtuvo en el (10 *MPa*) esfuerzo de compresión, (50 *kg/hr*) la velocidad de alimentación y (110 *rpm*) de la velocidad de rotación, los parámetros del estudio se muestran en el cuadro 1.2 [1].

Cuadro 1.2: Diseño experimental del estudio[1].

Parámetros	Niveles		
	1	2	3
Esfuerzos de compresión, MPa	10	20	30
velocidad de alimentación, kg/hr	50	100	150
Velocidad, rpm	50	80	110

Una solución analítica alternativa del flujo de arrastre puro en extrusoras de un solo husillo que es también aplicable a los valores intermedios de la relación respecto a la sección transversal del canal del tornillo. El modelo se baso en el de Li y Hsieh. Modelado de flujo en un extrusor de tornillo simple.

El modelo fue validado con otros modelos disponibles en la literatura abierta. El efecto de los parámetros relacionados con la geometría del tornillo, es decir, la relación de aspecto, la relación de curvatura y la relación de hélice, en la velocidad de flujo de canal. El modelo se utilizó para obtener las características de flujo a condiciones geométricas de relación máxima aspecto, que se pueden emplear en el diseño de las geometrías de alto rendimiento para obtener caudales más altos para una velocidad de tornillo dado.[2]

Como parte de los estudios realizados a este proceso algunos trabajos se han enfocado en la optimización del proceso, como el realizado en Alemania, el cual busca optimizar la extracción mecánica del aceite en semillas de *jatropha curcas*, incrementando la eficiencia del aceite recuperado y disminuyendo residuos en la torta, haciendo una comparación experimental en la maquina Komet D85-16 con 2 husillos diferentes, 2 cilindros de prensado, 3 boquillas de salida y 3 velocidades de rotación fig1.1.

Los resultados que se obtuvieron fueron que al incrementa la velocidad de rotación disminuye el aceite recuperado, llegando a obtener 89,4%(m/m), Además el aceite incrementa si se incrementa la energía de entrada y tiene un decremento cuando la entrada del materia prima aumenta. Estas relaciones pueden ser usadas para determinar los parámetros de operación optima de estos equipos [17].



Figura 1.1: Piezas utilizadas para las pruebas [17].

Al ser la extracción de aceite, por prensado mecánico continuo la más comúnmente usada en la industria, por que se obtiene aceite virgen a más bajo costo.

En el año 2013 se presentó una revisión de la extracción de aceite por medio del prensado continuo, además este trabajo presenta los diferentes tipos de prensas:

- **Extractor:** consisten de un tornillo rotativo y un barril horizontal perforado, el cual está formado por barras de metal reparadas (el espacio entre ellas puede variar desde 0.5 a 0.1 mm), el aceite fluye a través de este.
- **Expansores:** son extrusoras cerradas, donde las semillas se trituran pero sin extracción de aceite. El tornillo está localizado en un sistema cerrado en el cual es posible inyectar agua o vapor.
- **Sistema de doble husillos:** Son principalmente extrusoras cuyo uso comenzó a crecer. Su principal ventaja es la disposición de los tornillos que pueden permitir un tratamiento termomecánico de las semillas.

Con capacidades de carga que van desde los 3kg/hr asta 150 ton/hr . Algunos de los principales parámetros involucrados son: la extracción (velocidad de rotación del husillo, la temperatura y la presión), la materia prima (tipo de semilla, variedad y contenido de agua y el pre-tratamiento), que influyen directamente en el desempeño de la maquina (rendimiento de aceite y capacidad de material procesado), los cuales se an tomado como la base para artículos relacionados a este tema.

La extracción se basa en dos pasos principales:

- **1) Prensado** (extracción Solido-Liquido): Es el procedimiento más antiguo y el más utilizado hasta hace poco, para extraer el aceite de las semillas. A lo largo del tiempo han evolucionado las clases de prensas en las que se colocaba la masa para provocar la salida de los líquidos, reteniendo la parte sólida más o menos agotada.
- **2) extracción por solvente** (la torta obtenida después del prensado): Es un proceso para extraer el aceite de los materiales que lo contienen por medio de un solvente. El solvente comúnmente utilizado es hexano, un sub-producto de petróleo. La extracción permite obtener el aceite directamente de semillas oleaginosas que contienen menos de 20 % de aceite.

En este artículo se presentan las diferentes prensas y las zonas de operación de las mismas figura 1.2, esto con base en la revisión de diferentes equipos [23].

Así mismo nos muestra la comparación de datos obtenidos en diferentes trabajos con respecto a la influencia de la velocidad del husillo en el rendimiento y la capacidad de procesamiento figura 4.6, la influencia del contenido de humedad, efectos del pre tratamiento y describe como influye la materia prima en el desempeño de los equipos.

De igual forma se a estudiado el rendimiento de extracción de aceite en semillas de *Jatropha curcas* L. (*Jatropha*) utilizando una prensa de tornillo continuo en escala piloto. La influencia del pre-tratamiento en ellas, es decir, semillas trituradas y sin cascara, los ajustes operacionales de la prensa de tornillo (eje de la sección y la velocidad de salida de la torta) fueron investigados.

Para cada experimento, los flujos de materiales (semillas, torta y el aceite crudo) se midieron y también se analizaron el contenido de agua y sólidos en el aceite. En este el comportamiento de la extracción aceite era muy sensible a la preparación de semillas. Se demostró

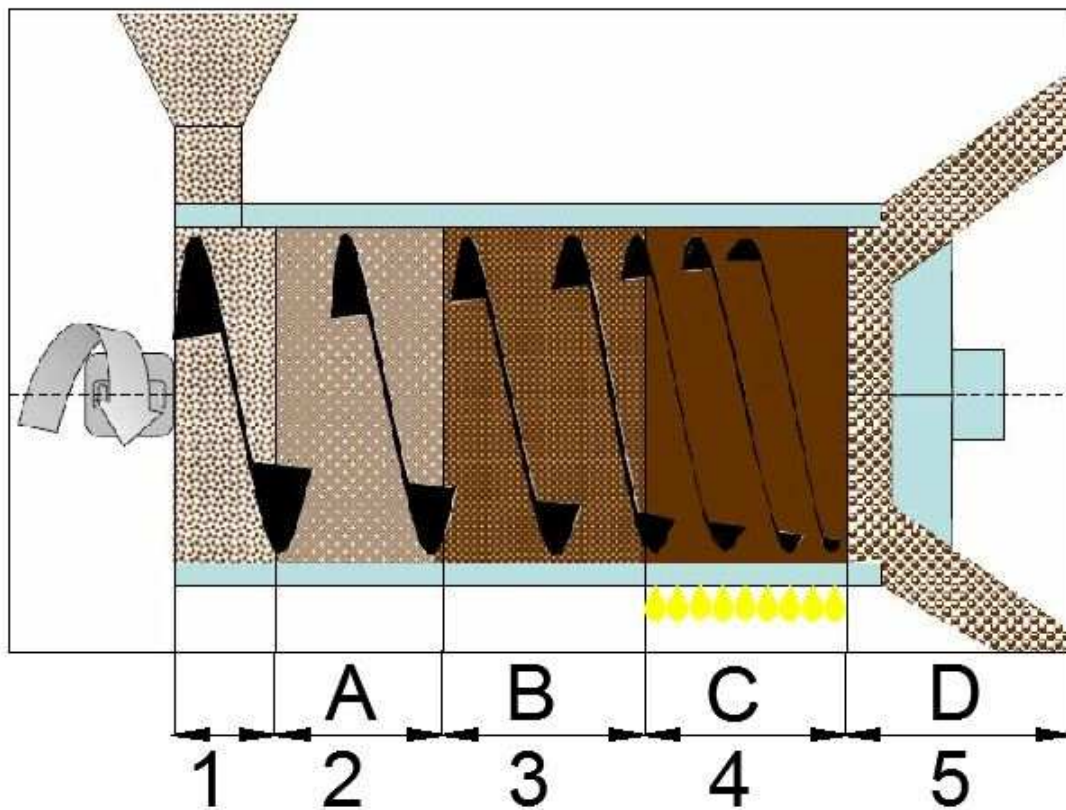
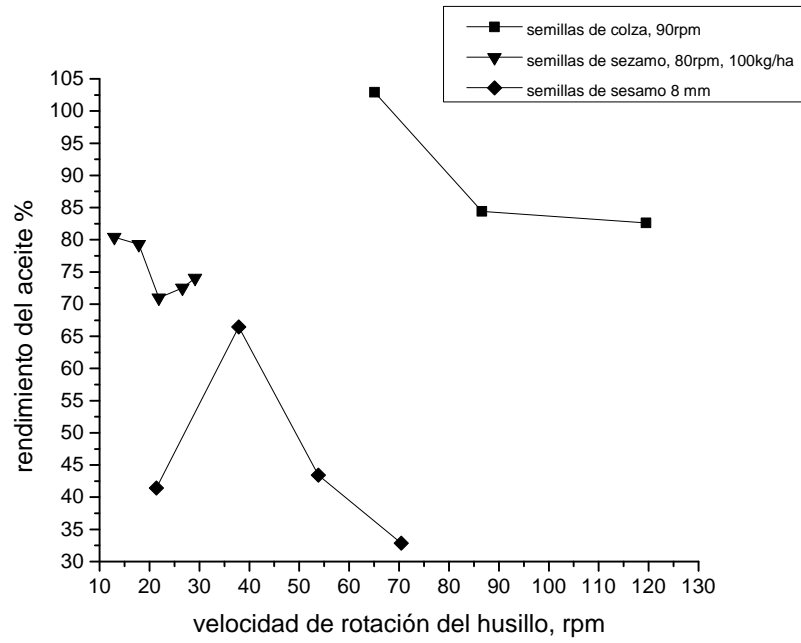


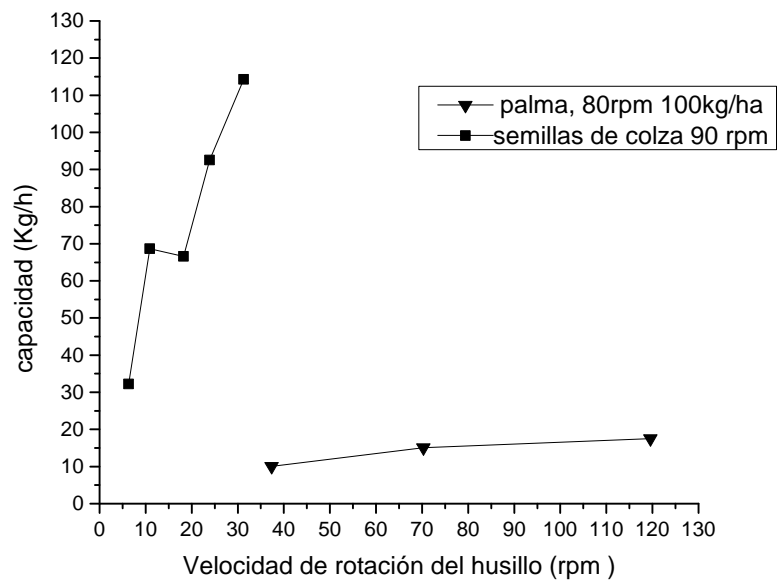
Figura 1.2: Zonas de operación del extractor:1 Zona de alimentación, 2 Zona de transporte: A las semillas son transportadas y el aire comienza a ser expulsado, 3 Zona de compresión: B ocurre el aplastado de las semillas y aire es expulsado, 4 Zona de extracción: C la masa de las semillas es comprimida y el aceite es extraído y 5 Zona de expansión: D la liberación en la presión provoca evaporación de agua responsable de la expansión de la torta[23]

que para las semillas enteras, se obtuvo una buena reproducibilidad, mientras que para semillas trituradas o sin cascara, la heterogeneidad de la alimentación llevó a condiciones de prensado inestables y discrepancias importantes en el rendimiento.

La presencia de cáscaras de semillas contribuye a construir una matriz sólida porosa que favorece el flujo de aceite a través de la torta de prensa. Para las semillas enteras, se propuso una correlación entre la recuperación de aceite y el rendimiento de la semilla [6].



(a)



(b)

Figura 1.3: Efectos de la rotación del husillo en: (a) *rendimiento* y (b) *capacidad*[23].

Capitulo 2

Marco Teórico y Metodología

La higuera es una planta oleaginosa que presenta capacidad de adaptación y actualmente es cultivada prácticamente en todas las regiones tropicales y subtropicales del mundo, aunque es típica de regiones semiáridas. Se le conoce con varios nombres, en español: Higuera, ricino, higuera infernal, entre otros. El ricino es un arbusto de tallo grueso y leñoso, hueco que, al igual que los peciolos, puede tomar un color púrpura oscuro y suele estar cubierto de un polvillo blanco, semejante a la cera. Con propiedades químicas que aun se siguen analizando, *este proyecto estará basado en la extracción del aceite de dicha planta.*



Figura 2.1: Planta de ricino conocida como higuera.

En la antigüedad el proceso de extracción se realizaba manualmente, sin embargo con el paso del tiempo y con el avance en la tecnología se está cambiando esto y en mayoría de veces ya se realiza con ayuda de máquinas.

2.1. Análisis de las características del prototipo

Este trabajo utiliza la metodología *QFD*. [31] Entender el problema de diseño es una base esencial para diseñar de un producto de calidad. “La comprensión del problema de diseño” significa traducir a los clientes, requisitos en una descripción técnica de lo que necesita ser diseñado. en otras palabras como los japoneses dicen: “Escucha la voz del cliente”. Todo el mundo tiene una visión diferente de lo que el cliente necesita y que se necesita trabajar para averiguar lo que es. Las encuestas muestran que la definición deficiente del producto es un factor en el 80 % de todos los retrasos de tiempo de salida al mercado. Además, lanzar un producto tarde, es más costoso para una empresa que estar sobre el costo o que tener menos que óptimo. Encontrar verdaderamente el problema a ser resolver puede parecer una tarea sencilla; Desafortunadamente, a menudo no lo es. Hay muchas técnicas utilizadas para generar las especificaciones de ingeniería. Uno de los mejores y más populares en la actualidad se llama Quality Function Deployment (QFD). Lo que es bueno sobre el método QFD es que es organizado para desarrollar los principales elementos de información necesarios para la comprensión del problema:

- 1. Al escuchar la voz de los clientes.
- 2. El desarrollo de las especificaciones o metas para el producto.
- 3. Averiguar cómo las especificaciones miden los deseos de los clientes.
- 4. La determinación de qué tan bien el concurso cumple con los objetivos.
- 5. El desarrollo de objetivos numéricos para trabajar.

Antes de detallar los pasos que componen esta técnica para la comprensión de un problema de diseño, tenga en cuenta algunos puntos importantes:

- 1. No importa lo bien que el equipo de diseño piensa que entiende un problema, se debe emplear el método QFD para todos los proyectos de re-diseño o diseño original. En el proceso, el equipo va a aprender lo que no sabe sobre el problema.
- 2. requisitos de los clientes deben traducirse en objetivos medibles de diseño para los parámetros críticos identificados. No se puede diseñar una puerta de coche que es "fácil de abrir cuando usted no sabe el significado de fácil. Se mide la facilidad por la fuerza, el tiempo, o qué? Si la fuerza es un parámetro crítico, entonces es "fácil" 20 N o 40 N La respuesta debe ser conocida antes de mucho tiempo y recursos se invierten en el esfuerzo de diseño.
- 3. El método QFD se puede aplicar a todo el problema y cualquier subproblema. (Tenga en cuenta que el diseño de un mecanismo de la puerta en el punto anterior es un subproblema en el diseño del automóvil.)
- 4. Es importante que primero se preocupe por lo que necesita ser diseñado y, sólo después de que se entiende, que preocuparse de cómo el diseño se verá y trabajo. Nuestras capacidades cognitivas en general nos llevan a tratar de asimilar los requerimientos funcionales de los clientes (lo que está diseñado para ser) en cuanto a la forma (cómo se verá); estas imágenes se convierten en nuestros diseños favorecidos y que quedan atrapados en ellos. El procedimiento QFD ayuda a superar esta limitación cognitiva.
- 5. Este método requiere tiempo para completar. En algunos proyectos de diseño, cerca de un tercio del tiempo total del proyecto se dedica a esta actividad. Ford gasta 3-12 meses desarrollando el QFD para una nueva función. La evidencia experimental ha demostrado que los diseñadores que pasan tiempo aquí terminan con mejores productos y no utilizan ningún tiempo total de más cuando se compara con otros que hacen un trabajo superficial aquí. El tiempo pasado aquí ahorra tiempo después. No sólo la ayuda técnica en la comprensión del problema, sino que también ayuda a establecer las bases para la generación de conceptos.

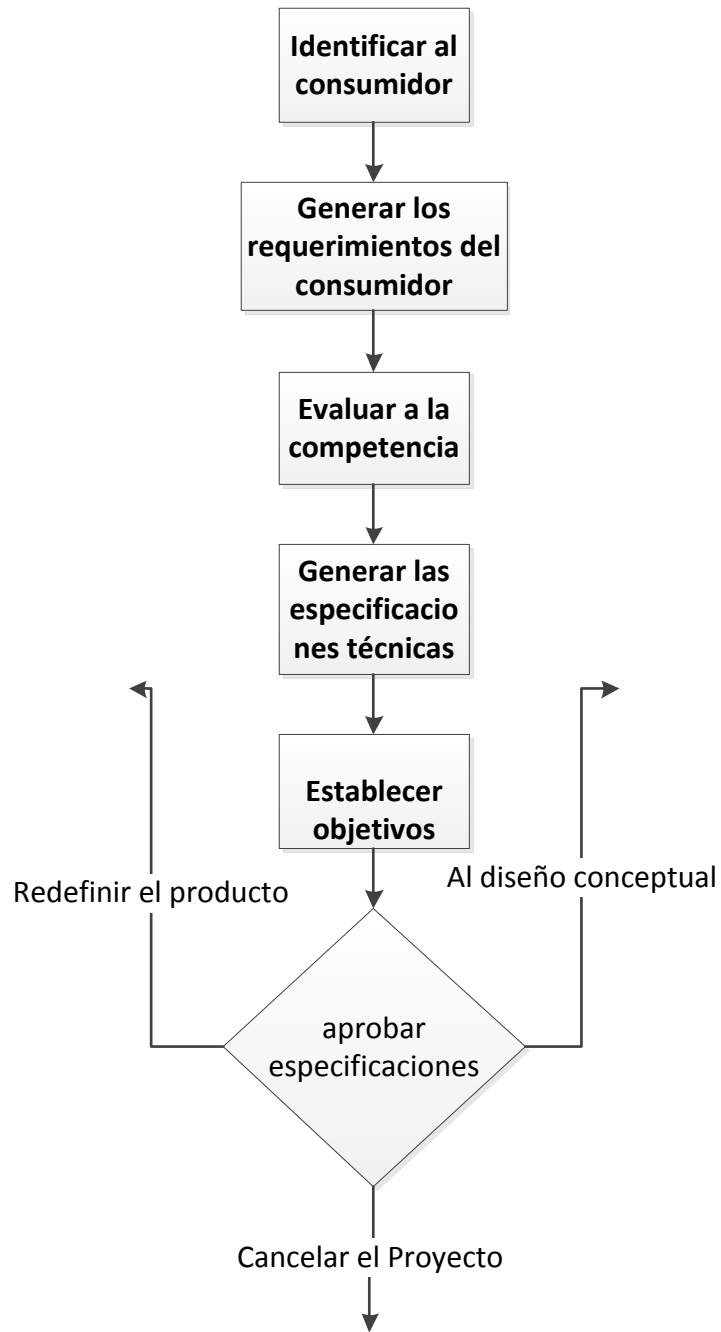


Figura 2.2: La fase de definición del producto en el proceso de diseño mecánico.

2.2. Características cuantitativas de la geometría del Tornillo.

La comprensión de las relaciones entre la geometría del tornillo y la representación simbólica y matemática de un tornillo es un principio fundamental para la comprensión de los cálculos de velocidad, presión y temperatura. Estas funciones relacionadas con el rendimiento de las extrusoras de un solo tornillo se desarrollan más adelante y requieren una comprensión de la geometría. La geometría del tornillo de doble hilo y su nomenclatura se presentan en la figura 2.3 usando la descripción clásica de [30].

Varios de los parámetros geométricos de los tornillos se obtienen fácilmente mediante la observación y medición, incluyendo el número del paso, p , para la geometría en la figura 2.3 es doble.

- D_b : Diámetro del barril.
- H : Profundidad del tornillo medido a partir del barril.
- L : Avance de la hélice.
- D_c : Diámetro del centro del husillo.
- e : Ancho de la hélice.
- λ : Claro entre el diámetro del tornillo y el barril.
- W_r : Distancia entre hélice y hélice. $W_r = l \cdot \cos\theta - e$.
- Longitud del canal en una vuelta completa de la hélice: $Z = l / \sin\theta$

El parámetros geométricos restantes se derivan de de los anteriores. Varios de estos son funciones del radio. Incluyen la distancia perpendicular entre hilo e hilo, W_r ; la anchura de los hilos en la dirección axial, b_r ; y el ángulo de hélice, θ_r . En la pared del cilindro estos parámetros se indexan mediante una b . El ángulo de la hélice en la pared del cilindro es θ_b y se calcula usando la eq. (2.1). Un tornillo que tiene una longitud que es igual al diámetro del barril se conoce como cuadrado hecho. El ancho de la cresta del tornillo es la perpendicular

al borde de perfil e . El ángulo de la hélice en la pared del cilindro para un tornillo hecho-cuadrado es de $17,7^\circ$.

$$\tan\theta_b = \frac{L}{\pi D_b} \therefore \theta_b = \arctan\frac{L}{\pi D_b} \quad (2.1)$$

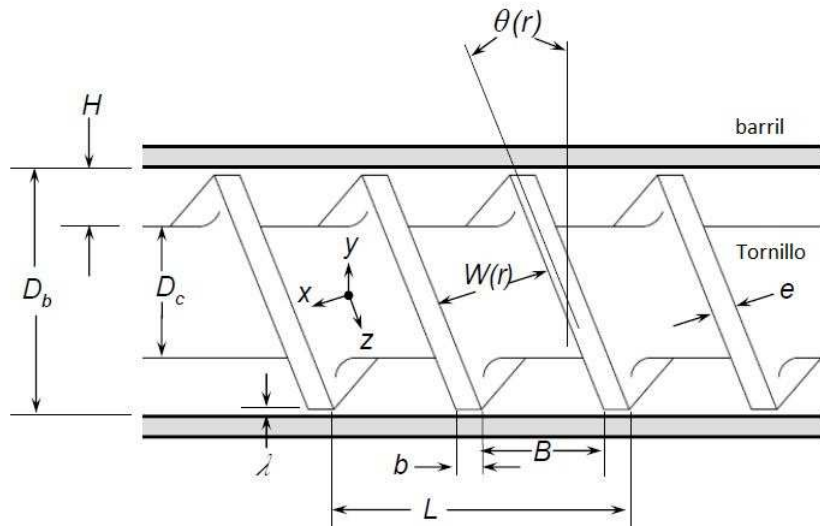


Figura 2.3: Diagrama esquemático de la geometría de tornillo doble hilo [5].

La relación entre el ancho del canal perpendicular, del hilo al barril, W_b , y la distancia axial entre el hilo y los bordes en el barril, B_b , es como sigue:

$$W_b = B_b \cos\theta_b = \left(\frac{L}{p} - b_b\right) \cos\theta_b = \frac{L}{p} \cos\theta_b - e \quad (2.2)$$

$$e = b_b \cos\theta_b \quad (2.3)$$

Como se mencionó anteriormente, varios de los parámetros geométricos son una función de la posición radial r del tornillo. Estos parámetros incluyen el ángulo de hélice y los anchos de canal. La longitud de un arco de una vuelta completa a la superficie del barril es πD_b . En el tornillo la longitud de la superficie del arco durante un turno es $\pi(D_b - 2H)$; la longitud, sin embargo, sigue siendo la misma. Esto conduce a un ángulo de hélice más grande en la raíz del tornillo que en la superficie barril. Este análisis es para una anchura del hilo que no cambia con la profundidad del canal.

El ángulo de la hélice y los anchos de canal en la base del tornillo o la raíz se designan con

un subíndice c , y que se calculan como sigue:

$$\tan\theta_c = \frac{L}{\pi(D_b - 2H)} = \frac{L}{\pi D_c} \therefore \theta_c = \arctan\frac{L}{\pi D_c} \quad (2.4)$$

De esta manera analoga se puede obtener el ancho del canal a partir de los bordes del centro del tornillo B_c y el angulo θ_c .

$$W_r = B_c \cos\theta_c = \left(\frac{L}{p} - b_c\right) \cos\theta_c = \frac{L}{p} \cos\theta_c - e \quad (2.5)$$

$$e = b_c \cos\theta_c \quad (2.6)$$

Lo cual se puede presentar como una forma generalizada en función del radio, r y del diámetro local D quedando como:

$$\theta_{(r)} = \arctan\frac{L}{\pi D} \quad (2.7)$$

$$W_{(r)} = B \cos\theta_{(r)} = \left(\frac{L}{p} - b_{(r)}\right) \cos\theta_{(r)} = \frac{L}{p} \cos\theta_{(r)} - e \quad (2.8)$$

El promedio del canal del ancho del canal designada como W se obtiene de:

$$W = \frac{W_b + W_c}{2} \quad (2.9)$$

El calculo con coordenadas helicoidales es algo complicado, por lo que una forma es considerar al tonillo desenrollado en coordenadas cartesianas para efectos de calculo. Teniendo la longitud de la hélice en direccion z teniedo cualquier radio para la longitud axial l :

$$z_{(r)} = \frac{l}{\sin\theta_{(r)}} \quad (2.10)$$

2.3. Análisis del flujo en un extrusor.

Para una adecuada operación del extrusor de un solo tornillo, la sección de dosificación del husillo, debe ser el paso limitante de la velocidad del proceso. Por lo tanto, el cálculo de los flujos en la sección de dosificación del proceso puede ser utilizado para determinar si el extrusor está funcionando correctamente. Un método simple y rápido para la estimación de las componente del flujo en la sección de dosificación fue desarrollado por Rowell y Finlayson para bombas de tornillo, y se describe en el marco de Lagrange por Tadmor y

Klein [30]. Estos flujos se basan en un marco de referencia donde el barril gira en la dirección opuesta a la rotación normal del husillo y son llamados: flujo de arrastre y el flujo de presión.

Varios otros métodos están disponibles para la estimación de las componentes del flujo en la sección de dosificación del tornillo, pero pueden ser más complicados y consume mucho tiempo[28].

El método descrito aquí es el más simple de todos los métodos. Esta simplicidad se basa en numerosos supuestos (enumerados a continuación), y por lo tanto se requiere una cantidad mínima de datos y menor costo computacional. El cálculo sólo está pensado para dar una estimación rápida y cruda de los flujos, ya que en la mayoría de los casos supuestos de 4 a 7 son violados. Los supuestos para el método de cálculo simple son los siguientes:

1. El flujo está completamente desarrollado.
2. Los canales están completamente llenos.
3. No existe deslizamiento en las fronteras.
4. No existe fuga de flujos en el extremo de la hélice.
5. Todas las esquinas de los canales son cuadradas.
6. Los flujos son isotérmicos y Newtonianos.
7. Las dimensiones del canal no cambian en la sección de dosificación (extracción).

Para resolver el modelo de la mecánica del fluido el canal helicoidal formado por el husillo y el barril puede ser desenrollado para obtener la geometría rectangular mostrada en la figura 2.4. A pesar que la geometría real es helicoidal y tiene curvatura, la pequeña separación δ usada en extrusores comerciales permite asumir un efecto despreciable de la curvatura y resolver las ecuaciones con un sistema coordenado rectangular. De el enunciado anterior es posible asumir que el barril sera un una superficie plana con velocidad:

$$V_b = \pi N D_b \quad (2.11)$$

La cual puede se puede separar en sus componentes rectangulares en el eje x:

$$V_{bx} = \pi N D_b \text{sen} \theta_b \quad (2.12)$$

y en el eje z:

$$V_{bz} = \pi ND_b \cos \theta_b \quad (2.13)$$

Donde N es la velocidad del husillo en rps.

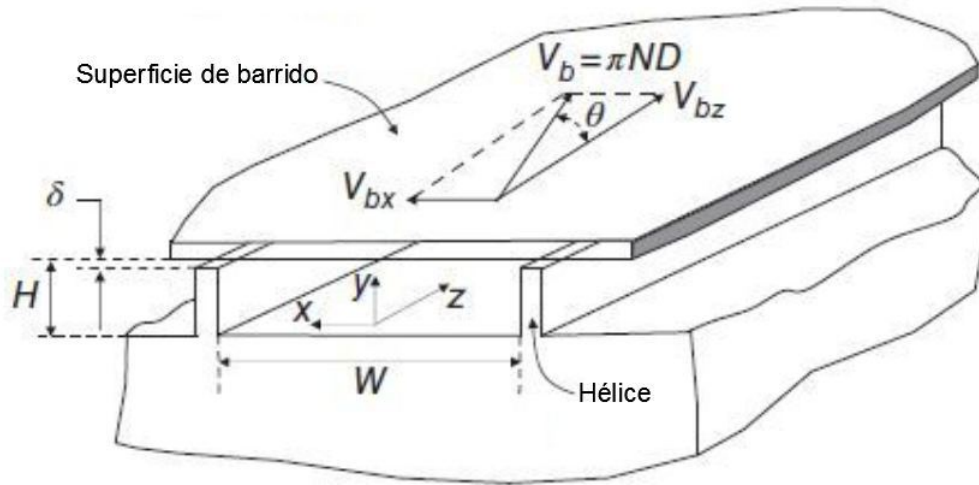


Figura 2.4: Modelo del tornillo desenrollado [29]

Tomando esta asunción en el modelo de [30] que describe un flujo incompresible e isotérmico gobernado por la velocidad y presión del material en el interior del canal de un extrusor, que a su vez puede ser presentado por las ecuaciones de continuidad y movimiento.

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}) = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}) = -\nabla P + \rho \bar{g} + \nabla \cdot \bar{\tau} \quad (2.15)$$

Donde ρ denota la densidad, \bar{v} el vector velocidad, $\bar{\tau}$ el tensor de esfuerzos (Pa), P la presión (Pa) y \bar{g} una fuerza debida a la gravedad. En el proceso de extrusión se puede considerar en un estado estable incompresible y de alta viscosidad de del fluido. Basado en estas asunciones se puede descartar las derivadas con respecto al tiempo y densidad, así también como los efectos de inercia y fuerzas de gravedad sobre el volumen, lo que simplifica las ecuaciones:

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (2.16)$$

$$0 = -\nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau} \quad (2.17)$$

Las ecuaciones 2.16 y 2.17 se pueden escribir con sus componentes x , y y z como sigue:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (2.21)$$

Para fluidos newtonianos las ecuaciones arriba mostradas se transforman en:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \quad (2.24)$$

Donde μ es la viscosidad del fluido.

Para un fluido completamente desarrollado en 2D, las derivadas de las componentes de velocidad con respecto a z pueden descartarse, tal como se muestra en la figura 2.4 de la cual se tomó la sección transversal x , y . Por lo tanto, la presión del fluido en la dirección y no varía, y se descarta la velocidad en esta dirección. De esta manera las ecuaciones 2.22-2.24 se convierten en:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} \right) \quad (2.26)$$

La solución de la ecuación diferencial parcial ecuación 2.26 para obtener la componente de velocidad v_z se puede realizar por el método clásico de separación de variables y requiere

condiciones de frontera para las que se son las siguientes:

$$v_z = 0 \text{ a } \xi = \frac{y}{H} = 0 \quad (2.27)$$

$$v_z = V_{bz} \text{ a } \xi = \frac{y}{H} = 1 \quad (2.28)$$

$$v_z = 0 \text{ a } \chi = \frac{x}{W} = 0 \quad (2.29)$$

$$v_z = 0 \text{ a } \chi = \frac{x}{W} = 1 \quad (2.30)$$

La solución que de la ecuación 2.26 presentada por Tadmor [29] es la que a continuación se

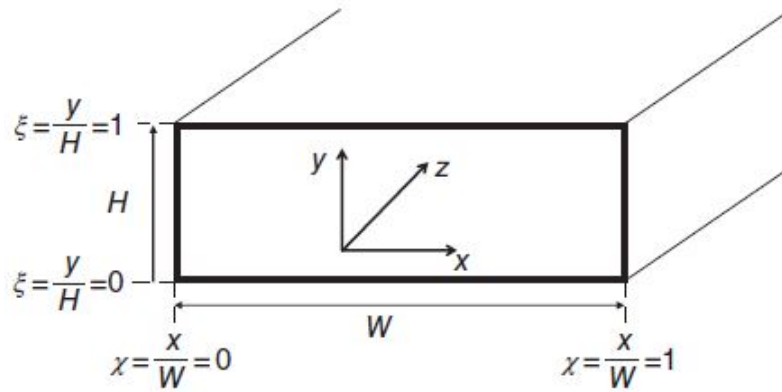


Figura 2.5: Modelo para la solución del flujo en un canal rectangular de un extrusor simple.

presenta:

$$u_z(\chi, \xi) = \frac{4}{\pi} \sum_{i=1,3,\dots}^{\infty} \frac{\sinh(i\pi h \xi)}{i \sinh(i\pi h)} \cdot \sin(i\pi \chi) +$$

$$\left(\frac{H^2}{2\mu V_{bz}} \frac{\partial P}{\partial z} \right) * \left[\xi^2 - \xi + \frac{8}{\pi^3} \sum_{i=1,3,\dots}^{\infty} \frac{\cosh\left(\frac{i\pi(\chi-0.5)}{h}\right)}{i^3 \cosh\left(\frac{i\pi}{2h}\right)} \right] \quad (2.31)$$

Donde $u_z = v_z/V_{bz}$, $\chi = x/W$ y $h = H/W$ que para canales poco profundos es significativamente más pequeña que 1. De la ecuación 2.31 se puede obtener el flujo neto Q si se

integra.

$$Q = WHV_{bz} \int_0^1 \int_0^1 u_z(\chi, \xi) d\xi d\chi \quad (2.32)$$

Dando el resultado como:

$$Q = \frac{V_{bz}WH}{2} F_d + \frac{WH^3}{12\mu} \left(-\frac{\partial P}{\partial z} \right) F_p \quad (2.33)$$

Donde F_d y F_p son conocidos como factores de forma que se asocian al flujo de arrastre y a la presión de flujo respectivamente los que se muestran en la figura 2.6 y servirán para aproximar el flujo a un fluido newtoniano, claramente se puede observar que la geometría del tornillo tiene un gran efecto en el presión de flujo, así como canales más profundos incrementan la resistencia tanto al arrastre como a la presión debida al flujo.

F_d en el análisis mediante flujo plano no tiene en cuenta el efecto del hilo (hélice de canal) en el caudal. F_d compensa la reducción de la velocidad del flujo debido a la resistencia inducida de arrastre por los hilos. Para un canal infinitamente amplio sin hilos, F_d sería igual a 1. Cuando la anchura del canal se aproxima a la profundidad, F_d es de aproximadamente 0,5.

$$F_d = \frac{16W}{\pi^3 H} \sum_{i=1,3,5,\dots}^{\infty} \tanh\left(\frac{i\pi H}{2W}\right) \quad (2.34)$$

$$F_p = 1 - \frac{192H}{\pi^5 W} \sum_{i=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{i^5} \tanh\left(\frac{i\pi W}{2H}\right) \quad (2.35)$$

Donde existen dos fuerzas motrices para el flujo en la sección de dosificación del husillo. El primer flujo es debido simplemente a la rotación del tornillo y se conoce como el componente de flujo rotacional o arrastre, la segunda es debido al gradiente de presión que existe en la dirección z , y se conoce como presión de flujo. La suma de los dos flujos debe ser igual a la tasa de flujo global. Para un canal de profundidad constante están relacionados como se muestra en la ecuación 2.36 . El subíndice d se mantiene en la nomenclatura de consistencia histórica a pesar de que el término es para el flujo de rotación del tornillo en lugar del histórico concepto de flujo de arrastre.

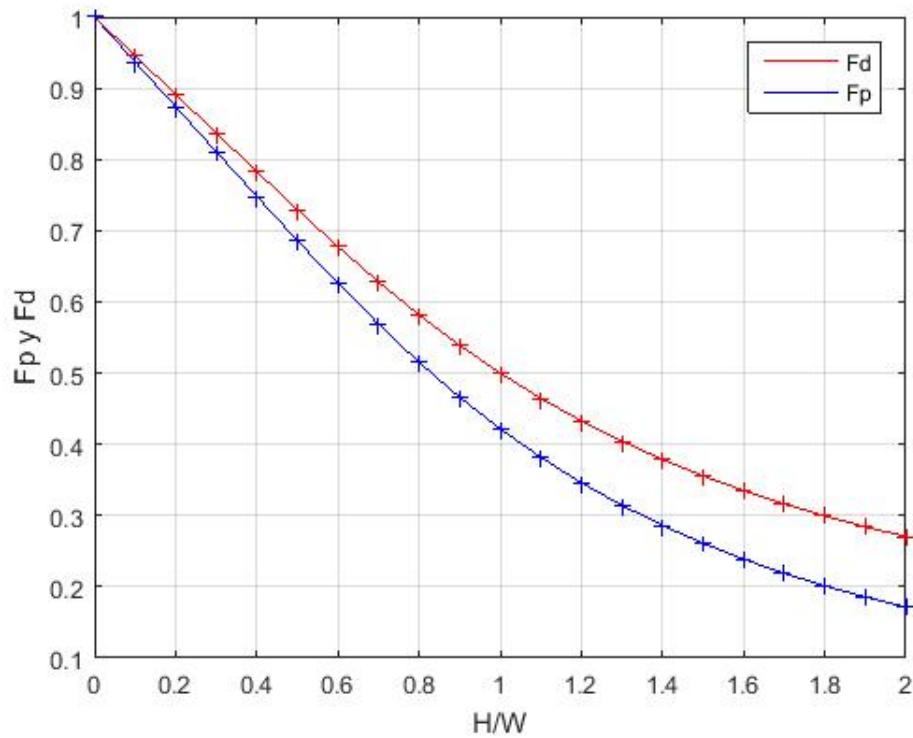


Figura 2.6: Factores de forma F_d y F_p como función H/W realizada en matlab.

$$Q = Q_d - Q_P \quad (2.36)$$

- La velocidad de flujo en general Q .
- El flujo de rotación Q_d .
- El flujo de presión Q_P .

El término flujo rotacional volumétrico (Q_d) depende de varios parámetros geométricos y velocidad de rotación. Como la mayoría de valores en la extrusora se miden en masa por unidad de tiempo, el término Q_{md} se define como el flujo rotacional de masas:

$$Q_d = \frac{V_{bz} W H F_d}{2} \quad (2.37)$$

$$Q_{md} = \frac{p \rho_m V_{bz} W H F_d}{2} \quad (2.38)$$

donde ρ_m es la densidad de masa fundida, a la temperatura media del fluido, V_{bz} es el componente z de la velocidad del tornillo a la pared del cilindro, H es la profundidad del canal. La presión de flujo, Q_P y el término Q_{mP} presión de flujo de masas, se resuelven como sigue:

$$Q_P = \frac{WH^3F_p}{12\eta} \left[\frac{\partial P}{\partial z} \right] \quad (2.39)$$

$$Q_{mP} = \frac{p\rho_mWH^3F_p}{12\eta} \left[\frac{\partial P}{\partial z} \right] \quad (2.40)$$

La relación entre el gradiente de presión en la dirección z a lo largo del eje axial l es como sigue recordando que el gradiente de presión real en el barril es función de la forma del tornillo a lo largo de su longitud, en la figura 2.7 se da un perfil común de la presión. Si como aproximación se supone que el perfil es una línea recta, que en la figura se indica con una línea de rayas:

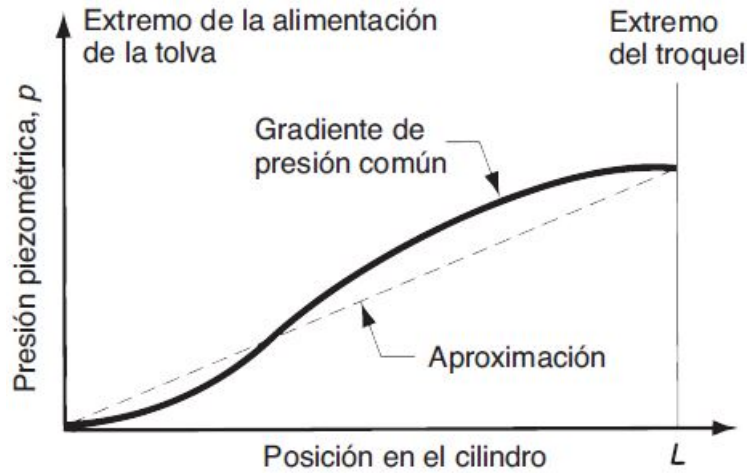


Figura 2.7: Gradiente de presión común en un extrusor, la línea de rayas indica una aproximación lineal recta para facilitar los cálculos [3].

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) = \left(\frac{\partial P}{\partial l} \right) \text{sen}\theta_b \quad (2.41)$$

El gradiente de presión es generalmente desconocido, pero el máximo que puede tomar para un estado estable, es simplemente la presión de descarga, P_{dis} dividido entre la longitud helicoidal de la sección de dosificación. Este máximo gradiente asume que la presión al principio de la sección es cero. Para un apropiado proceso de diseño el gradiente real será menor que

este máximo y la presión al comienzo de la sección no sera cero.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right) = \frac{P_{dis} \operatorname{sen}\theta_b}{l_m} \quad (2.42)$$

Los que se pueden escribir como:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right) \approx \frac{P_o - P_l}{l} = \frac{\Delta P}{l} \quad (2.43)$$

Sustituyendo ecuación 2.43 en 2.41 y 2.42 tenemos que:

$$\left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right) \approx \operatorname{sen}\theta_b \frac{P_o - P_l}{l} = -\operatorname{sen}\theta_b \frac{\Delta P_{dis}}{l_m} \quad (2.44)$$

Sustituyendo ecuación 2.44 en la ecuación 2.39 y 2.40 y a su vez en la ecuación 2.33 tenemos:

$$Q = \frac{\pi N D_b \cos\theta_b W H}{2} F_d - \frac{W H^3 \operatorname{sen}\theta_b \Delta P}{12\mu l} F_p \quad (2.45)$$

A la cual se le incorpora la densidad del material a extruir y el número de hélices en paralelo, que permite tener un modelo con una mejor aproximación [5].

$$Q_m = \frac{p\rho\pi N D_b \cos\theta_b W H}{2} F_d - \frac{p\rho W H^3 \operatorname{sen}\theta_b \Delta P}{12\mu l} F_p \quad (2.46)$$

A causa de, que el comportamiento real del material en el extrusor es no-newtoniano, se debe realizar una corrección, para el cual se utiliza la razón de corte aparente ecuación 2.47 .

$$\dot{\gamma} = \frac{\pi N D_b}{H} \quad (2.47)$$

El comportamiento newtoniano del flujo se determina por la viscosidad aparente.

$$\mu = m\dot{\gamma}^{n-1} \quad (2.48)$$

En la que m y n son índice de consistencia y flujo respectivamente que son tomados de tablas para extrusión de alimentos[15, 20] apéndice A.

2.4. Condiciones de operación

Si la presión de flujo (contrapresión) es igual a cero, de modo que el flujo no tenga restricción en el extrusor, entonces el flujo sería igual al flujo por arrastre Q_d dado por ecuación 2.36 y Dados los parámetros de diseño y operación [13]

$$Q = Q_d - 0 \quad (2.49)$$

ésta es la capacidad de flujo máximo posible del extrusor. Se denotará como Q_{max} :

$$Q_{max} = \frac{\pi N D_b \cos \theta_b W H}{2} \quad (2.50)$$

Por otro lado, si la contrapresión fuera tan grande que ocasionara un flujo igual a cero, entonces el flujo a contrapresión sería igual al flujo por arrastre, es decir:

$$0 = Q_d - Q_P \quad (2.51)$$

$$Q_d = Q_P \quad (2.52)$$

$$\frac{\pi N D_b \cos \theta_b W H}{2} = \frac{W H^3 \sin \theta_b \Delta P}{12 \mu l} \quad (2.53)$$

y despejando a P de ecuación 2.53:

$$P_{max} = \frac{6 \pi \mu N D_b l \cot \theta_b}{H^2} \quad (2.54)$$

Los dos valores Q_{max} y P_{max} son puntos a lo largo de los ejes del diagrama conocido como característica del extrusor (o bien característica del tornillo), como se ve en figura 2.8 la cual define la relación entre la presión piezométrica y el gasto en una máquina de extrusión con parámetros de operación dados.

Con un dado en la máquina y el proceso de extrusión en marcha, los valores reales de Q y P estarán en algún punto entre los valores extremos, la ubicación determinada por las características del dado. El gasto a través de éste depende del tamaño y la forma de la abertura

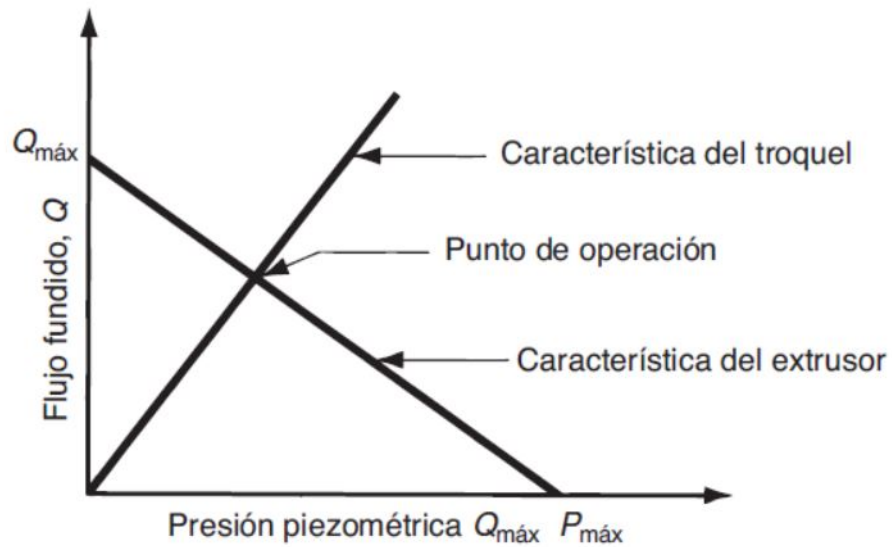


Figura 2.8: Característica del extrusor (también llamada característica del tornillo) y característica del troquel. El punto de operación del extrusor está en la intersección de las dos líneas [13].

y de la presión que se aplique para forzar al fundido a pasar por aquélla. Esto se expresa así:

$$Q_x = K_s \cdot P_e \quad (2.55)$$

donde Q_x es el flujo; P_e presión piezométrica; y K_s factor de forma para el dado. Para una abertura circular en el dado, con una longitud de canal dada, el factor de forma se calcula como :

$$K_s = \frac{\pi D_d^4}{128 \eta L_d} \quad (2.56)$$

Para formas distintas de la circular, el factor de forma del dado es menor que para uno redondo con la misma superficie de su sección transversal apéndice B, lo que significa que se requiere una presión mayor para obtener el mismo flujo. La relación entre Q_x y P_e se denomina característica del dado.

En la figura 2.4 aparece como una línea recta, que se intersecta con la característica del extrusor anterior. El punto de intersección identifica el punto de operación para el proceso de extrusión. La característica del tornillo se expresa como la ecuación de la línea recta entre Q_{max} y P_{max} , que es:

$$Q_x = Q_{max} - \left(\frac{Q_{max}}{P_{max}} \right) P_e \quad (2.57)$$

Al igualar las ecuaciones 2.55 y 2.57, se tiene:

$$P_e = \frac{Q_{max}}{K_s - \left(\frac{Q_{max}}{P_{max}} \right)} \quad (2.58)$$

2.5. Eficiencia de bombeo y potencia del motor.

El significado de la palabras según [12]:

Bombear: Impulsar un fluido por medio de una bomba; sacar agua u otro líquido por medio de una bomba.

Eficiencia: Capacidad para realizar o cumplir adecuadamente una función.

Por lo cual se considera al extrusor como una bomba, para fines prácticos el máximo rendimiento y la máxima acumulación de presión, se encuentran fácilmente haciendo la aceleración igual a cero e igual a la unidad respectivamente.

Otro efecto relevante de este parámetro es el que desempeña en la eficiencia de bombeo, ε , definida como la fracción de la potencia del motor E utilizada para el bombeo E_p , para transportar el material y generar la presión necesaria para la extracción.

$$\varepsilon = \frac{E_p}{E} \quad (2.59)$$

A su vez la potencia de bombeo se puede escribir:

$$E_p = \frac{3\mu (\pi N D_b)^2 W l}{H \sin \theta_b} [a (1 - a) \cos^2 \theta_b] \quad (2.60)$$

La relación de aceleración se define como [20]:

$$a = \frac{Q_P}{Q_d} = \frac{\text{presion de flujo}}{\text{arrastre de flujo}} \quad (2.61)$$

La ecuación 2.61 establece la relación entre la presión y arrastre de flujo. Y la potencia necesaria del motor para bombear el material a través de la zona de dosificación se presenta en la ecuación 2.62, en la que los términos entre corchetes pertenecen al flujo de arrastre en la dirección del canal, el flujo perpendicular a la dirección del canal y la presión de flujo respectivamente.

$$E = \frac{\mu\pi^2 N^2 D_b^2 W l}{H \sin\theta_b} [\cos^2\theta_b + 4\sin^2\theta_b + 3a\cos^2\theta_b] \quad (2.62)$$

Al sustituir la aceleración a en la ecuación 2.62 y ordenar términos queda como:

$$E = \frac{\mu\pi^2 N^2 D_b^2 W l}{H \sin\theta_b} \left[4 + 3\cos^2\theta_b \frac{Q_P}{Q_d} \right] \quad (2.63)$$

La eficiencia del bombeo de un extrusor de simple hélice se puede calcular como sigue:

$$\varepsilon = \frac{3a(1-a)}{1+3a+4\tan^2\theta_b} \quad (2.64)$$

De la ecuación 2.62 es posible encontrar la potencia mínima bajo la condición de descarga abierta $Q = 0$ y máxima bajo las condiciones de $Q = Q_d$ respectivamente.

$$E_{min} = \frac{\mu\pi^2 N^2 D_b^2 W l}{H \sin\theta_b} [4 - 3\cos^2\theta_b] \quad (2.65)$$

$$E_{max} = \frac{\mu\pi^2 N^2 D_b^2 W l}{H \sin\theta_b} [4] \quad (2.66)$$

En la ecuación 2.65 y ecuación 2.66 se presentan la potencia mínima y máxima requeridas para el extractor.

2.6. Diseño de la maquina.

2.6.1. Diseño del Husillo

Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. Un eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión que se utiliza para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos, un eje no giratorio puede diseñarse con facilidad y analizarse como una viga estática [4].

Para el análisis del husillo se propone el diagrama de cuerpo libre presentado en la figura 2.9:



Figura 2.9: Modelo CAD del husillo propuesto

En el se muestran las cargas que están actuando, y es posible notar que en la dirección vertical solo actúan fuerzas debidas al peso de cada sección, y el dirección axial actuá la presión de operación. Con esto se pueden calcular las reacciones en los rodamientos que servirán para obtener los diagramas de cortantes y momento flector debida a estas fuerzas.

Definición de esfuerzos cortantes

Son fuerzas internas en el plano de la sección y su resultante debe ser igual a la carga soportada. Esta magnitud es el cortante en la sección. Dividiendo la fuerza cortante por el área A de la sección obtienes en el esfuerzo cortante promedio en la sección. Se presentan normalmente en pernos, pasadores y remaches utilizados para conectar varios miembros estructurales y componentes de máquinas.

La fuerza cortante en cualquier sección de una viga tiene igual magnitud, pero dirección opuesta a la resultante de las componentes en la dirección perpendicular al eje de la propia viga de las cargas externas, y reacciones en los apoyos que actúan sobre cualquiera de los dos lados de la sección que se está considerando.

Definición de momento flexionante

Se denomina momento flector al momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal de un prisma mecánico flexionado o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión. El momento flector puede aparecer cuando se someten estos elementos a la acción un momento (torque) o también de fuerzas puntuales o distribuidas.

El momento flexionante en cualquier sección de la viga tiene igual magnitud, pero dirección opuesta a la suma algebraica de los momentos respecto a la sección que se esté considerando de todas las cargas externas, y reacciones en los apoyos que actúan sobre cualquiera de los dos lados de esta sección.

Un diagrama de fuerzas cortantes o un diagrama de momentos flexionantes es una gráfica que muestra la magnitud de la fuerza cortante o momento flexionante a lo largo de la viga. En la figura 2.10 se muestran las convenciones de signo usadas para el momento flexionante y la fuerza cortante. Con base en los diagramas obtenidos es posible determinar el momento

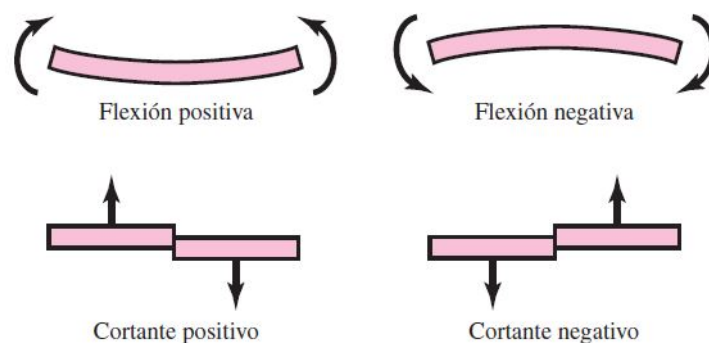


Figura 2.10: Convenciones de signos de la flexión y el cortante.

flector máximo.

Esfuerzo

La fuerza y el momento totales que actúan sobre la superficie se manifiestan a sí mismos una distribución de fuerzas a través de toda el área. La distribución de fuerza que actúa en un punto sobre la superficie es única y tendrá componentes en las direcciones normal y tangencial llamados esfuerzo normal y esfuerzo cortante tangencial, respectivamente. Los esfuerzos normales y cortantes se identifican con las letras griegas σ (sigma) y τ (tau), respectivamente. Si la dirección de σ es saliente de la superficie se considera un esfuerzo de tensión y es un esfuerzo normal positivo. Si σ entra hacia la superficie es un esfuerzo compresivo y comúnmente se considera una cantidad negativa. Las unidades de esfuerzo usuales en Estados Unidos son libras por pulgada cuadrada (*psi*). En el caso de las unidades SI, el esfuerzo se representa en newtons por metro cuadrado (N/m^2); $1 N/m^2 = 1$ pascal (Pa) [4]. Se determinara la magnitud máxima del esfuerzo en flexión donde c tiene la magnitud más grande:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (2.67)$$

donde I es el segundo momento de área alrededor del eje z . Esto es:

$$I = \int y^2 dA \quad (2.68)$$

Sabiendo que I cambia debido a la seccion, existen tablas para que nos ahorraran tiempo.

Torsión

Cualquier vector momento que sea colineal con el eje de un elemento mecánico se llama vector de par de torsión, porque el momento causa que el elemento se tuerza respecto a ese eje. Una barra sometida a un momento de ese tipo se dice que está sometida a torsión. Como se muestra en la figura 2.11, el par de torsión T que se aplica a una barra se designa dibujando flechas en la superficie de la barra para indicar su dirección o dibujando flechas

de vector-par de torsión a lo largo de los ejes de torsión de la barra. Los vectores de par de torsión son las flechas huecas que se muestran en el eje x de la figura 2.11. Observe que siguen la regla de la mano derecha para vectores.

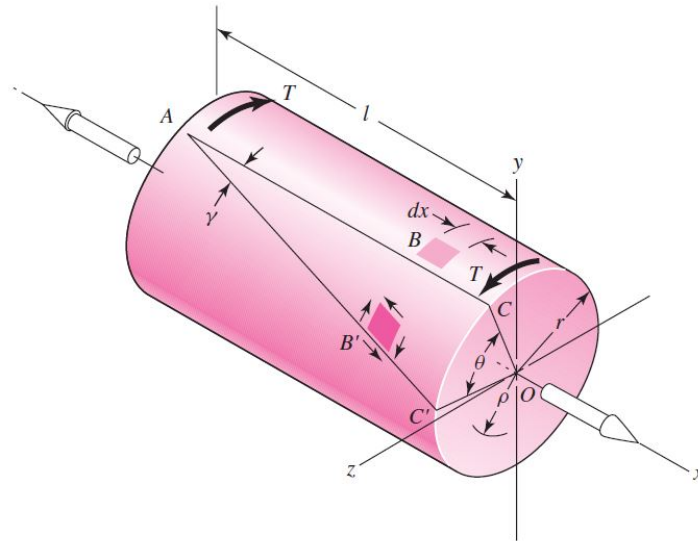


Figura 2.11: Barra sometida a torsión [4].

A través de la sección transversal se desarrollan esfuerzos cortantes. Para una barra sólida circular en torsión, estos esfuerzos son proporcionales al radio ρ y están dados por:

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad (2.69)$$

Si se designa a r como el radio de la superficie exterior, se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} \quad (2.70)$$

La ecuación 2.70 se aplica a secciones transversales circulares. Para una sección circular sólida se tiene que:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2.71)$$

Para efectos de calculo es necesario obtener el par de torsión T mediante la consideración de la potencia y velocidad del eje rotatorio como sigue:

$$T = 9,55 \frac{H_e}{n} \quad (2.72)$$

donde n se expresa en revoluciones por minuto.

Dado que el esfuerzo axial esta a compresión y el flexionante a tensión en el eje x se suman:

$$\sigma_x = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \quad (2.73)$$

Los esfuerzos principales se obtienen a partir del circulo de Mohr :

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (2.74)$$

y de igual forma los esfuerzos cortantes máximos son:

$$\tau_{1,2} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (2.75)$$

Por exactitud, se elige la **Teoría de la energía de distorsión máxima (esfuerzo de Von Mises)** como la base del diseño apéndice E. El esfuerzo Von Mises es:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (2.76)$$

Las ecuaciones indican que una situación de esfuerzo complejo se puede representar por medio de un solo valor, el esfuerzo de Von Mises, el cual puede compararse con la resistencia a la fluencia del material a través de:

$$\sigma' = \frac{S_y}{F.S} \quad (2.77)$$

donde: S_y es la resistencia a la fluencia del material, $F.S$ se le conoce como factor de seguridad y a σ' también es conocido como el esfuerzo permisible.

Despejando $F.S$ sabremos que marguen de seguridad tenemos antes que la pieza a analizar falle quedando como:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.78)$$

2.6.2. Analisis de la rosca [14]

Los esfuerzos de la rosca se calculan considerando que la rosca es una viga corta en voladizo proyectada desde el núcleo figura 2.12.

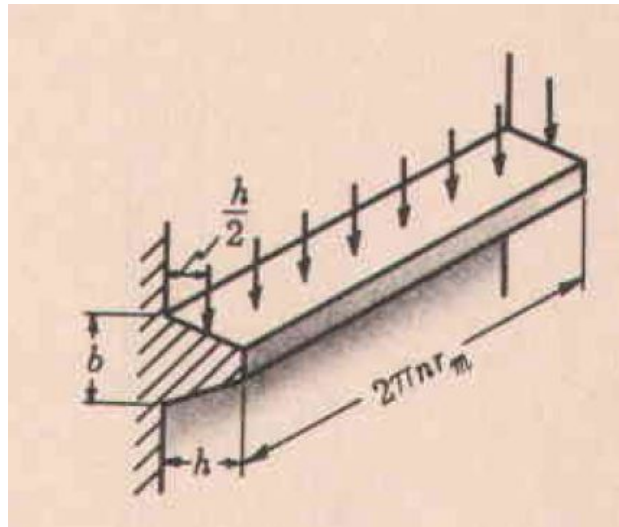


Figura 2.12: Viga en voladizo.

La carga sobre la viga se toma como la carga axial del tornillo W , concentrada en el radio medio, esto es en la mitad de la altura h de la rosca. El ancho de la viga es la longitud de la rosca (medida en el radio medio r_m) sometida a la carga. Con estas hipótesis el esfuerzo de flexión en la base de la rosca es, muy aproximadamente

$$S_b = \frac{3Wh}{2\pi n r_m b^2} \quad (2.79)$$

y el esfuerzo cortante transversal medio es

$$S_s = \frac{W}{2\pi n r_m b} \quad (2.80)$$

donde n es el número de vueltas de rosca sometidas a la carga y b es el ancho de la sección de la rosca en el núcleo.

La imagen de los esfuerzos en la unión de la rosca y el núcleo es realmente muy complicada, y las expresiones anteriores son apenas aproximaciones que sirven como guías en el diseño. En vez de r_m en estas expresiones, muchos proyectistas usan r_i para el tornillo y r_o para la tuerca, lo cual es una mejor aproximación ya que reconoce que la rosca de la tuerca es menos propensa a robarse que la del tornillo.

La presión de contacto entre las superficies del tornillo puede ser un factor crítico en el diseño, especialmente para tornillos de potencia. Está dada aproximadamente por

$$P = \frac{W}{2\pi n r_m h} \quad (2.81)$$

Este cálculo es bajo porque (1) las holguras entre la raíz y la cresta de las roscas interna y externa significan que la carga no es soportada sobre la profundidad total h y (2) la carga no está distribuida uniformemente sobre la longitud de la rosca.

2.6.3. Diseño del barril

El barril consiste en un tubo de el cual se puede analizar con la teoría para recipientes cilíndricos presurizados, cilindros hidráulicos, cañones de pistolas y tubos de conducción de fluidos a altas presiones ya que se desarrollan esfuerzos radiales y tangenciales con magnitudes que dependen del radio del elemento bajo consideración. Al determinar el esfuerzo radial σ_r y el esfuerzo tangencial σ_t , se supone que la elongación longitudinal es constante alrededor de la circunferencia del cilindro. En otras palabras, una sección recta (plana) del cilindro permanece plana después de ser sometida a un esfuerzo.

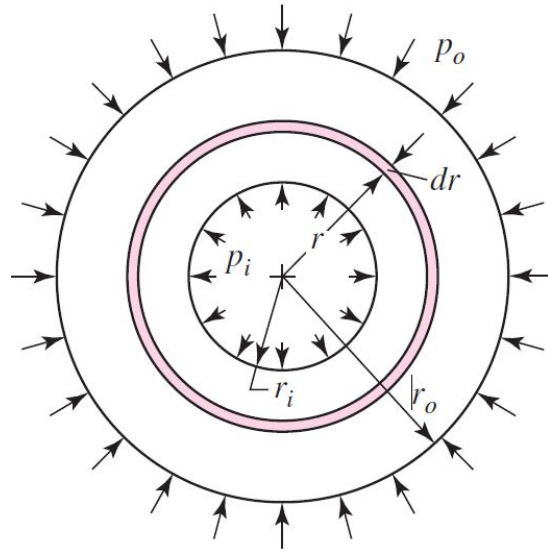


Figura 2.13: Cilindro sometido a presión interna y externa [4].

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 P_i - r_o^2 P_o - r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2.82)$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 P_i - r_o^2 P_o + r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2.83)$$

el radio interior del cilindro se designa como r_i , el radio exterior como r_o , la presión interna como p_i y la presión externa como p_o . Entonces se prueba que los esfuerzos tangencial y radial existen y se presentan como:

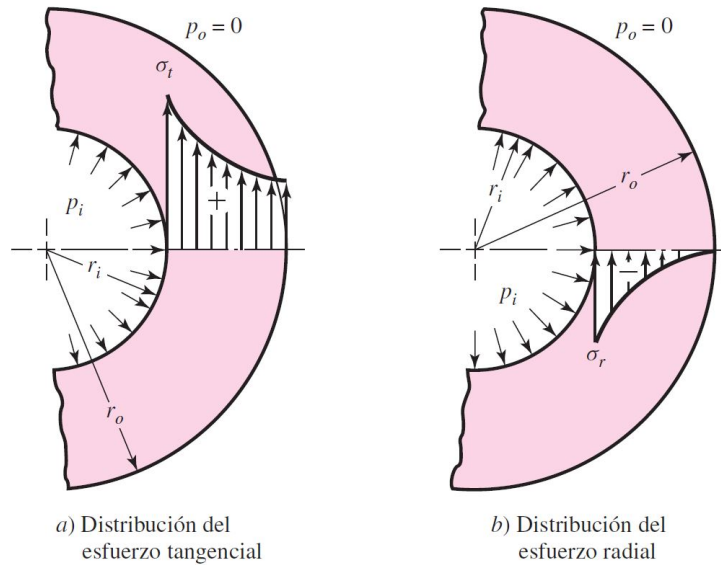


Figura 2.14: Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna [4].

El caso especial de $p_o = 0$ que es nuestro caso se presenta como sigue:

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r} \right) \quad (2.84)$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r} \right) \quad (2.85)$$

Debe considerarse que existen esfuerzos longitudinales cuando el propio recipiente a presión toma las reacciones en los extremos debidas a la presión interna. Este esfuerzo resulta ser:

$$\sigma_l = \frac{r_i^2 P_i}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2.86)$$

Estos tres esfuerzos, σ_t, σ_r y σ_l , donde el esfuerzo von Mises es:

$$\sigma_l = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.87)$$

El factor de seguridad se calcula a partir de la ecuación 2.78.

2.6.4. Diseño de la cuña

Las cuñas y los pasadores se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. Los pasadores se usan para posicionar axialmente y para transferir el par de torsión o empuje, o ambos. Basado en el diámetro del husillo la cuña cuadrada, también se encuentra disponible en tamaños rectangulares y los tamaños estándares, junto con el intervalo de diámetros de eje aplicables, se presentan con ayuda de tabla apéndice C. El diámetro del eje determina los tamaños estándar para el grosor, la altura y la profundidad de la cuña. El diseñador elige una longitud de cuña apropiada para soportar la carga de torsión.

La falla de la cuña puede ser por cortante directo, o por esfuerzo de apoyo. La longitud máxima de una cuña por lo general no debe exceder 1,5 veces el diámetro del eje, para evitar la torcedura excesiva con la deflexión angular del eje.

Para el cálculo de la cuña debemos obtener el par de torsión mediante la ecuación 2.72 de la potencia.

A partir de la figura 2.15, la fuerza F en la superficie del eje es:

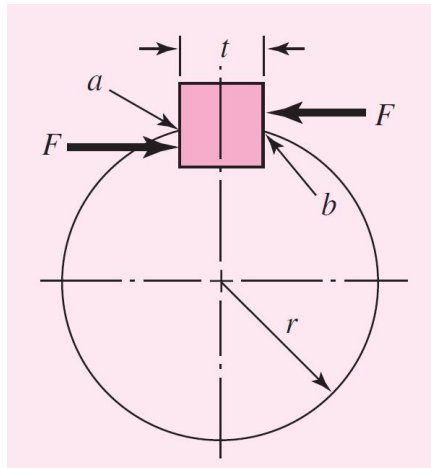


Figura 2.15: Diagrama de cuerpo libre de la cuña .

$$F = \frac{T}{r} \quad (2.88)$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577S_y \quad (2.89)$$

La falla por cortante a lo largo del área ab creará un esfuerzo de $\tau = F/tl$. Sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad, se tiene

$$\frac{S_{sy}}{F.S} = \frac{F}{tl} \quad (2.90)$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña:

$$\frac{S_{sy}}{F.S} = \frac{F}{tl/2} \quad (2.91)$$

2.6.5. Diseño del dado

Esto es mas fácil ya que el dado se analiza de igual manera que el barril ya que se considera un cilindro presurizado de pared gruesa, las ecuaciones se presentan arriba.

2.6.6. Diseño del Marco

Para diseñar el marco nos basaremos en un software especializado para análisis, este es Ansys con el cual se obtienen las frecuencias naturales del mismo, ya que al estar trabajando con un motor, este inducirá una fuerza de excitación y debemos evitar que la frecuencia natural y la frecuencia de excitación no se encuentren cercanas ya que podría entrar en resonancia y dañar el equipo.

2.6.7. Selección del reductor

En la gran mayoría de las industrias se emplea maquinaria que requiere de motores (casi siempre eléctricos), que sirven para mover sus diferentes partes, y elementos que les transmitan la potencia de éstos, tales como: poleas, bandas, catarinas, reductores de velocidad, etc.

En RAISA fabrican reductores de velocidad en diferentes modelos y tamaños, cubriendo una amplia gama de relaciones de transmisión, desde 5:1 hasta 4900:1, para potencias que van desde fracciones de HP hasta 150 HP En el caso de estos reductores, que utilizan engranajes de tipo sinfín-corona, se tiene la ventaja de que la transmisión se hace con ejes cruzados,

generalmente en ángulo de 90°, con lo que el espacio requerido es pequeño.

Para la selección del motorreductor utilizamos [26]:

Como primer paso seleccionamos la salida del reductor a derecha o izquierda, o de tipo bri-

Cuadro 2.1: Guía

1er paso	Requisitos técnicos del motorreductor
Definir el perfil del producto; para ello se requiere:	Tipo de reductor
	Potencia
	Velocidad de salida
	Factor de servicio
	Fuerza radial
2° paso	Temperatura ambiente
	Preseleccionar el motorreductor
Determinación de la gama de motorreductores	Tamaño del reductor y del motor según la potencia y la velocidad de salida
3er paso	Seleccionar detalladamente el motorreductor
Determinación de la referencia básica	Determinar la referencia según la potencia o el par y la velocidad de salida
	Completar la referencia según el modo de fijación, el eje y la forma constructiva del motorreductor
4° paso	Determinar el código de la forma constructiva/posición de montaje
	Seleccionar las opciones del motor
Complementar la referencia	Completar la referencia según la tensión y la frecuencia
	Determinar los componentes adosables y los códigos correspondientes

da, asimismo buscamos la potencia de entrada en Hp y la velocidad proporcionada por el motor como se muestra en el siguiente cuadro:

UGS-90 UGSA-90 UGSV-90 y UGSC-90

Reduccion Nominal	Descripcion de la capacidad	Velocidad de entrada		
		1750	1150	870
5	Pot. Entrada HP	10.8	9.12	8.1
	Pot. Salida HP	10.2	8.42	7.47
	Par Salida Kg-cm	2020	2273	2480
	Vel. Salida RPM	350	230	174
7.5	Pot. Entrada HP	8.72	7.29	6.24
	Pot. Salida HP	8.05	6.72	5.75
	Par Salida Kg-cm	2423	2908	3161
	Vel. Salida RPM	233	153	116
10	Pot. Entrada HP	7.64	6.42	5.52
	Pot. Salida HP	6.95	5.77	4.96
	Par Salida Kg-cm	2677	3023	3265
	Vel. Salida RPM	175	115	87
15	Pot. Entrada HP	5.48	4.61	3.94
	Pot. Salida HP	4.8	3.99	3.42
	Par Salida Kg-cm	3080	3610	3920
	Vel. Salida RPM	117	77	58

Cuadro 2.2: características del reductor

Con las características del motor se elige una reducción nominal de 15, con una potencia de entrada de $5,48Hp$ y una velocidad de entrada de $1750rpm$ los modelos *UGS – 90*, *UGSV – 90* cumplen estas características apéndice F.

2.7. Metodología

A continuación se presenta la metodología experimental para el *Diseño y fabricación de un prototipo extractor de aceite de la semilla de higuera*, que será llevada durante la elaboración del proyecto.

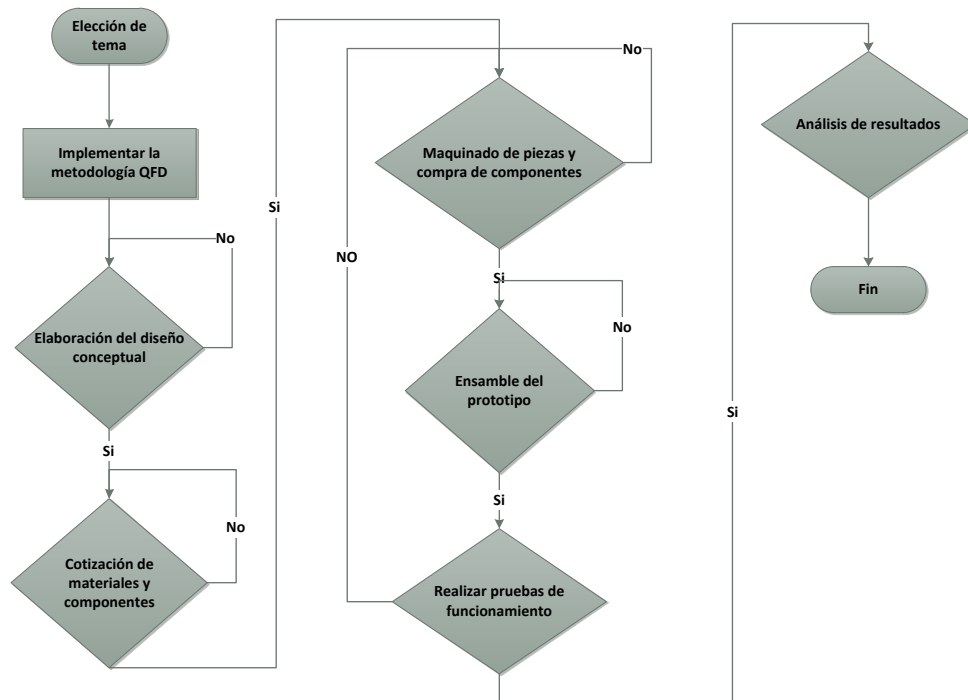


Figura 2.16: Diagrama de la metodología a utilizar.

2.8. Elección del tema.

Este paso consistió en decidir el tema, en el cual se basaría la presente tesis, y fue propuesto por el Ing. Ignacio Ibarquengiotia.

Los resultados obtenidos en esta investigación se aplicaran para optimizar la producción del aceite de higuera para elaborar biodiesel.

2.9. Implementación de la metodología QFD.

Consiste en cumplir con las necesidades del cliente, y lograr un diseño conceptual que pueda satisfacer dichas necesidades. Si el diseño cumple con estas podemos continuar con la siguiente etapa referente a las cotizaciones necesarias de materiales y componentes para la construcción del equipo, si no, debemos re diseñar el prototipo (se realizaran los cálculos necesarios).

2.10. Cotización de materiales y componentes.

Este paso nos dará la perspectiva del costo final del proyecto, también se podrá hacer una comparación de los precios actuales existentes en el mercado, si los costos de fabricación satisfacen la expectativa de ser menores a los del mercado, se podrán realizar las compras de los materiales y componentes. Algunas de las tiendas donde se pueden cotizar son:

- Grupo ARO, Club Rotario 105, San Antonio Tizayuca, Hidalgo, 779-796-1816 / 779-100-7830.
- Cortalamina S.A de C.V, calle dos, No. 301 Sta. Julia, Pachuca, Hidalgo, (771-7182-455).

2.11. Maquinado de piezas y compra de componentes:

Al llegar a este punto se procederá a la fabricación del prototipo, en donde ya con las cotizaciones realizadas se procederá a comprar los materiales y componentes necesarios. Ciertas piezas, las que deban ser maquinadas serán trabajadas en los talleres de la institución, determinadas partes deberán soldarse para lo cual utilizaremos soldadura. Aquellas otras para las que no se tenga el equipo necesario de construcción se mandaran a fabricar, hasta tener todo lo necesario para poder ensamblar todas las piezas.

2.12. Construcción del marco

En este punto se ha comprado el material tal como angulo, soldadura pintura primer, pintura alquidálica y laminas, se procede a cortar el angulo a las medidas que se necesitan con ángulos a 45, y se sueldan teniendo cuidado que la estructura quede escuadrada y aplicando una soldadura uniforme, luego se retirara cualquier rastro de oxido y grasa, para proceder a aplicar una capa de primer y posteriormente el color final.

2.13. Ensamble del prototipo.

El ensamble sera realizado en los talleres de la institución, es la parte mas critica debido a la posibilidad que ciertas partes podrían no encajar, de ser así se procederá a reparar o modificar las pieza. Hasta que se pueda revisar el funcionamiento.

2.14. Pruebas de Funcionamiento

Con el equipo armado, se podrá corroborar que el funcionamiento sea adecuado y se realizaran pruebas de la extracción, variando la velocidad de rotación del husillo, cantidad de material administrado entre otras.

2.15. Análisis de resultandos

Este ultimo paso del proyecto consiste en revisar y analizar los resultados obtenidos, presentar las conclusiones y elaborar la tesis.

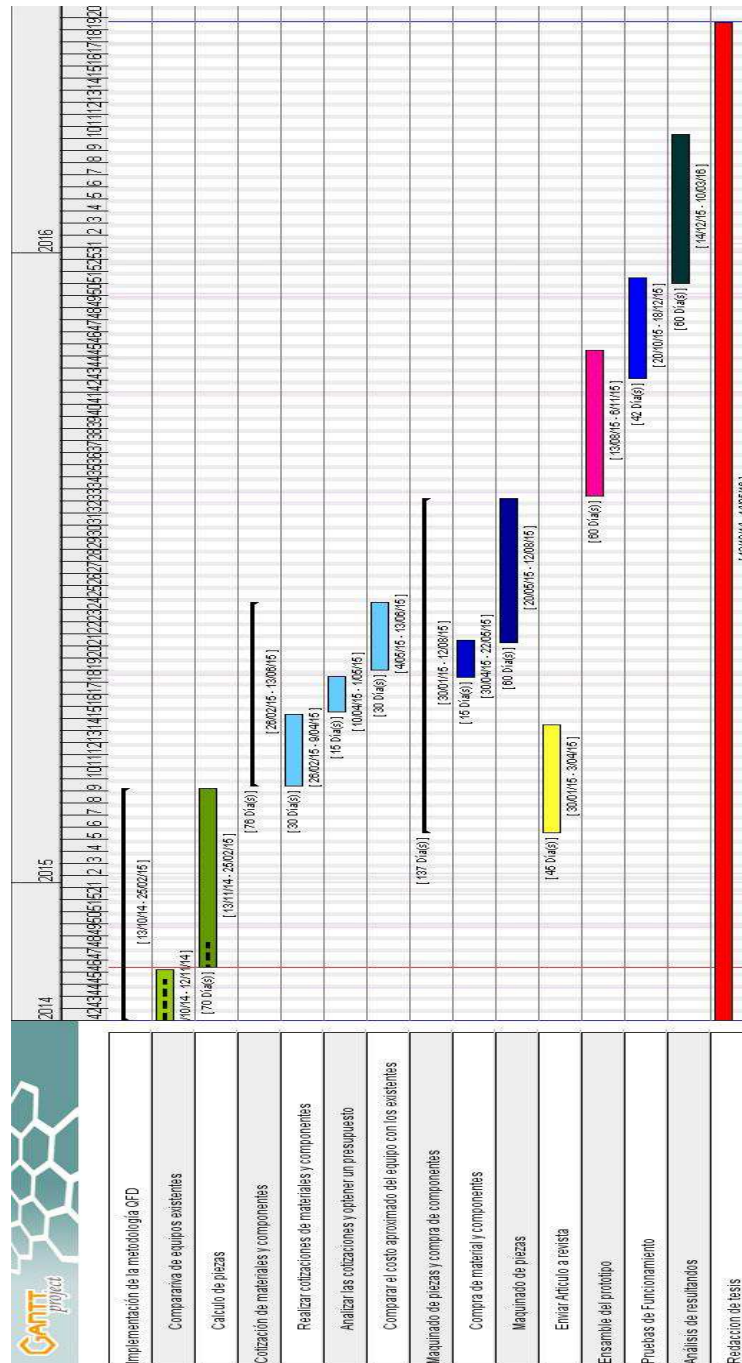


Figura 2.17: Cronograma de actividades.

Capítulo 3

Dimensionamiento del tornillo y parámetros de operación

En las secciones anteriores se han establecido las ecuaciones necesarias para determinar la presión del flujo, relación de aceleración, eficiencia de bombeo y potencia necesaria para que funcione adecuadamente el extractor.

A continuación, se presentan los parámetros que permiten obtener un extractor con una capacidad de procesamiento que cumpla con los requerimientos establecidos.

El cuadro 3.1 muestra la geometría del extractor y es el punto de partida para la estimación de sus parámetros restantes. Es importante mencionar que los valores que se muestran son el resultado de numerosas iteraciones en el proceso que a continuación se describe.

Cuadro 3.1: Geometría del husillo.

Datos								
D_b	D_c	L	H	λ	e	p	l	N
mm	mm	mm	mm	mm	mm		mm	rpm
63.5	39.37	25.4	11	1	10	1	400	120

A partir de los valores del cuadro 3.1 y utilizando las ecuaciones 2.1-2.10 se obtiene la completa descripción de la geométrica del husillo el cual ser modelado en un software de diseño CAD para su posterior análisis mecánico.

En el cuadro 3.2 se muestran estos resultados de la descripción geométrica, adicionalmente se presentan los factores de forma que se obtienen con ayuda de la figura 2.6.

Cuadro 3.2: Variables de la geometría

variable	Ecuación	Valor	Unidad
θ_b	2.1	7.26	°
Wb	2.2	15.20	mm
θ_c	2.1 con D_c	11.60	°
D	$(D_b + D_c)/2$	51.44	mm
Wc	2.2 con θ_c	14.88	mm
θ_r	2.7	8.93	°
Wr	2.5	15.09	mm
W	2.9	15.04	mm
$z_{(r)}$	2.10	201	mm
ξ	H/W	0.73	-

En el cuadro 3.3 se presentan las principales características obtenidas para este extractor como es la capacidad de procesamiento y la presión de trabajo.

Cuadro 3.3: Flujo y presiones en el equipo

variable	ecuación	valor	unidades
Fd	fig. 2.6	0.63	-
Fp	fig. 2.6	0.55	-
γ	2.47	227.89	1/s
μ	2.48	75.67	Pa.s
Q_{md}	2.37	66.83	Kg/h
Q_{Mp}	2.39	48.22	Kg/h
Q	2.45	18.61	Kg/h
Q_{max}	2.50	66.56	Kg/h
P_{max}	2.54	23.93	Mpa

A continuación se presentan las condiciones de operación para un dado específico basados en un sección circular:

Cuadro 3.4: Geometría del dado.

Dado	
D_d	L_d
mm	mm
11	80

Las condiciones de operación del equipo extractor estarán limitadas por las dimensiones del dado presentadas en el cuadro 3.4 y se presentan a continuación:

Cuadro 3.5: Punto de operación del extractor.

variable	ecuación	valor	unidades
K_s	2.56	1.58E-11	-
P_e	2.58	778	KPa
Q_x	2.57	64.66	Kg/h

La tabla 3.6 muestra los valores de potencia necesaria para el extractor que serán de suma importancia al elegir la potencia del motor.

Cuadro 3.6: Valores de motor y desempeño.

variable	Ecuación	Valor	Unidad
a	2.61	0.72	-
Ep	2.60	985.23	W
Ep		1.313	Hp
ε	2.59	0.18	-
ε		18.47	%
E	2.62	5333.63	W
E		7.11	Hp
E_{min}	2.65	1795.94	W
E_{min}		2.39	Hp
E_{max}	2.66	6699.15	W
E_{max}		8.93	Hp

Es posible ver que las dimensiones propuestas, marcan el comienzo para calcular todos los parámetros necesarios que permiten caracterizar el equipo, se pueden obtener algunos solo con medir, lo que hace posible que sea un proceso relativamente fácil.

A partir de estos valores es posible cotizar materiales comerciales o proponer algunos que se acerquen mas a lo que los proveedores en las cercanías tengan disponibles.

Capítulo 4

Diseño de la máquina.

En ingeniería el diseño mecánico es el proceso de dar forma, dimensiones, materiales, tecnología de fabricación y funcionamiento de una máquina para que cumpla unas determinadas funciones o necesidades.

En esta sección se observan los cálculos realizados para saber el comportamiento del eje bajo las cargas mostradas.

4.1. Cálculo para el husillo

Al resolver un problema relacionado con el equilibrio de un cuerpo rígido es esencial que se consideren todas las fuerzas que actúan sobre éste; además, es importante excluir cualquier fuerza que no esté dada directamente sobre dicho cuerpo. Omitir o agregar una fuerza extraña podría destruir las condiciones de equilibrio. Por tanto, el primer paso en la solución del problema es esquematizar un diagrama de cuerpo libre del cuerpo rígido en consideración con las fuerzas que actúan sobre este, donde: T representa el torque aplicado por el motor sobre el husillo, F_1 , F_3 , F_5 y F_6 representan las fuerzas debidas a la acción de la gravedad sobre la masa de cada sección y r_1 , r_2 representan las reacciones debidas a los baleros sobre el husillo, figura 4.1.

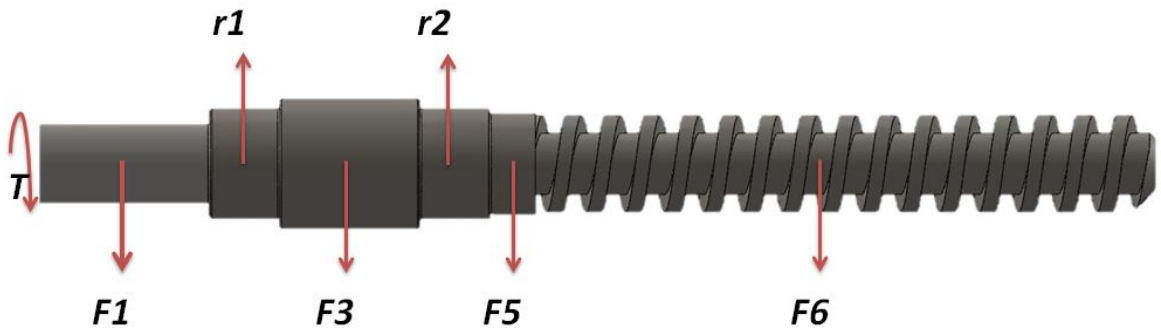


Figura 4.1: Diagrama de cuerpo libre de husillo.

Cuadro 4.1: Valor de las masas, el diámetro menor del eje y el esfuerzo de fluencia para el material propuesto.

m1	m3	m5	m6	d	Sy acero 1045 D [8]
kg	kg	kg	kg	mm	MPa
1.707	3.883	0.78	5.843	0.041	310

Al multiplicar las masa m de cada sección por la gravedad g obtenemos las fuerzas $F1$, $F3$, $F5$, $F6$:

$$F = mg \quad (4.1)$$

y a partir de un análisis estático simple se obtienen las reacciones:

Cuadro 4.2: Valores de las reacciones

r_1 N	r_2 N
-63.87	183.65

Teniendo todas las fuerzas que influyen en el husillo es posible realizar los cálculos que permiten obtener los esfuerzos a los que esta sometido

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (4.2)$$

para obtener los diagramas de momento flector máximo y de cortantes mostrados en las figuras 4.2 y 4.3, cuyos valores se muestran en el cuadro 4.3:

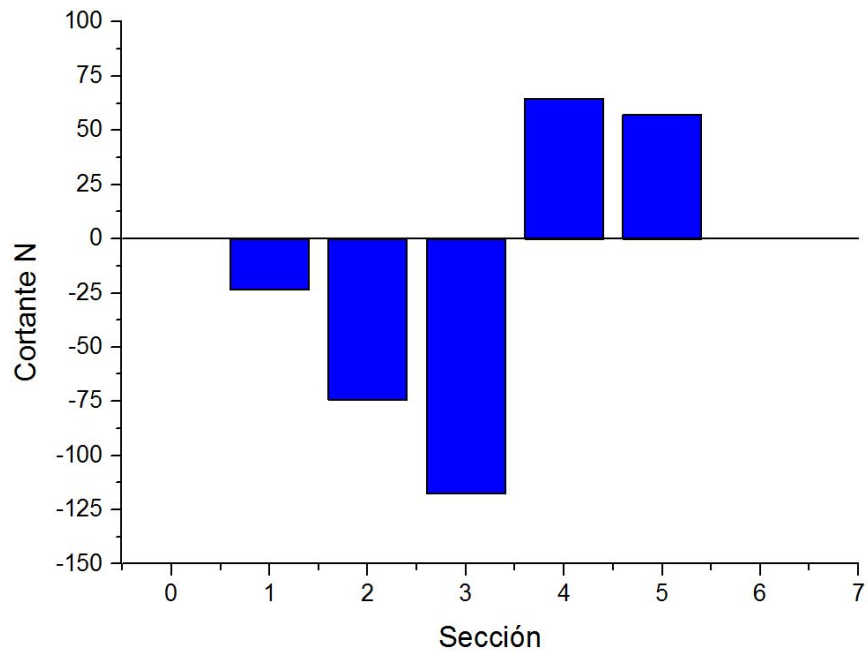


Figura 4.2: Diagrama de cortantes.

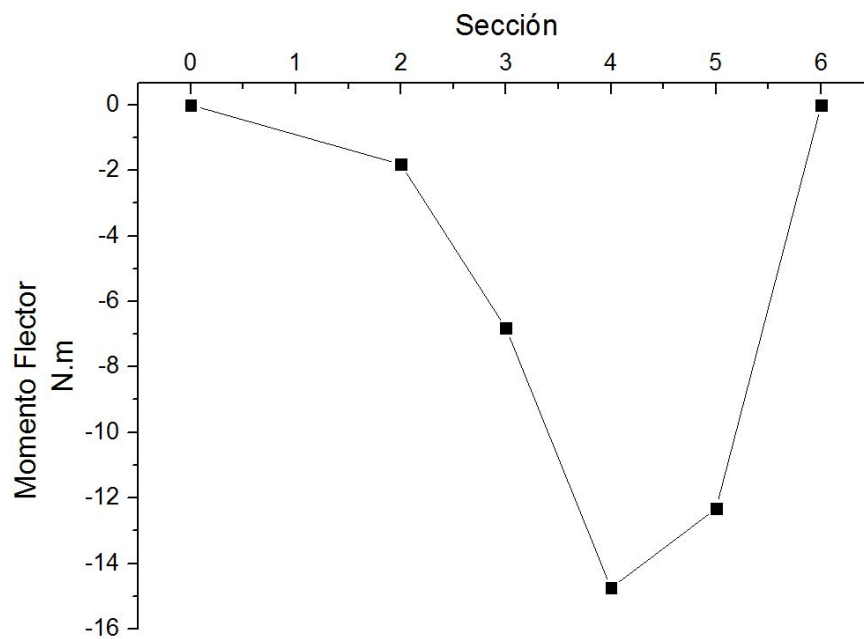


Figura 4.3: Diagrama de momento flector.

Cuadro 4.3: Valores de cortante y momento flector obtenido de los diagramas.

Cortante N	Momento flector máx N.m
-118.712	-14.752

Con el momento máximo flector M se prosigue el calculo con las ecuaciones presentadas para caracterizar el equipo sección 2.2 y los valores que se obtienen se muestran en el cuadro 4.4:

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} \quad (4.3)$$

La ecuación 4.3 representa la relación que tiene el esfuerzo torsional máximo con el torque administrado, el radio r del eje o flecha y J coincide con el momento polar de inercia para ejes circulares.

Cuadro 4.4: Valores de diseño del husillo estático.

Característica	Cantidad	Unidad
Potencia	5	Hp
Potencia	3728.499	W
Par	296.704	N.m
Esfuerzo máximo tensión	8.840	KPa
Esfuerzo de compresión por la presión	23.93	MPa
Esfuerzo normal máximo	36.26	MPa
Esfuerzo cortante máximo	24.29	MPa
esfuerzo torsional max	21.14	MPa
θ	1.32	°
esfuerzo de von mises	51.53	MPa
factor de seguridad	6.01	-

Basados en los resultados de la tabla anterior, se pueden observar esfuerzos a los que esta sometido el husillo y utilizando la teoría de la distorsión máxima, se obtiene el esfuerzo de Von Misses, sabiendo cual es la resistencia ala fluencia del material y utilizando la ecuación 2.78, se tiene que el husillo con un factor de seguridad de 6,01 para un acero 1045, lo

cual nos dice que aun podría soportar cargas mas grandes. No olvidando que este análisis tiene en consideración el menor diámetro del eje siendo en la raíz del tornillo.

4.2. Calculo de la rosca

Con las ecuaciones mostradas en la sección 2.6.2 y teniendo los datos mostrados a continuación:

Cuadro 4.5: Características del husillo.

Datos				
b mm	h mm	n_h	Syt	r_m
10	11	1	310000000	2575.94

los cuales se obtienen de las características del husillo, donde P es la presión de contacto y se utilizara la presión máxima ejercida en el extrusor de 23,93 MPa.

Cuadro 4.6: Valores obtenidos para la rosca.

	Ecuación	Cantidad	Unidad
$Atot$		0.178	m ²
W_x	2.81	4261.70	KN
S_b	2.79	86.89	Mpa
S_s	2.80	26.33	Mpa
σ_{eq}		98.13	Mpa
F_s		3.15	

El esfuerzo equivalente y el factor de seguridad se obtienen con la teoría de la distorsión máxima.

4.3. Calculo del barril

Con estos datos y las ecuaciones presentadas en la sección 2.6.3, se calculan los esfuerzos radiales, tangenciales, longitudinales y el esfuerzo de Von Misses que se utiliza en la teoría de la distorsión máxima:

Cuadro 4.7: Valores para el cilindro a presión

datos				
P_i MPa	r_i mm	r_o mm	S_y acero 1026 MPa [8]	
23.93	31.75	44.45		415

Cuadro 4.8: Valores para el diseño del barril.

variable	Unidad		
σ_t	30.93	MPa	
σ_r	-23.93	MPa	
σ_l	3.49	MPa	
σ'	47.52	MPa	
$F.s$	8.73	-	

De la tabla se tiene que σ' es igual a 47,52 MPa al utilizar la ecuación 2.78 y sustituir a S_y se tiene un factor de seguridad de 8,73 para un acero 1026, para este caso se tiene que p_o es igual a cero.

4.4. Cálculo de la cuña

Para la cuña se utilizara una cuadrada con los siguientes datos para calculo, el diseño se debe basar en resistencia a la fluencia de 310 MPa:

Cuadro 4.9: Valores para el calculo de la cuña.

datos					
Par	D_e	W	H	F.s	Sy acero 1045 D
Nm	mm	mm	mm	-	MPa
296.704	0.050	0.625	0.625	2.5	310

Cuadro 4.10: Valores obtenidos del calculo de la cuña.

F	S_{SY}	L_c	Aplastamiento
kN	MPa	m	m
11.681	178.87	0.0102	0.0205

Por estabilidad, por lo general la longitud de la maza de un engrane es mayor que el diámetro del eje. Si la cuña tuviera una longitud igual a la de la maza, tendría por consiguiente una resistencia mucho mayor, ya que el área de que estaría sometida a cortante sería mayor. Es importante resaltar que en este caso, se propone el factor de seguridad que se desea tener 2,5 utilizando la ecuación [2.91](#)

4.5. Comprobación de calculo con ayuda de ANSYS

La comprobación es la acción y el resultado de verificar que algo es certero, que se ajusta a la verdad o a la realidad, a través de someter la hipótesis a la experimentación, por lo cual compararemos los cálculos realizados con resultados obtenidos de la simulación del comportamiento de los componentes debida a las cargas aplicadas en un software FEA que es un método computarizado para predecir cómo un producto reacciona a fuerzas del mundo real, vibración, calor, flujo de fluido y otros efectos físicos. El análisis de elementos finitos muestra si un producto se romperá, se desgastará o funcionará de la manera en que fue diseñado.

Se llama análisis, pero en el proceso de desarrollo del producto, se utiliza para predecir lo que va a suceder cuando se utiliza el producto. El cual consiste en descomponer un objeto real en un gran número (miles a cientos de miles) de elementos finitos, como pequeños cubos.

Las ecuaciones matemáticas ayudan a predecir el comportamiento de cada elemento. A continuación, un equipo añade todos los comportamientos individuales para predecir el comportamiento del objeto real.

4.5.1. Comprobación del eje

Parte del diseño comprende el calculo manual o con ayuda computacional para resolver numéricamente un problema, para tal efecto se toma el software de ANSYS Worbench dentro del apartado estructural para poder llevar a cabo la comprobación, de los cálculos realizados a mano.

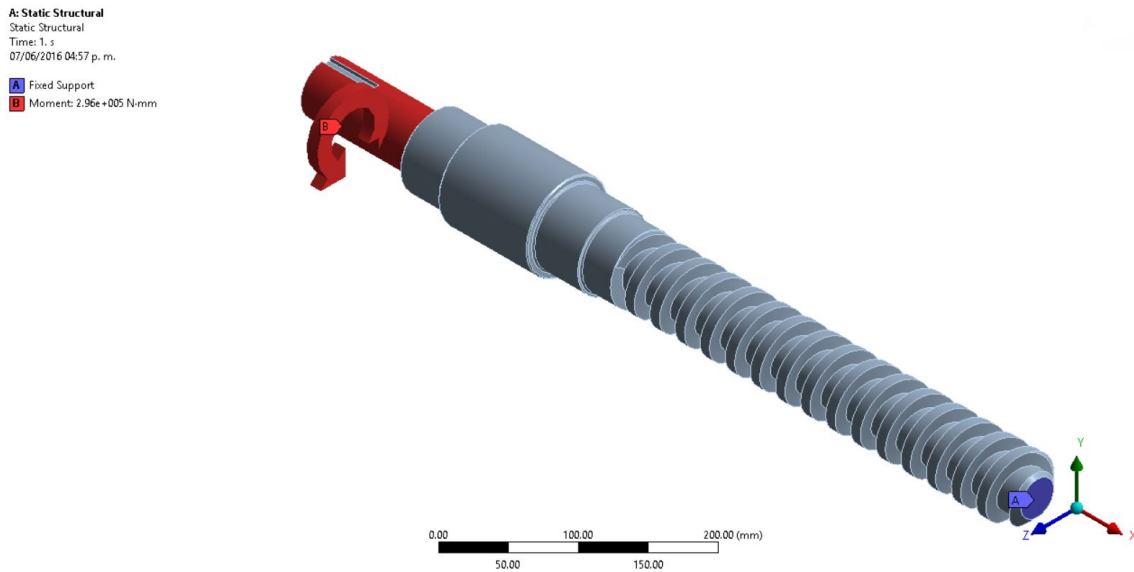


Figura 4.4: Cargas aplicadas para el análisis a torsión

La figura anterior muestra las condiciones de frontera que se emplearon para poder realizar el análisis, es posible observar para este caso, que el elemento esta fijo en la punta y en la parte posterior se coloca un torque, estas serán las condiciones, representando que el husillo esta conectado a un motor que le entrega un torque.

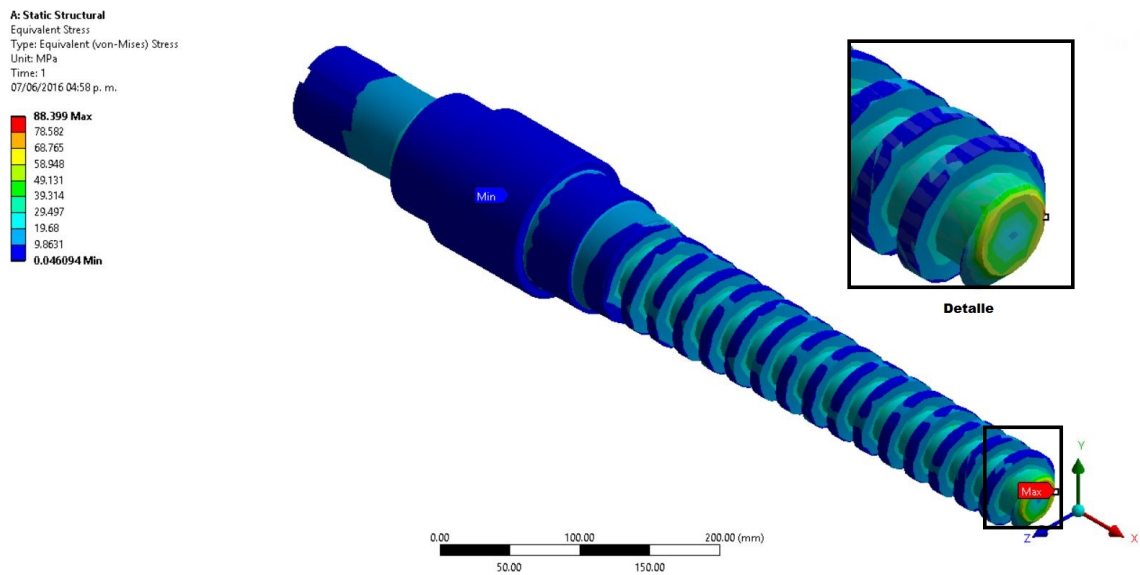


Figura 4.5: Esfuerzo de Von Misses

La figura 4.5 muestra donde se encuentra el esfuerzo equivalente de Von-Mises (la parte frontal) siendo de 88,399 MPa el máximo, el máximo esfuerzo se desarrolla en la parte frontal ya que esta esta a una gran fricción y es como si fijáramos la pieza en este punto.

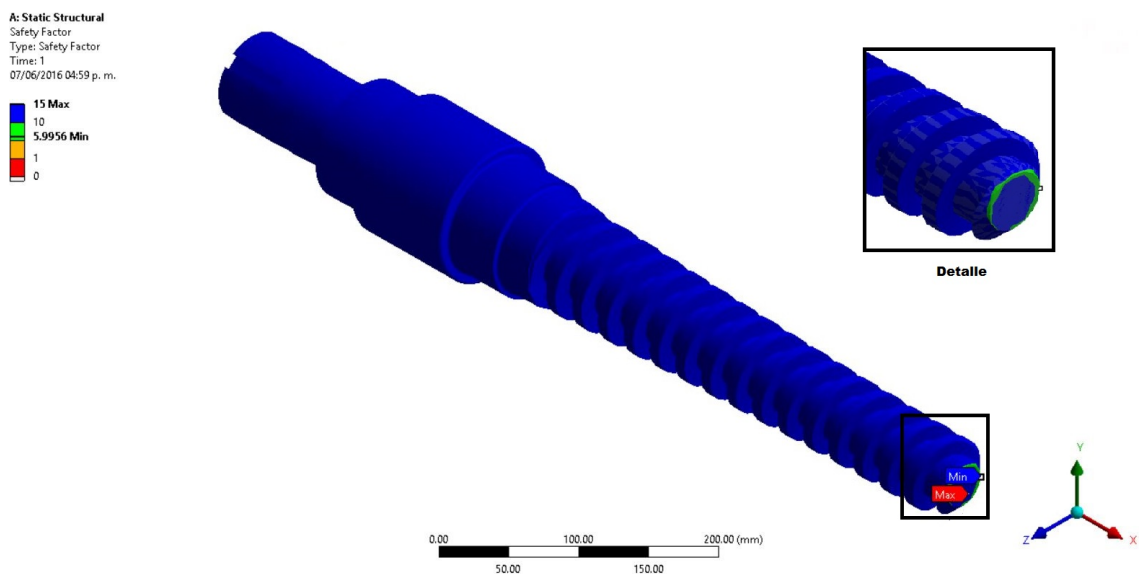


Figura 4.6: Factor de seguridad 5.9

En la figura 4.6 se presenta el factor de seguridad del husillo, el cual es el mínimo y se muestra donde se encuentra el esfuerzo máximo de la figura 4.5.

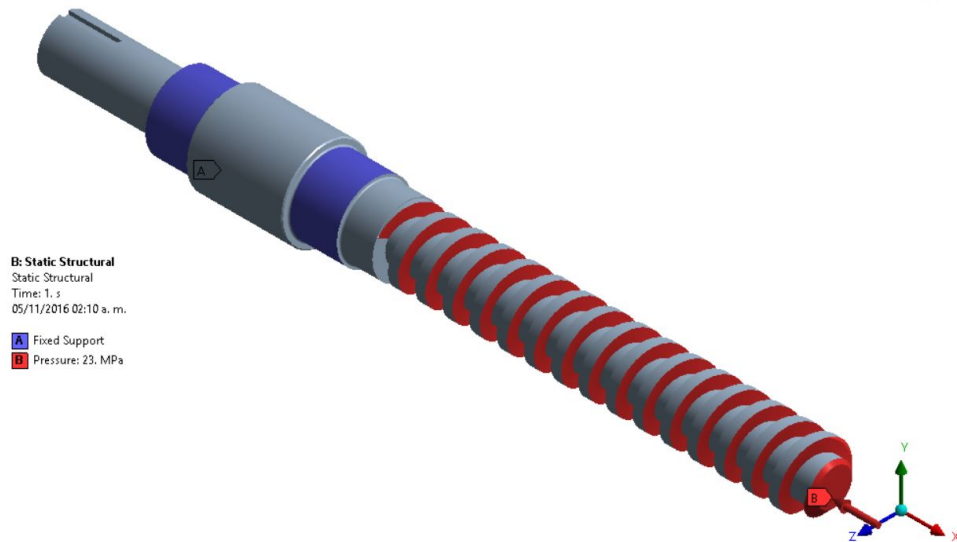


Figura 4.7: Cargas aplicadas para el análisis a compresión

Estas son las cargas que se aplicaron para el análisis a compresión debido a que el husillo trabaja a compresión.

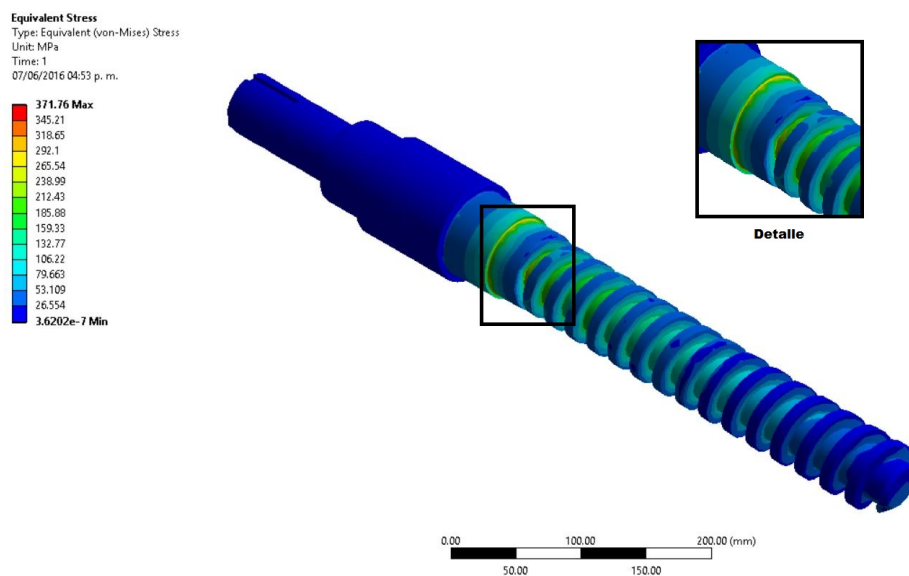


Figura 4.8: Esfuerzo de Von Misses 371.76MPa

Es fuerza resulte de la teoría de la distorsión máxima (Von-Mises) se muestra en la figura 4.8, siendo de 371 MPa, el punto se muestra en el detalle, el cual nos dice que debida a la geometría tenemos un concentrador de esfuerzos.

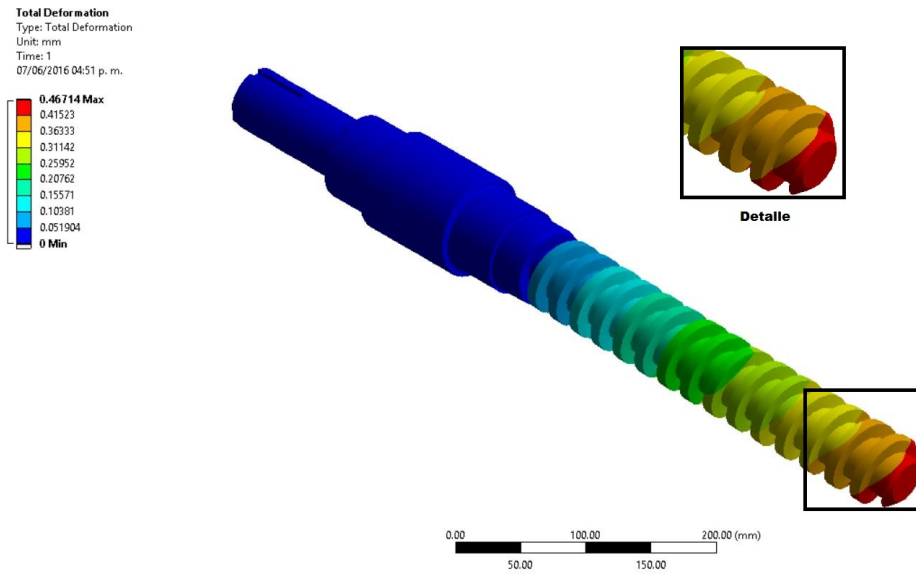


Figura 4.9: Deformación 0.46mm

La deformación máxima que se tendrá debido a las cargas de la figura 4.7 se presenta en la figura 4.9.

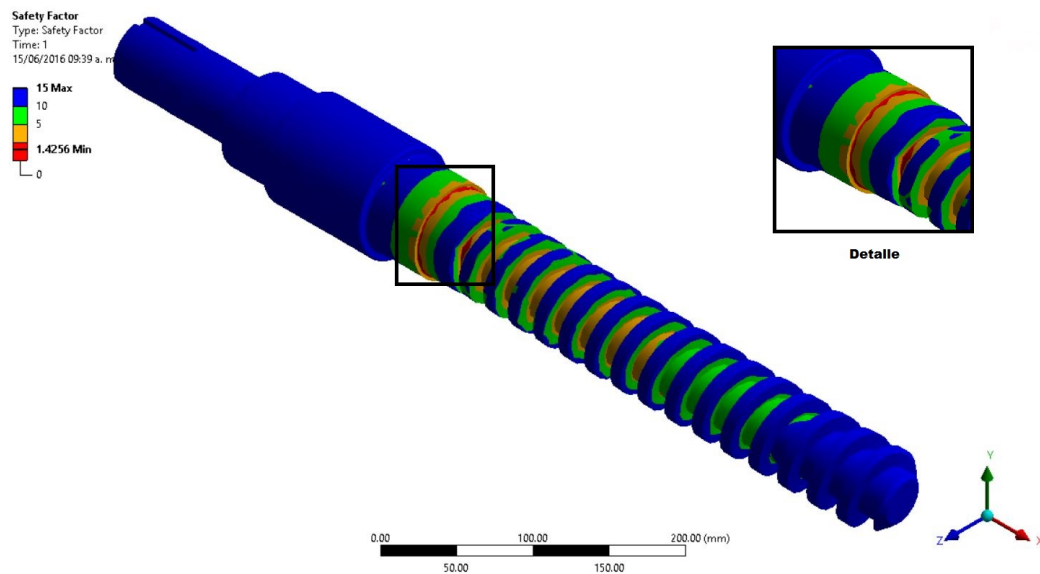


Figura 4.10: Factor de seguridad 1.4254

Teniendo la resistencia a la fluencia del material y el esfuerzo de Von-Mises se obtiene el factor de seguridad, para las cargas a compresión del husillo, lo cual se muestra en la figura 4.10.

Como parte del análisis y la facilidad que brinda el software para trabajar, se implemento una simulación donde se combinan todas las fuerzas externas que actúan sobre el eje, lo que nos permitió observar un comportamiento mas realista.

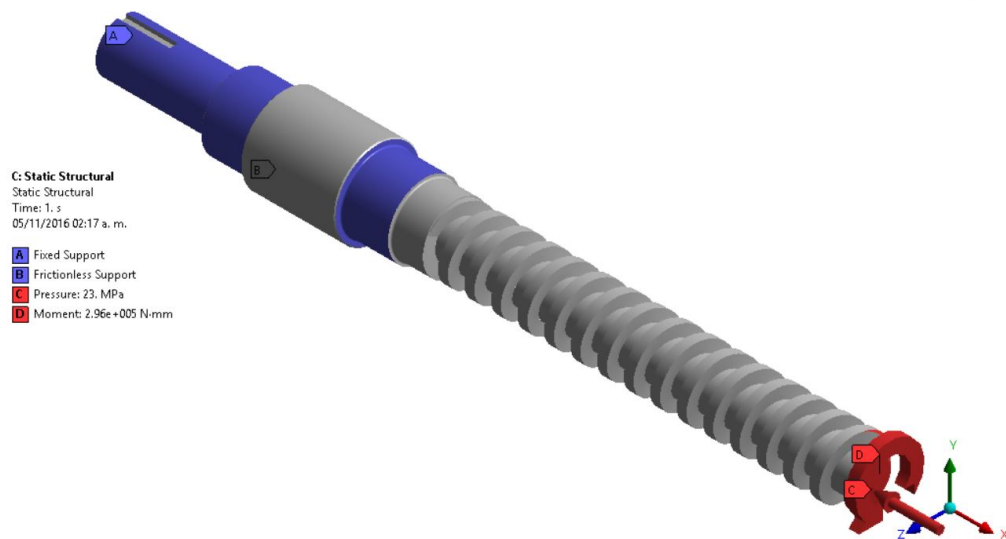


Figura 4.11: Cargas aplicadas para el análisis combinado

Estas son las cargas que se aplicaron para el análisis.

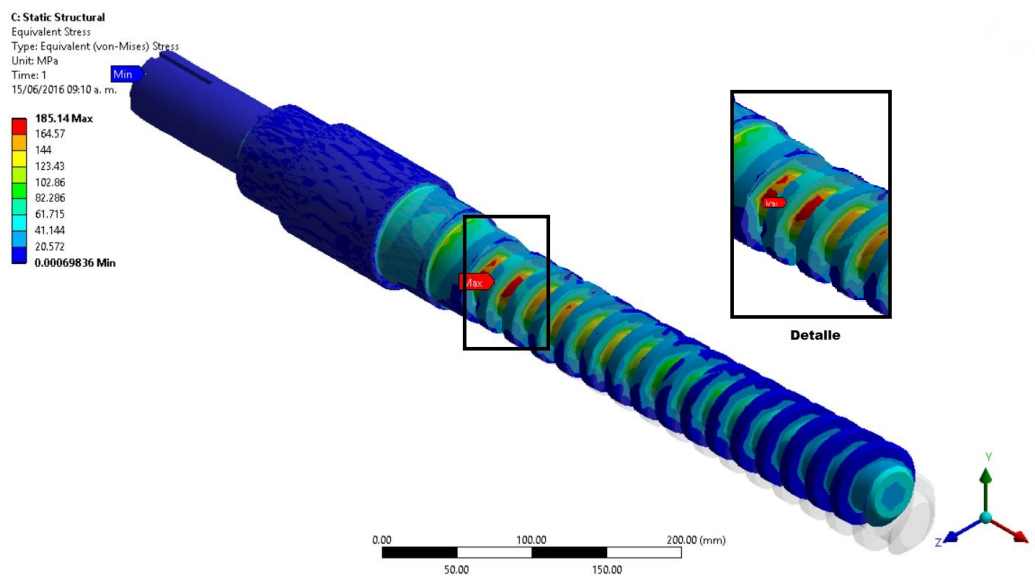


Figura 4.12: Esfuerzo de Von Mises

Es el resultado de la teoría de la distorsión máxima (Von-Mises) se muestra en la figura 4.12, siendo de 185,14 MPa, el punto se muestra en el detalle, se aprecia que el mayor esfuerzo se presenta en cerca del esfuerzo máximo debido a la compresión figura 4.8.

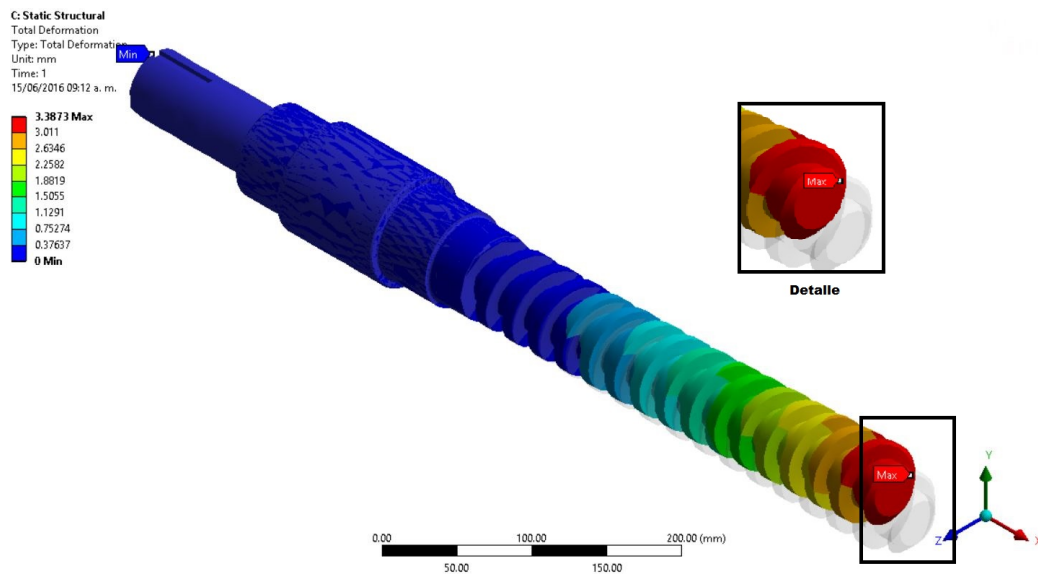


Figura 4.13: Deformación 3.38mm

Aquí la deformación que se presenta es considerable siendo de 3,38 mm.

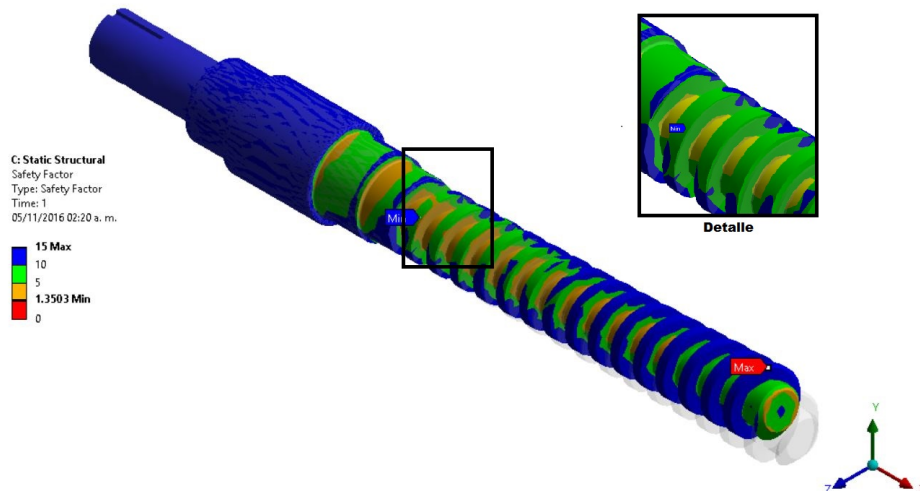


Figura 4.14: Factor de seguridad 1.4254

Y por último observamos un factor de seguridad de 1.42 que nos dice que el husillo no fallara bajo estas condiciones, cabe mencionar que las cargas son bajas condiciones extremas.

4.5.2. Comprobación del barril.

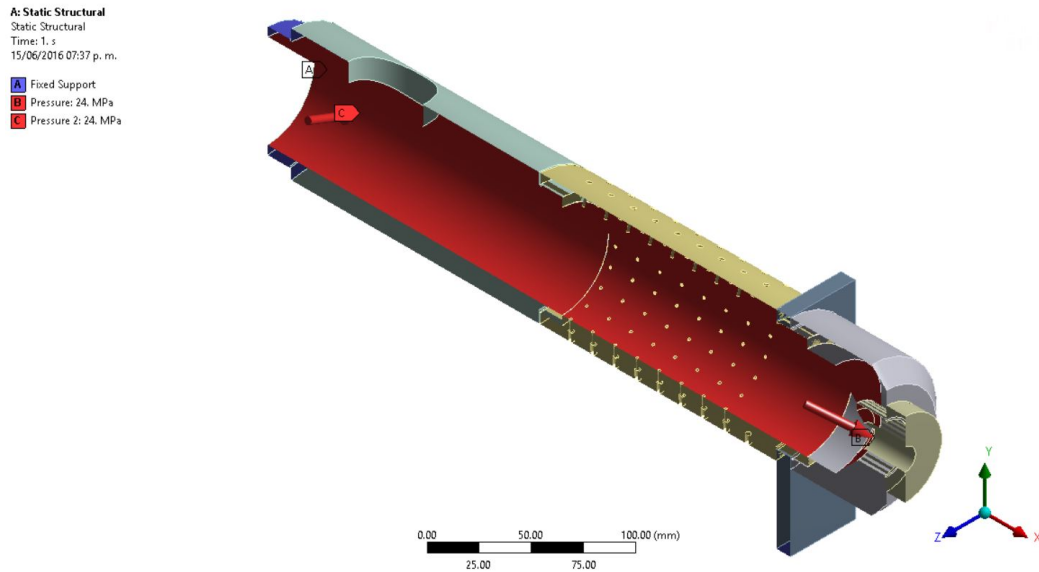


Figura 4.15: Cargas que actúan en el barril

Las cargas que se muestran son las que actúan en el barril, tenemos la presión debida a la compresión, colocando un soporte fijo en el extremo donde se soldara la pieza. Es preciso resaltar que las flechas están en la parte interna del barril.

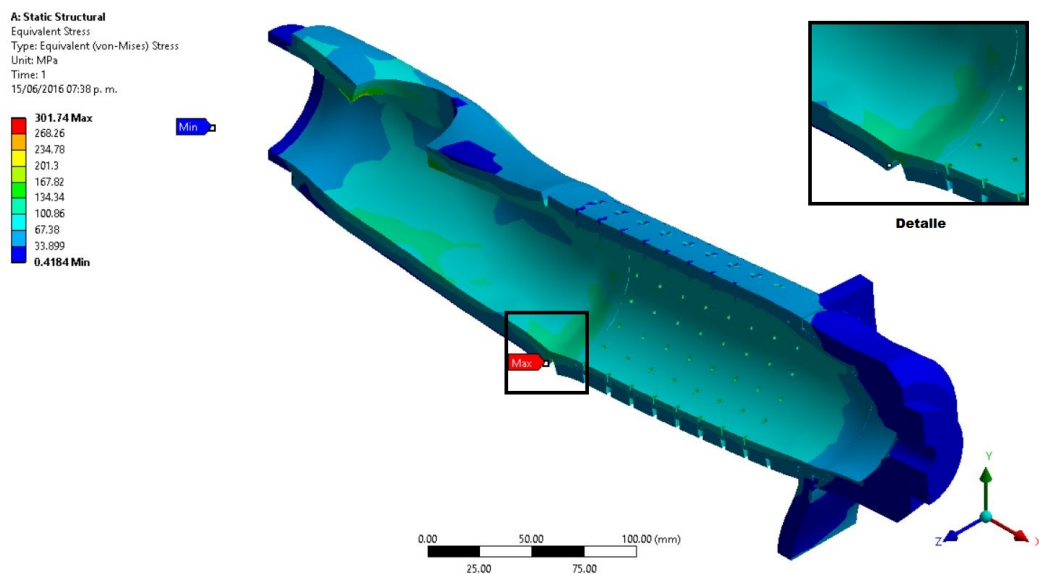


Figura 4.16: Esfuerzo de Von Mises 301.7MPa

Esta figura representa los efectos que tendrán las presiones dentro del barril, esta muestra el esfuerzo de Von-Mises, cabe destacar que en el análisis manual se simplifico, al no tomar en cuenta las perforaciones.

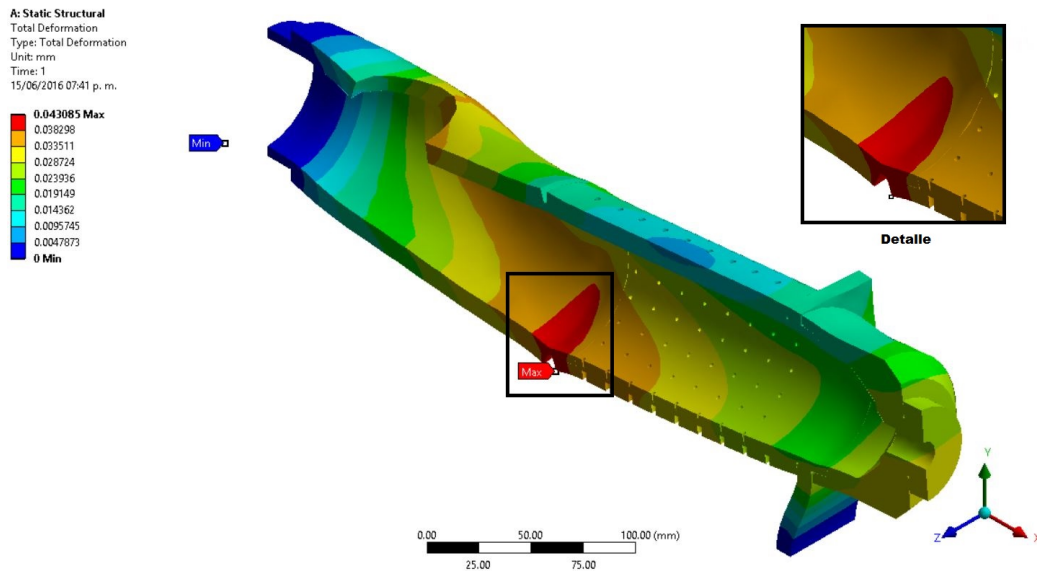


Figura 4.17: Deformación 0.043mm

La deformación máxima esta representada en la figura figura 4.17 lo cual nos muestra que con las condiciones de frontera dadas el barril se deformara 0,043 mm.

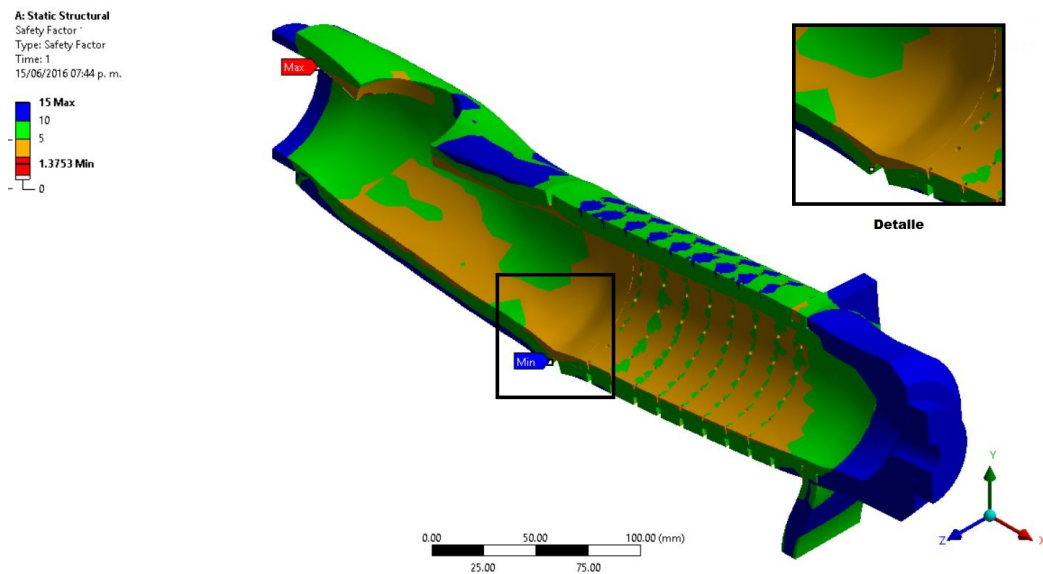


Figura 4.18: Factor de seguridad 1.375

Y tenemos un factor de seguridad de 1,375 mostrado en la figura figura 4.18, que comparado con el calculo manual se reduce de 3,49, esto debido a que no se tomaron en cuenta los barrenos para simplificar el calculo.

4.5.3. Calculo del marco.

A continuacion como parte fundamental es necesario realizar el análisis del comportamiento estructural del marco donde estarán montados el motor, el extrusor y las laminas de recolección.

Debido al motor tendremos que el marco podría entrar en resonancia, si la frecuencia natural de este se iguala a la del motor, por lo cual se realiza un analisis modal.

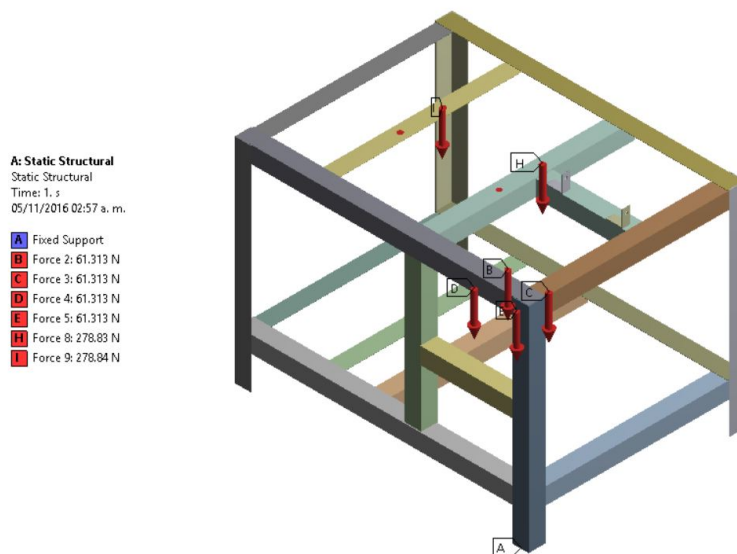


Figura 4.19: Cargas aplicadas al marco.

Las cargas que se muestran en la figura anterior incluyen las fuerzas debidas a cada uno de los componentes del equipo, lo cual aumenta la masa de este y por lo tanto sube su frecuencia natural.

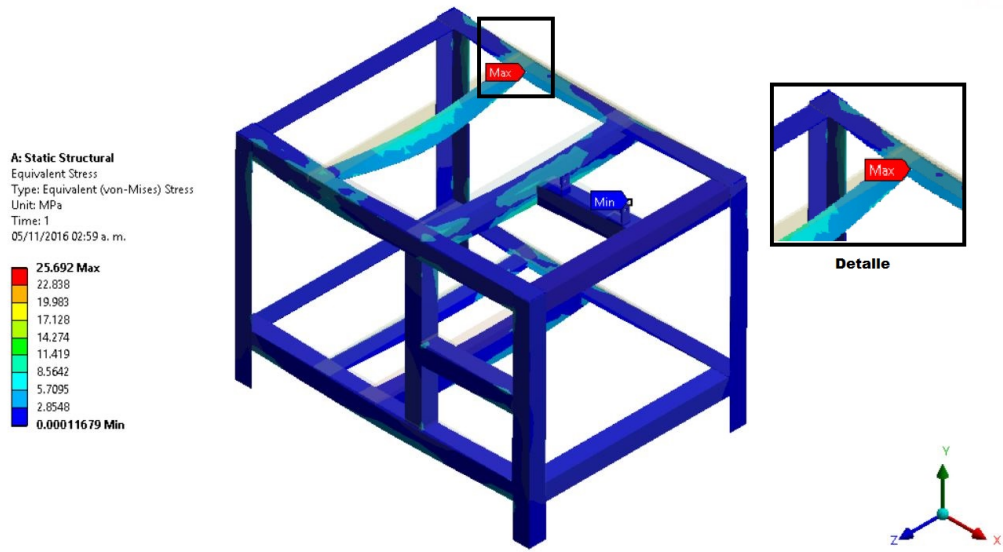


Figura 4.20: Esfuerzo de Von Misses 25.69 MPa.

Debida a las cargas de la figura 4.19 el análisis estructural del marco arroja un esfuerzo de Von-Mises mostrado en la figura 4.20.

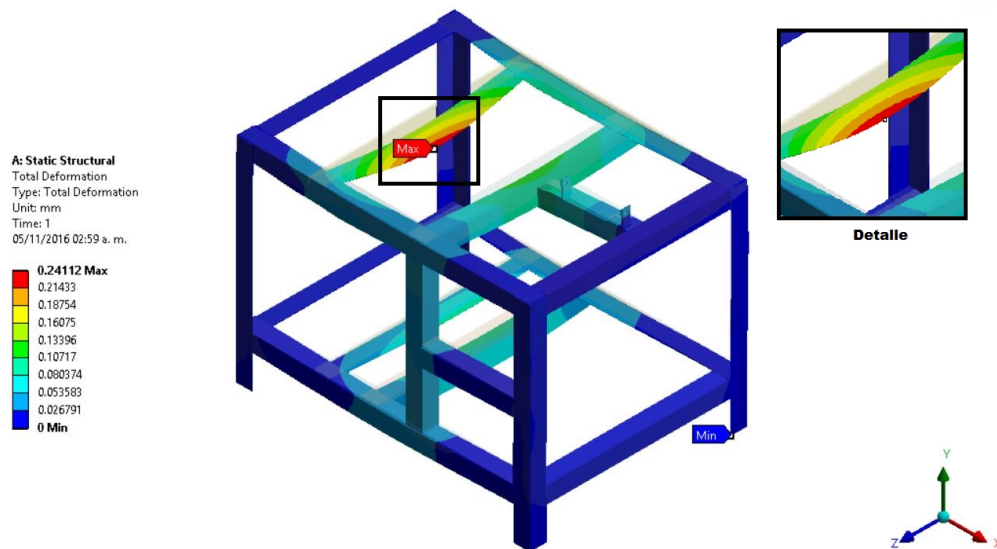


Figura 4.21: Deformación 0.24mm

Con una deformación menor a un mm presentado en la figura 4.21 lo que nos dice, que debido al peso de los componentes no existe una deformación perceptible.

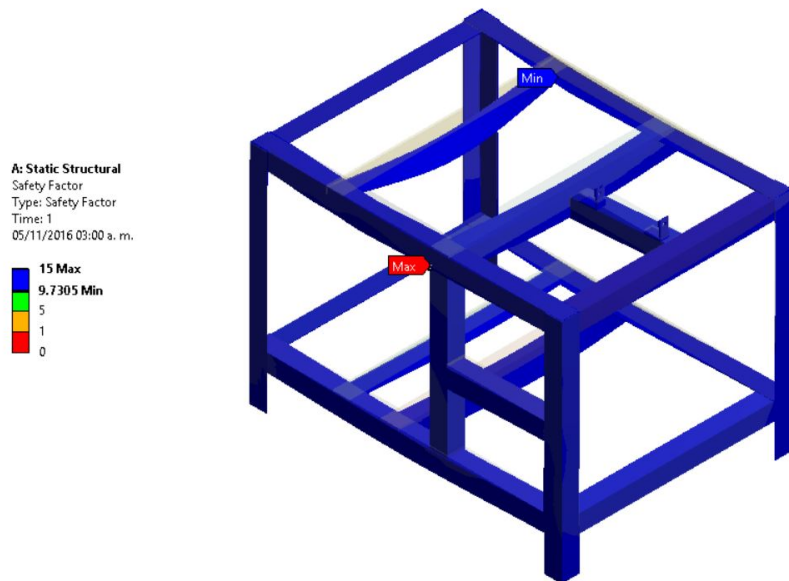


Figura 4.22: Factor de seguridad 9.73

Y obtendremos el factor de seguridad mostrado en la figura 4.22, que es muy grande.

A continuación se lleva a cabo el análisis de los modos de vibración del marco, encontrando solo los 5 primeros modos, los cuales se presentan en el cuadro 4.11.

Cuadro 4.11: Primeros modos de vibración

Modo	Frecuencia [Hz]
1	78.518
2	81.174
3	143.87
4	180.41
5	184.92

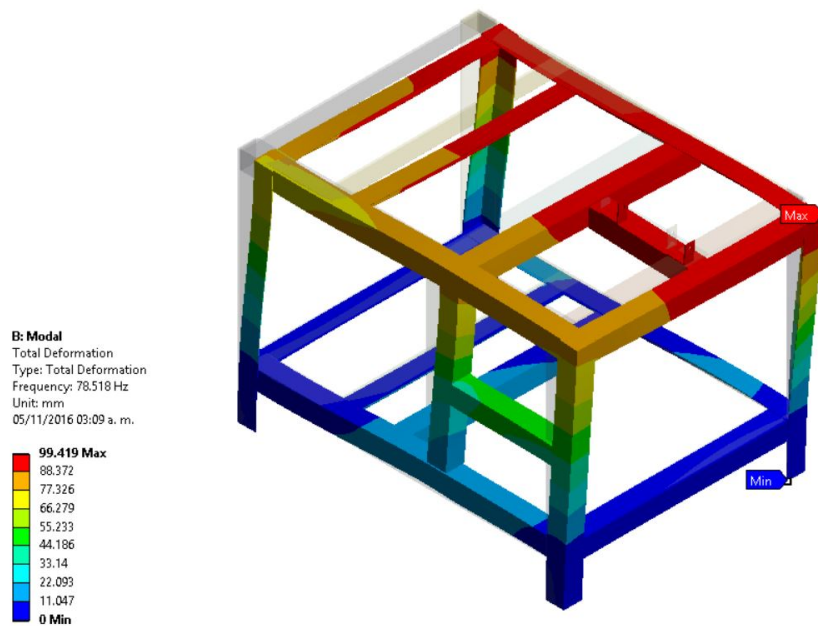


Figura 4.23: Primer modo de vibración

La figura 4.22 presenta el modo de vibración a una frecuencia de 78,518 Hz.

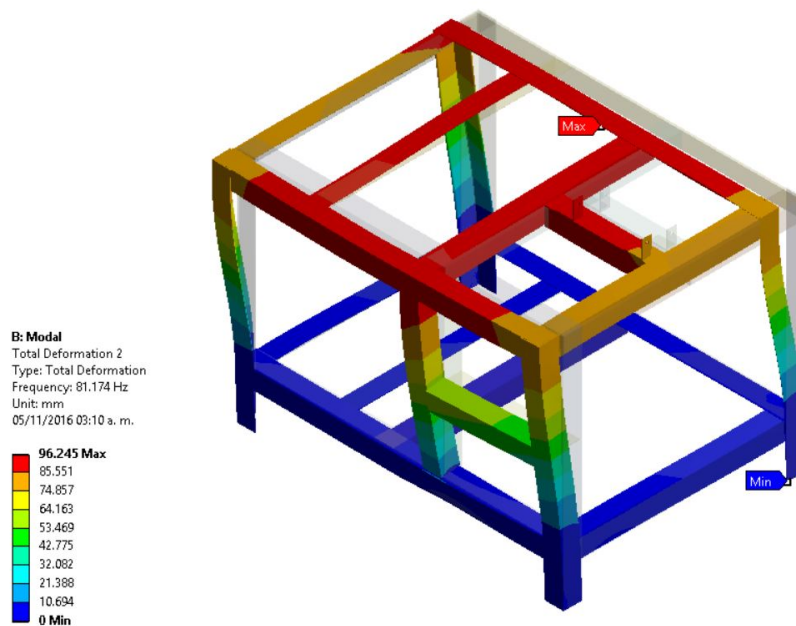


Figura 4.24: Segundo modo de vibración

La figura anterior presenta el modo de vibración a una frecuencia de 81,174 Hz.

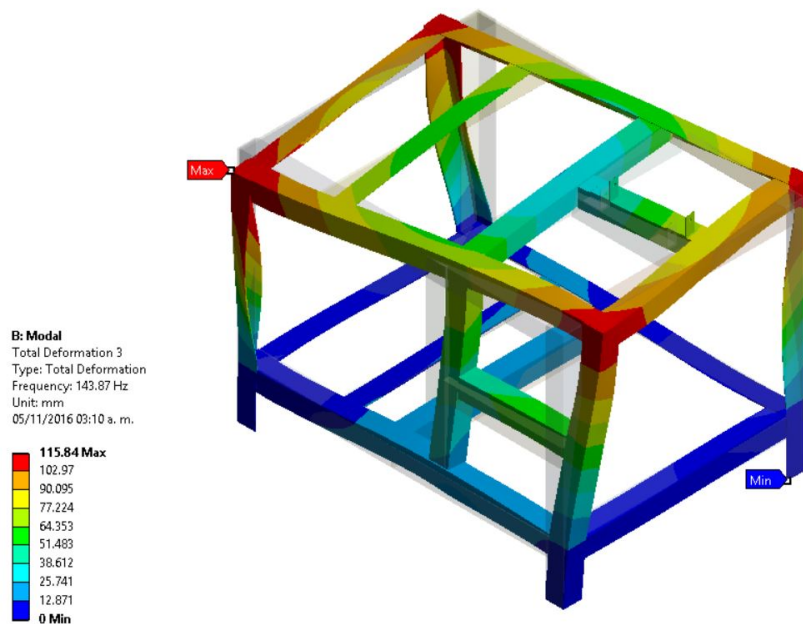


Figura 4.25: Tercer modo de vibración

La figura anterior presenta el modo de vibración a una frecuencia de 143,87 Hz.

A partir de las características del motor presentadas en la figura 4.26, en las cuales resal-



Figura 4.26: Placa del motor que sera utilizado.

taremos las frecuencias de trabajo de acuerdo a la conexión seleccionada, y el voltaje de alimentación. La cual podemos seleccionar de 220 – 260 en Delta para trabajar a 50 los que nos mantendría por debajo de la frecuencia natural del marco.

Capitulo 5

Resultados

En este capitulo se revisan los resultados que hemos obtenido hasta el momento del proyecto, lo que nos permitirá corroborar que objetivos del mismo han sido alcanzados.

5.1. Metodología de diseño

Los que se presenta a continuación son las tablas que han servido para generar un diseño conceptual basado en la metodología de diseño Benchmarking.

A continuación en el cuadro se identifican las necesidades que permitirán ayudar a formular los deseos y a materializarlos en demandas, que nos darán información necesaria para desarrollar un diseño del extrusor que sea funcional y un equipo que pueda satisfacer los requerimientos y necesidades de nuestros posibles clientes.

En el cuadro 5.1 se listan las características necesarias que debe cumplir el diseño del extrusor, así mismo se da una ponderación de la importancia de cada una de ellas, lo cual nos permite saber cuales debemos satisfacer y cuales podríamos omitir para lograr el equilibrio entre todas.

Cuadro 5.1: Necesidades del consumidor

No.	necesidades		imp.
1	El extractor	puede procesar	1
2	El extractor	presenta una alta eficiencia	1
3	El extractor	tiene poco consumo de energía	2
4	El extractor	no ocupa mucho muchos espacio	4
5	El extractor	fácil de transportar	4
6	El extractor	tiene un bajo costo	2
7	El extractor	es seguro para el operador	5
8	El extractor	permite operar mas tiempo	3
9	El extractor	permite el intercambio de refacciones con otros modelos	2
10	El extractor	tiene bajos costos de mantenimiento	3
11	El extractor	permite el remplazo fácil de partes dañadas	2
12	El extractor	puede ser de fácil acceso para mantenimiento	4
13	El extractor	permite una fácil operación	3
14	El extractor	fácil instalar	5

El cuadro 5.2 muestra las unidades de las métricas de acuerdo con las necesidades del cuadro anterior.

Cuadro 5.2: Métricas y unidades

No.	nece	métrica	imp.	uni
1	1	materia procesada	1	Ton/d
2	2	porcentaje de aceite obtenido	1	kgs/kgoil
3	3	potencia requerida	3	KW
4	4	dimensiones del equipo	5	mm
5	5	masa total	5	kg
6	6	costo de construcción	2	\$M.N.
7	7	cantidad de accidentes	4	accidente/año
8	13,8	ciclos continuos de operación	4	horas
9	10	costo mantenimiento	3	\$M.N.
10	11, 12	tiempo de armado y desarmado	3	min
11	14	tiempo de ensamble	3	horas
12	11, 12	herramientas especiales para el mantenimiento	5	list

En el cuadro 5.3 observamos una relación directa de necesidades con las métricas para convertir estas, en características que contamos para nuestro diseño.

Cuadro 5.3: Unión de métricas y unidades.

No.	métrica	unidad
1	materia procesada	13 herramientas especiales para el mantenimiento
2	porcentaje de aceite obtenido	12 tiempo de ensamble
3	potencia requerida	11 tiempo de armado y desarmado
4	dimensiones del equipo	10 costo mantenimiento
5	masa total	9
6	costo de construcción	8 ciclos continuos de operación
7	cantidad de accidentes	7
8	permite operar mas tiempo	6 costo de construcción
9	permite el intercambio de refacciones con otros modelos	5 masa total
10	tiene bajos costos de mantenimiento	4 dimensiones del equipo
11	permite el remplazo fácil de partes dañadas	3 potencia requerida
12	puede ser de fácil acceso para mantenimiento	2 porcentaje de aceite obtenido
13	permite una fácil operación	1 materia procesada
14	fácil instalar	

Las métricas de referencia sirven para observar las características de los equipos existentes en el mercado para ello se eligen 6 modelos de comparación.

Cuadro 5.4: Métricas de referencia

No. nece	métrica	imp.	uni	TMSD 33HD An1	TMSD 33HD An3	TMSD 33HD An6	ASM-160	6YL-120A-3 newelephant	Sterling Series 800
1	materia procesada	1	Ton/d	25-30	18-22	28-36	10-18	5-6	120
2	porcentaje de aceite obtenido	1	kgs/kgoil	0.8	0.8	0.8	0.7	0.6	0.9
3	potencia requerida	3	KW	110	80	135	22	15+1.5	300
4	dimensiones del equipo	5	mm	6020*1651*660	6020*1651*660	6020*1651*660	2400*700*780	2260*950*1802	5500*1700*1900
5	masa total	5	kg	5578	5102	5850	1050	1300	20000
6	costo de construcción	2	\$M.N.	986,500	850,000	1,030,000	780,500	450,000	1,550,000
7	cantidad de accidentes	4	accj/año	1	1	1	1	1	1
8	13,8 ciclos continuos de operación	4	horas	24	24	24	20	20	24
9	10 costo mantenimiento	3	\$M.N.	5000	4500	5000	3500	2000	10000
10	11, 12 tiempo de armado y desarmado	3	min	60	60	90	60	40	120
11	14 tiempo de ensamble	3	horas	2	2	2	2	2	2
12	11, 12 herramientas especiales para el mantenimiento	5	list						

A continuacion se califican los equipos de acuerdo con las necesidades para ello, aquellos que tengan mas cuadros, cumplen mejor las necesidades.

Cuadro 5.5: Referencia en las necesidades del cliente

No.	necesidades	imp.				
		TMSD 33HD An1	TMSD 33HD An3	TMSD 33HD An6	ASM-160	6YL-120A-3 newelephant
1	El extractor puede procesar	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
2	El extractor presenta una alta eficiencia	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
3	El extractor tiene poco consumo de energía	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
4	El extractor no ocupa mucho espacio	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
5	El extractor fácil de transportar	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
6	El extractor tiene un bajo costo	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
7	El extractor es seguro para el operador	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
8	El extractor permite operar mas tiempo	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
9	El extractor permite el intercambio de refacciones con otros modelos	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
10	El extractor tiene bajos costos de mantenimiento	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
11	El extractor permite el remplazo fácil de partes dañadas	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
12	El extractor puede ser de fácil acceso para mantenimiento	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
13	El extractor permite una fácil operación	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
14	El extractor fácil instalar	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■

Sterling Series 800

6YL-120A-3 newelephant

ASM-160

TMSD 33HD An6

TMSD 33HD An3

TMSD 33HD An1

El cuadro siguiente se desarrolla para delimitar los valores ideales de las métricas, a partir del cuadro 5.5 con lo cual se puede visualizar un diseño que pueda cumplir la mayoría de estas.

Cuadro 5.6: Asignación de márgenes y valores ideales.

No.	nece	métrica	imp.	uni	margen	ideal
1	1	materia procesada	1	Ton/d	22	120
2	2	porcentaje de aceite obtenido	1	kgs/kgoil	0.7	0.85
3	3	potencia requerida	3	KW	135	22
4	4	dimensiones del equipo	5	mm	1000*1000*1000	6020*1700*1900
5	5	masa total	5	kg	20000	1000
6	6	costo de construcción	2	\$M.N.	10000000	10000
7	7	cantidad de accidentes	4	acci/año	0	0
8	13,8	ciclos continuos de operación	4	horas	20	24
9	10	costo mantenimiento	3	\$M.N.	20000	1000
10	11, 12	tiempo de armado y desarmado	3	min	50	30
11	14	tiempo de ensamble	3	horas	8	4
12	11, 12	herramientas especiales para el mantenimiento	5	list		

Después de desarrollar esta metodología como base del diseño, se tiene una lista del conjunto final de especificaciones, que debe cumplir nuestro diseño sin sobrepasarlas cuadro 5.7.

Cuadro 5.7: Conjunto final de especificaciones

No.	métrica	uni	valor
1	materia procesada	Ton/d	200
2	porcentaje de aceite obtenido	kgs/kgoil	0.8
3	potencia requerida	KW	50
4	dimensiones del equipo	mm	6020*1700*1900
5	masa total	kg	3000
6	costo de construcción	\$M.N.	100000
7	cantidad de accidentes	acci/año	0
8	ciclos continuos de operación	horas	22
9	costo mantenimiento	\$M.N.	2000
10	tiempo de armado y desarmado	min	40
11	tiempo de ensamble	horas	6
12	herramientas especiales para el mantenimiento	list	

Como parte del desarrollo del diseño se genero un bosquejo del equipo el cual se presenta a continuacion en un corte de transversal que permite observar los principales componentes del equipo extrusor, como son el husillo, el filtro, la tolva y el dado.

Este diseño es muy similar a los extrusores de plástico y comida que existen en el mercado.



Figura 5.1: Diseño conceptual del prototipo, donde se muestra el husillo y filtro del barril.

5.2. Diseño

A partir de los cálculos realizados se presenta el diseño final con las siguientes características:

Cuadro 5.8: Descripción técnica

Datos generales		
capacidad	46,14	Kg/h
velocidad	120	rpm
no. Helices	1	
datos del motor		
potencia	no .fases	rpm
5 Hp	3 F	1725
dimensiones L*A*H m		
1,1	0,6	0,8

Los datos generados permiten dimensionar el equipo que servirá como comparación con los existentes en el mercado.



Figura 5.2: Render del husillo.

La figura 5.2 muestra el husillo de extractor con las características geométricas obtenidas cuadro 3.2, que proporciona un flujo con características que se presentan en el cuadro 3.3 y cuyos requerimientos de potencia se describen en el cuadro 3.6. El husillo trasportará las semillas a través del extrusor, para lograr la compresión necesaria y extraer el aceite virgen.

El perfil determina el funcionamiento adecuado del equipo y las características de los productos obtenidos.

La construcción del marco se basa en un angulo de 2 in y 3/16 in de espesor, que es comercial en la mayoría de las ferreterías y de fácil manejo.

La figura 5.3 muestra el diseño final del equipo y nos da una idea clara del como se vera el equipo termina, además de las dimensiones del mismo y de la ubicación de los contenedores de aceite y desechos sólidos.

Como parte de los resultados de este proyecto se presento un articulo para el congreso presentado por la SOMIM el que se presenta en el apéndice G.

Cuadro 5.9: Cotización de material requerido

Cantidad	Unidad	Descripción	Precio
72	cm	Redondo de 3" 1/4 acero 1045	\$1,040.00
40	cm	Redondo de 6" 1/2 acero 1045	\$3,666.00
60	cm	Tubo de 3" 1/2 ext y 2" 1/4 int acero 1026	\$1,000.00
2	Pieza	Balero 33214Q	\$2,150.00
2	pieza	Angulo 2" x 3/16 acero estructural	\$1,100.00
Total			\$8,950.00

El cuadro 5.9 muestra los precios de algunos de los materiales necesarios para construir el proyecto, los que se encuentran en comercios locales.



Figura 5.3: Render del equipo completo.

En la figura 5.3 se muestra un render realizado con ayuda del software KeyShot dedicado, se puede observar al reductor, motor, el marco y el extrusor, con una pintura verde John Deer que es muy común en maquinaria , la cual nos da una idea de la apariencia del prototipo al termino de su construcción.

5.3. Construcción

En esta sección se presenta la construcción del prototipo, para lo cual se ha cotizado material, comprado y se ha modificado el diseño con base en los recursos disponibles. Además se ha echo de las habilidades adquiridas en la industria.

5.3.0.1. Construcción del marco

Para esto primeramente nos basamos en un diseño muy similar a una mesa, el material seleccionado fue acero estructural angular de 2" x 3/16" el que se corto de acuerdo al plano

y se se unió mediante soldadura por arco revestido 6013 *infra* de 1/8" como se observa a continuación parte del marco soldado:



Figura 5.4: Marco unido.

Para una buena aplicación de la soldadura se limpian las uniones, verificando ausencia de óxido y grasas o aceites, además de portar el equipo adecuado (EPP).



Figura 5.5: Cordón aplicado en plano con movimiento en C.

En la imagen anterior se observa un cordón homogéneo.



Figura 5.6: Cordón aplicado en horizontal con movimiento en C.

Como el motor transmite la potencia a través de un sistema de correas o bandas fue necesario implementar un tensor, en este caso por arrastre, el cual consta de un tornillo soldado que jala al motor hasta 10 *cm*, desde su posición vertical con el centro del husillo para lograr que las correas se tensen adecuadamente.



Figura 5.7: Sistema tensor.

El sistema se basa en 2 ángulos con 4 ranuras, en el cual entran los tornillos del motor, 2 de los cuales se unen a una solera con 2 barrenos que se ajusta con un tornillo.

A continuación se coloca en el marco y se suelda. Para posteriormente se retire óxido y grasas y poder aplicar una mano de primar gris óxido que evitara la corrosión del metal figura 5.8.



Figura 5.8: Sistema tensor.

Como parte del reacondicionamiento el motor se desarmó y revisaron baleros además del estado de su embobinado. Y se pintó para mejorar su estética y evitar que el óxido deteriore el metal de la carcasa.



Figura 5.9: Carcasa oxidada del motor.

Fue cepillada con ayuda de una carda de copa con hilos trenzados y se aplico una capa de primer gris oxido.



Figura 5.10: Primera mano de primer en la guarda del ventilador del motor.

Prosiguiendo con la aplicación de pintura alquidálica blanco velmar.



Figura 5.11: Guarda del ventilador del motor ya pintada.



Figura 5.12: Motor pintado y armado.

Al tener esto se continúa a montar el motor en su base y probar el sistema de tensado.



Figura 5.13: Montaje del motor sobre la base.

Aplicación de la pintura final del marco la cual es alquidalica color rojo bermellón que evitara la corrosión debida ala oxidación, que se presente en el área de operación de la maquina.



Figura 5.14: Marco pintado con soportes para los canales recolectores.

Prueba del sistema tensor con el motor montado.



Figura 5.15: Primera prueba sistema tensor.

Con el motor colocado en su base sobre el marco se realizo una prueba de vibración sencilla, que consintió en conectar el motor y observar ademas de escuchar si el marco comenzaba a entrar en resonancia, al momento que el motor alcanzara su velocidad nominal de operación.

5.3.0.2. Control del motor

Para poder encender y apagar el equipo se compro una botonera de segunda mano que permita una operación optima del motor, la cual cuenta con botón de arranque y uno de paro ademas de un contactor, auxiliar del contactor y relevador de sobre carga ajustable como protección, todo instalado en una caja de con cubierta desmontable de la marca *SIEMENS* con las características que se muestran en la figura 5.16:



Figura 5.16: Características del arrancador.

Las conexiones del control y fuerza, se realizan internamente. Es fácil notar que el arrancador soporta hasta 16 *amperes* y la potencia del motor de 5 *Hp*.

Este dispositivo permite fácilmente alimentar eléctricamente a la maquina sin ningún conocimiento técnico especializado figura 5.17.



Figura 5.17: Arrancador *SIEMENS*

Conclusiones

Con base en las características de operación calculadas que tendrá el equipo, se puede decir que es compacto ya que sus dimensiones son: 1010mm de largo, 600mm de ancho, 110mm de altura y tiene una producción de $18,61\text{ Kg/h}$ comparado con los equipos industriales que existen en el mercado que llegan a superar las $1,5\text{ Ton/h}$, con base en la metodología desarrollada ha sido posible desarrollar un equipo basado en la extrusión de polímeros y alimentos.

Con la prueba de vibración realizada se pudieron corroborar los resultados obtenidos en la simulación del software ANSYS, los que podemos interpretar como: la frecuencia de operación de la maquina nunca alcanzara la frecuencia de resonancia de la estructura que es de $78,518\text{ Hz}$ siendo el primer modo de vibración. Cabe mencionar que bajo prueba y error se rigidizo la estructura, pero se encarecía excesivamente pues se debía comprar mas acero estructural y la solución adecuada consistió en bajar el centro de masa de la estructura hasta dejar el motor a 5 cm del nivel de piso esto nos hizo factible la construcción del marco dando una reducción del 25% en el costo total del marco.

Se puede ver que el prototipo construido tiene el motor directamente para transmitir la potencia al extrusor, aun cuando en el calculo se eligió un reductor de velocidad con ayuda de un manual provisto por el fabricante de alguno de estos equipos. Esto se debe a las restricciones económicas que giran en torno al proyecto.

Trabajos futuros

El alcance de este proyecto no termina con la construcción y prueba con semillas de higuerrilla, como trabajos que se pueden realizar posteriormente se presentan los siguientes:

- Prueba el rendimiento con otras semillas: Al estar completo el equipo se puede implementar para extracción de aceite de diferentes semillas para evaluar el desempeño y capacidad del mismo, como fundamento para un diseño mas robusto.
- Sustituir el husillo de paso constante y diámetro constante: El equipo podría incrementar la capacidad de producción por hora se si implementa un husillo de diámetro variable o paso variable.
- Implementar una resistencia al final incrementaría la eficiencia: Al incrementar la temperatura el aceite interno comienza a fluir mas rápido mejorando la eficiencia de extracción, el equipo hasta el momento tiene una eficiencia definida, pero basados en literatura revisada se podría implementar con buenas expectativas para mejor la productividad .
- Analizar el fenómeno de transferencia de calor para el equipo: El proceso de separación mediante el prensado mecánico continuo genera un incremento en la temperatura debido a la fricción entre las semillas y a las presión que se generan internamente, el cual se podría analizar para estimar el desgaste en el equipo.
- Instalar un vareador de velocidad para el motor: Con base en la literatura revisada se dice que otro parámetro que influye en la eficiencia es la velocidad de operación, con esto en mente se podría realizar pruebas cambiando la velocidad y medir la eficiencia del equipo.

Apéndice A

Gradiente de presión común

Cuadro A.1: Gradiente de presión común en un extrusor, la línea de rayas indica una aproximación lineal recta para facilitar los cálculo [9].

Products	m (Pa sec n)	n	R^2	m' (Pa sec $^{n'}$)	n'	R^2	λ (sec)
Apple butter	222.90	0.145	0.99	156.03	0.566	0.99	8.21×10^{-2}
Canned frosting	355.84	0.117	0.99	816.11	0.244	0.99	2.90×10^0
Honey	15.39	0.989	—	—	—	—	—
Ketchup	29.10	0.136	0.99	39.47	0.258	0.99	4.70×10^{-2}
Marshmallow cream	563.10	0.379	0.99	185.45	0.127	0.99	1.27×10^3
Mayonnaise	100.13	0.131	0.99	256.40	-0.048	0.99	2.51×10^{-1}
Mustard	35.05	0.196	0.99	65.69	0.136	0.99	2.90×10^0
Peanut butter	501.13	0.065	0.99	3785.00	0.175	0.99	1.86×10^5
Stick butter	199.28	0.085	0.99	3403.00	0.398	0.99	1.06×10^3
Stick margarine	297.58	0.074	0.99	3010.13	0.299	0.99	1.34×10^3
Squeeze margarine	8.68	0.124	0.99	15.70	0.168	0.99	9.93×10^{-2}
Tube margarine	106.68	0.077	0.99	177.20	0.353	0.99	5.16×10^1
Whipped butter	312.30	0.057	0.99	110.76	0.476	0.99	1.61×10^{-2}
Whipped cream cheese	422.30	0.058	0.99	363.70	0.418	0.99	8.60×10^{-2}
Whipped dessert topping	35.98	0.120	0.99	138.00	0.309	0.99	3.09×10^1

Apéndice B

Constantes K para los dados.

Cuadro B.1: Ecuaciones para calcular la constante K, para diferentes tipos de geometrías de matriz, en fluidos newtonianos y no newtoniano (ley de potencia) [16]

Die geometry	Newtonian fluid ($\tau = \mu \dot{\gamma}$)	Power law fluid ($\tau = m \dot{\gamma}^n$)
Circular section	$K = \frac{\pi R^4}{8L} \frac{L}{R} \gg 1$	$K' = \frac{\pi n R^{1/n+3}}{2^{1/n} L^{1/n} (1+3n)}$
Circular (annular) section	$K = \frac{2\pi R+H}{12L} H^3 \frac{H}{R} > 0.1$	$K' = \frac{\pi n (R_i + R_o) \cdot (R_o - R_i)^{1/n+2}}{2^{1/n+2} (2n+1) L^{1/n}}$
	$K = \frac{\pi R H^3}{6L} \frac{H}{R} \ll 0.1$ (considered as slit)	
	$K = \frac{\pi R_i^4}{8L} \left[(1-\kappa^4) - \frac{(1-\kappa^2)^2}{\ln \frac{1}{\kappa}} \right]$ $\kappa = \frac{R_i}{R_o}$	
Rectangular slit section	$K = \frac{B \cdot H^3}{12L} (B \gg H)$ Introduction of correction factor f_p for $B/H \leq 20$ (see Figure 3.28)	$K' = \frac{B \cdot n \cdot H^{1/n+2}}{2^{1/n+2} (2n+1) L^{1/n}}$ for $\frac{B}{H} > 20$
General cross-section	$K = \frac{B \cdot H^3}{12L} \cdot f_p$ For values of f_p , see Figure 3.28	$K' = \frac{2n \cdot A^{1/n+2}}{(3n+1) \cdot L \cdot P^{1/n+1}}$ A and P are the area and the perimeter of the section respectively
Conical (tapered) section	$K = \frac{\pi R_i^4}{8L} \frac{3 \left(\frac{R_o}{R_i} - 1 \right)}{1 - \left(\frac{R_i}{R_o} \right)^3}$	$K' = \frac{\pi n}{2^{1/n} (3n+1)} \left(\frac{3n \left(\frac{R_o}{R_i} - 1 \right)}{L \left(1 - \left(\frac{R_i}{R_o} \right)^2 \right)} \right)^{1/n} \cdot R_i^{1/n+3}$

Apéndice C

Cuñas dimensiones en pulgadas.

Cuadro C.1: Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar [4]

<i>Diámetro del eje</i>		<i>Tamaño de la cuña</i>		<i>Profundidad del cuñero</i>
<i>Más de</i>	<i>Hasta (inclusive)</i>	<i>w</i>	<i>h</i>	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Apéndice D

Características de los aceros.

Cuadro D.1: Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm (3/4 a 1 1/4 pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] [4].

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Apéndice E

Teoria de Falla de la EDM

La teoría de falla de máxima energía de distorsión se presenta en materiales dúctiles que son capaces de absorber una cierta cantidad de energía antes de sufrir una falla o de romper. Esta teoría esta basada en los estudios realizados por Von Mises a una esfera maciza, idealmente homogénea e isotrópica e Hidrostáticamente comprimida y realizándole así el estudio de los esfuerzos que actuaban sobre el, que lo conllevaría posteriormente a plantear las ecuaciones.

“La falla ocurrirá en la parte compleja cuando la energía de distorsión por volumen unitario exceda una prueba de tensión simple en la falla”.

La energía de deformación se compone de la energía de deformación (cambio de volumen) y de la distorsión.

$$\mu = \mu_v + \mu_d \quad (\mu_{volumen} + \mu_{distorsion}) \quad (E.1)$$

La falla ocurre si la energía de distorsión por volumen unitario excede la correspondencia a una prueba de tensión unitaria en la falla.

Los esfuerzos principales se componen de esfuerzos que producen cambio de volumen y

cambio de distorsión.

$$\sigma_1 = \sigma'_1 + \sigma_{1v} \quad (\text{E.2})$$

$$\sigma_2 = \sigma'_2 + \sigma_{2v} \quad (\text{E.3})$$

$$\sigma_3 = \sigma'_3 + \sigma_{3v} \quad (\text{E.4})$$

Y para que no haya cambio de volumen por los componentes de distorsión se debe cumplir que:

$$\varepsilon'_1 + \varepsilon'_2 + \varepsilon'_3 = 0 \quad (\text{E.5})$$

ENERGÍA DE DISTORSIÓN

$$U_d = U + U_h \quad (\text{E.6})$$

$$U_d = U_T - U_h = \frac{1+v}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2} \right] \quad (\text{E.7})$$

$$U_d = \frac{1+v}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3] \quad (\text{E.8})$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 \quad (\text{E.9})$$

si se cumple la ecuación E.9 entonces la energía de la distorsión es cero.

LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN ASOCIADA CON LA FLUENCIA ES

$$\sigma_2 = \sigma_3 = 0, \sigma_1 = S_y \quad (\text{E.10})$$

$$U_d = \frac{1+v}{3E} S_y^2 \quad (\text{E.11})$$

La fluencia ocurrirá cuando la energía de distorsión de un volumen unitario sea igual a la energía de distorsión del mismo volumen cuando se lo someta a un esfuerzo uniaxial hasta la resistencia a la fluencias.

Al igualar la ecuación E.8 y ecuación E.11

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (\text{E.12})$$

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (\text{E.13})$$

Esfuerzo de Von-Mises

$$\sigma' = S_y \quad (\text{E.14})$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (\text{E.15})$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (\text{E.16})$$

En el caso bidimensional, $\sigma_2=0$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (\text{E.17})$$

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} \quad (\text{E.18})$$

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (\text{E.19})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (\text{E.20})$$

donde:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_{xy} + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (\text{E.21})$$

//////////

Apéndice F

Factor de Servicio (F.S.) [22]

El factor de servicio (F.S.) es un número que nos indica el grado de protección con el que operará nuestro reductor de velocidad, y depende básicamente del tiempo de operación diaria y del tipo de servicio al que será sometido.

Para calcularlo nos auxiliamos de las siguientes tablas:

Cuadro F.1: Factor de servicio de acuerdo al tipo de motor y el periodo de servicio.

Duración del servicio Tiempo total de operación por día	Clasificación de carga Máquina movida								
	Con Motor Eléctrico			Con Motor Combustión (un cilindro)			Con Motor de combustión (multicilindro)		
	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado
Ocasionales ½ hr.	0.80	0.90	1.00	1.00	1.25	1.50	.90	1.00	1.25
Intermitente 2 hrs.	0.90	1.00	1.25	1.25	1.50	1.75	1.00	1.25	1.50
Hasta 10 hrs.	1.00	1.25	1.50	1.50	1.75	2.00	1.25	1.50	1.75
Hasta 24 hrs.	1.25	1.50	1.75	1.75	2.00	2.25	1.50	1.75	2.00

Para casos donde se tengan frecuentes paradas y arranques (10 arranques por hora), debe usarse la siguiente tabla:

Cuadro F.2: Factor de servicio de acuerdo al tipo de motor y el periodo de servicio.

	Con Motor Eléctrico		
Ocasionales ½ hr.	0.90	1.00	1.25
Intermitente 2 hrs.	1.00	1.25	1.50
Hasta 10 hrs.	1.25	1.50	1.75
Hasta 24 hrs.	1.50	1.75	2.00

Cómo seleccionar un reductor:

Debe tomarse en cuenta qué clase de motor lleva nuestra máquina: motor eléctrico, de combustión, o cualquier otro; la máquina que se va a mover; las horas diarias a operar; la velocidad de entrada al reductor; la velocidad de salida y el par de torsión requeridos.

Las cifras indicadas en las tablas de capacidad de los reductores son consideradas con factor de *servicio* = 1,0, lo cual significa que el trabajo del reductor será de 8–10 horas diarias, con movimiento uniforme, sin choques ni arranques frecuentes. Cuando la unidad opere en otras condiciones, hay que aplicar el factor de servicio adecuado al trabajo, según indique la tabla respectiva.

- 1.- Seleccione el factor de servicio adecuado.
- 2.- Aplique el factor de servicio (multiplique F.S. por los HP del motor) y obtenga así la potencia requerida del reductor

$$Pot = F.S. \times HP \quad (F.1)$$

- 3.- Determine apropiadamente la relación del reductor, con las velocidades de entrada y salida

$$Rel = \frac{V_{int}}{V_{sal}} \quad (F.2)$$

- 4.- Seleccione en las tablas el tamaño del reductor requerido, en base a la potencia obtenida en (2), para la relación deseada (3) y la velocidad de entrada al reductor.

Ejemplo: Se necesita un reductor de 1HP con 1750 r.p.m. de entrada y 35 r.p.m. de salida, para trabajar hasta 10 hrs. continuas, considerando choque pesado. ¿Qué reductor y qué motor necesito?

- 1.- El Factor de servicio es 1.5 (Tabla No 1)
- 2.- 1 HP x 1.5 = 1.5 HP
- 3.- Para la relación: 1750 r.p.m. de entrada entre 35 r.p.m. de salida, nos dá: Rel.=50:1
- 4.- En las tablas de capacidad buscamos qué reductor nos dá los HP requeridos de 1.5 y la relación 50:1, obtenemos un reductor UGS-76, con relación 50:1

Nota: Dependiendo del caso en particular, hay que especificar qué reductor necesitamos según la posición en que se colocará (flecha de salida horizontal o vertical), o si lo queremos con el motor ya integrado, con flecha hueca de entrada.

Apéndice G

Artículo Publicado.

MEMORIAS DEL XXI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
23 al 25 DE SEPTIEMBRE DE 2015 COATZACOALCOS, VERACRUZ, MÉXICO

Tema A1. Diseño mecánico. Maquinaria y equipo.

“Obtención de los parámetros de diseño para un extractor de aceite de higuera”

Giovanny Felipe García, Luis Manuel Palacios Pineda, Ignacio Ibarquengoitia Rentería, Mario Emigdio Rodríguez Castillo, Ignacio Ramírez Vargas.

División de Estudios de Posgrado e Investigación, Instituto Tecnológico de Pachuca, Carretera México-Pachuca Km. 87.5 Col.Venta Prieta, C. P. 42080. Pachuca Hgo., MÉXICO.
Teléfono: (771) 711 3073, 711 3140 ext. 131, 139
giovannygar@gmail.com, palacios@ipachuca.edu.mx

Resumen

En la actualidad la reducción del uso de productos derivados del petróleo representa un desafío. De esta forma es que se buscan alternativas para sustituirlos. Una de ellas es recurrir a la aplicación de productos amigables con el medio ambiente, en este punto se ha optado por el estudio de aceites derivados de organismos vivos, para la producción de biocombustibles. En el presente trabajo se desarrolla el análisis para obtener los parámetros de diseño de una máquina, que permita la extracción de aceite de las semillas de higuera. Las consideraciones principales para la realización del diseño son la geometría del husillo y propiedades del material a extraer, teniendo como marco equipos existentes en ramo industrial, lo que permitió obtener un equipo muy compacto y con una capacidad de procesamiento de 73.77 Kg/h.

Palabras clave: *Parámetros de diseño, extrusor, aceite de higuera, biocombustible.*

Abstract

Nowadays there is a major challenge, reduction of fossil fuels consumption. That is why seeking alternatives to replace them has become an important issue. Environmentally-friendly products as organic oils are obtained from living organisms, and are used to produce biofuels, resins and others. In this paper performance parameters to design an extruder are calculated. The proposed machine allows oil extraction from castor seeds. Considerations such as screw geometry, castor material properties were taken into account, and a benchmarking from existing equipment was performed. The machine is a compact equipment that has a production capability rate of 73.77 kg/h.

Keywords: *Design parameters, extruder, castor oil, biofuel.*

Tema A1. Diseño mecánico. Maquinaria y equipo.

“Obtención de los parámetros de diseño para un extractor de aceite de higuera”

Resumen

En la actualidad la reducción del uso de productos derivados del petróleo representa un desafío. De esta forma es que se buscan alternativas para sustituirlos. Una de ellas es recurrir a la aplicación de productos amigables con el medio ambiente, en este punto se ha optado por el estudio de aceites derivados de organismos vivos, para la producción de biocombustibles. En el presente trabajo se desarrolla el análisis para obtener los parámetros de diseño de una máquina, que permita la extracción de aceite de las semillas de higuera. Las consideraciones principales para la realización del diseño son la geometría del husillo y propiedades del material a extruir, teniendo como marco equipos existentes en ramo industrial, lo que permitió obtener un equipo muy compacto y con una capacidad de procesamiento de 73.77 Kg/h.

Palabras clave: Parámetros de diseño, extrusor, aceite de higuera, biocombustible.

Abstract

Nowadays there is a major challenge, reduction of fossil fuels consumption. That is why seeking alternatives to replace them has become an important issue. Environmentally-friendly products as organic oils are obtained from living organisms, and are used to produce biofuels, resins and others. In this paper performance parameters to design an extruder are calculated. The proposed machine allows oil extraction from castor seeds. Considerations such as screw geometry, castor material properties were taken into account, and a benchmarking from existing equipment was performed. The machine is a compact equipment that has a production capability rate of 73.77 kg/h.

Keywords: Design parameters, extrusor, castor oil, biofuel.

1. INTRODUCCIÓN

Desde que el hombre observó las propiedades de los aceites, y con el desarrollo de la tecnología, ha creado algunos dispositivos para poder obtenerlos más fácilmente. El prensado mecánico continuo es el más usado en la industria por que se obtiene aceite virgen a menor costo. Existen estudios realizados que permiten obtener diseños más complejos en busca de mejorar la eficiencia. Una revisión de la extracción de aceite por este medio, presenta los diferentes tipos de prensas [1]:

Extractor: consiste de un tornillo rotativo y un barril horizontal perforado, el cual está formado por barras de metal reparadas (el espacio entre ellas puede variar desde 0.5 a 0.1 mm), el aceite fluye a través de este.

Expansores: son extrusoras cerradas, donde las semillas se trituran pero sin extracción de aceite. El tornillo está localizado en un sistema cerrado en el cual es posible inyectar agua o vapor.

Sistema de doble husillo: Son principalmente extrusoras cuyo

uso comenzó a crecer. Su principal ventaja es la disposición de los tornillos que pueden permitir un tratamiento termomecánico de las semillas.

Para el caso (de sésamo y semillas de lino, así como para semilla de colza, semillas de palma, *jatropha* y la *jatropha descascarada*) se observó [2] que la influencia de la presión, temperatura, contenido de humedad en el rendimiento de aceite y la tasa de presión hidráulica convencional. Muestran que el rendimiento se incrementó con el aumento de la presión y el aumento en la temperatura, que tuvieron su máximo de aceite con un contenido de humedad de aproximadamente 4 %.

Otros estudios muestran el comportamiento bajo diferentes condiciones de operación y materiales, como los que buscan optimizar el proceso. En Alemania, se implementó para la *jatropha curcas* una comparación experimental en la máquina *Komet D85-16* con 2 husillos diferentes, 2 cilindros de prensado, 3 boquillas de salida y 3 velocidades de rotación. Las que usaron para determinar los parámetros de operación óptima de este equipo [3] ver tabla 1.

Con base en la literatura existente se puede observar que la

Tabla 1: Eficiencia de recuperación de aceite, residuos de aceite en la torta, material procesado, energía específica, torque y presión generados durante el proceso de extracción de aceite [3].

Configuración	Aceite recuperado %(m/m)	Aceite residual %(m/m)	Material procesado kg/h	Energía kWh/kg	Torque τ Nm	Presión p bar
S,1(R8_P1)^b						
N8 ω 220	84.2	8.1	3.79	0.377	58.9 \pm 4.8	78.0 \pm 7.8
N8 ω 290	83.9	8.3	4.72	0.393	59.0 \pm 4.6	62.9 \pm 8.0
N8 ω 355	81.2	9.6	5.56	0.425	60.6 \pm 5.6	47.5 \pm 11.3
N10 ω 220	83.9	8.3	3.78	0.405	61.7 \pm 4.9	67.6 \pm 5.9
N10 ω 290	82.7	8.8	4.96	0.36	58.3 \pm 4.9	46.1 \pm 4.8
N10 ω 355	81.4	9.4	6.06	0.351	56.9 \pm 5.2	43.7 \pm 4.3
N12 ω 220	84.8	7.9	3.85	0.416	70.0 \pm 5.1	49.5 \pm 6.8
N12 ω 290	83.6	8	4.63	0.431	72.7 \pm 5.5	58.6 \pm 18.4
N12 ω 355	81.8	9.3	5.99	0.412	64.0 \pm 6.0	46.8 \pm 19.2
S,2(R8_P1,5)^b						
N8 ω 220	89.3	5.6	4	0.462	79.4 \pm 4.4	71.0 \pm 19.5
N8 ω 290	86.8	6.9	5.19	0.445	76.4 \pm 4.9	64.4 \pm 17.0
N8 ω 355	84.8	7.8	6.27	0.446	75.6 \pm 4.7	58.4 \pm 9.5
N10 ω 220	85.7	7.4	3.94	0.46	77.0 \pm 4.8	84.7 \pm 14.9
N10 ω 290	84.9	7.8	5.13	0.432	72.6 \pm 4.7	75.5 \pm 13.2
N10 ω 355	83.5	8.5	6.28	0.443	74.8 \pm 4.6	61.8 \pm 8.2
N12 ω 220	84.6	8	4.08	0.445	74.9 \pm 5.0	57.3 \pm 7.6
N12 ω 290	83.8	8.3	5.18	0.423	71.1 \pm 4.9	59.1 \pm 11.3
N12 ω 355	82.5	8.9	6.35	0.409	68.3 \pm 4.7	36.6 \pm 5.4
S,3(R11_P1)^b						
N8 ω 115	84.5	8	5.36	0.293	131.5 \pm 15.3	85.1 \pm 21.5
N8 ω 180	76.3	11.8	8.55	0.284	126.0 \pm 4.9	79.7 \pm 15.8
N8 ω 255	69.8	14.5	11.65	0.271	119.1 \pm 5.7	79.2 \pm 17.6
N10 ω 115	81.3	9.5	5.8	0.255	119.9 \pm 7.5	42.4 \pm 14.1
N10 ω 180	73.7	12.9	8.94	0.262	114.1 \pm 6.2	38.8 \pm 13.6
N10 ω 255	82.1	9.1	11.61	0.247	105.5 \pm 7.7	54.7 \pm 7.4
N12 ω 115	76.6	11.6	5.99	0.265	131.6 \pm 5.3	67.3 \pm 18.0
N12 ω 180	63.2	17.1	10.19	0.251	122.4 \pm 4.9	67.9 \pm 12.4
N12 ω 255	51.5	21.4	12.96	0.222	105.4 \pm 7.3	34.5 \pm 8.0
S,4(R11_P1,5)^b						
N8 ω 115	83.9	8.3	6.11	0.278	141.3 \pm 4.8	75.2 \pm 22.1
N8 ω 180	78.4	10.8	9.56	0.261	131.1 \pm 7.0	51.6 \pm 13.6
N8 ω 255	69.8	14.5	13.39	0.255	127.6 \pm 3.9	33.9 \pm 11.5
N10 ω 115	76.7	11.6	6.77	0.245	138.3 \pm 5.3	40.9 \pm 9.9
N10 ω 180	66.6	15.8	11.88	0.237	131.1 \pm 6.0	37.3 \pm 12.6
N10 ω 255	32.2	27.6	14.33	0.201	108.9 \pm 9.3	35.5 \pm 7.0
N12 ω 115	65.8	16.1	7.03	0.228	133.8 \pm 5.5	44.4 \pm 9.7
N12 ω 180	55.8	19.9	11.56	0.202	116.2 \pm 6.8	37.3 \pm 6.0
N12 ω 255	40	25.2	14.49	0.158	84.6 \pm 8.2	20.4 \pm 4.4

bR-Tornillo, P-Presión del tornillo, %(m/m)-Porcentaje masa/masa

obtención de aceite, se realiza con equipos industriales existentes en el mercado, con altos costos. Por lo que el objetivo de este trabajo es diseñar un extrusor de tornillo compacto y de bajo costo, con una sola hélice, para la extracción del aceite de la semilla de higuera. Se deben obtener los parámetros de diseño con base en su geometría, revisando las principales variables que influyen en el desempeño del mismo, como son: la velocidad de rotación, presión y propiedades del material.

2. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Esta sección muestra los parámetros que serán tomados en cuenta para realizar el diseño de un equipo extractor de aceite, como la geometría del husillo, el material, potencia y capacidad de la máquina.

2.1. Geometría del husillo

Este se llevó a cabo considerando que la extracción mecánica es básicamente un proceso de extrusión, solo que con una fase de separación y otra de recuperación. Del mismo modo se llevó a cabo una revisión de los trabajos y literatura existentes del proceso de extrusión en alimentos, plásticos y metales.

El esquema del extrusor y su geometría se presenta en la fig 1, donde se observan las principales variables que deben considerarse.

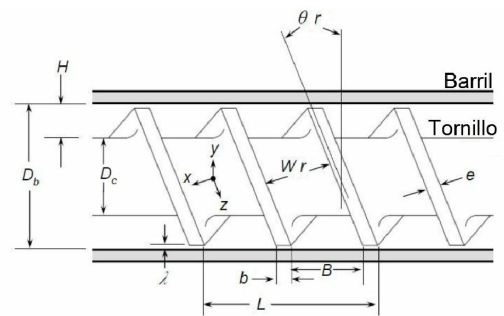


Figura 1: Esquemático de un husillo de doble hélice [4]

D_b : Diámetro del barril.

D_c : Diámetro del centro del husillo.

λ : Claro entre el diámetro del tornillo y el barril.

e : Ancho de la hélice.

L : Avance de la hélice.

H : Profundidad del tornillo medido a partir del barril.

W_r : Distancia entre hélice y hélice.

θ_r : Ángulo de la hélice con el eje del tornillo.

x : Coordenada perpendicular a la hélice.

z : Coordenada con dirección de la hélice.

Estos parámetros son fácilmente obtenidos de la observación y medida.

$$\tan\theta_b = \frac{L}{\pi D_b} \quad (1)$$

La ecuación anterior permite obtener el θ_b a partir del diámetro del barril.

$$W_b = \frac{L}{p} \cos\theta_b - e \quad (2)$$

donde p es el número de hélices en paralelo dentro del husillo y W_b es el ancho del canal obtenido de θ_b , estas ecuaciones permiten obtener de igual manera valores a partir del D_c , para

encontrar valores promedio que se utilizan en los modelos del comportamiento de flujos en las diferentes zonas.

$$\theta_r = \frac{\theta_b + \theta_c}{2} \quad (3)$$

$$W_r = \frac{L}{p} \cos \theta_r - e \quad (4)$$

El cálculo en un espacio tridimensional de una hélice es más difícil, por lo que se utiliza el modelo de un tornillo desenrollado para simplificar los cálculos [4]-[8].

$$z_r = \frac{l}{\sin \theta_r} \quad (5)$$

De la ecuación (5) se obtiene la longitud de la hélice para un vuelta completa y sustituyendo l por Zm que es la longitud del tornillo en la zona de dosificación obtenemos la longitud total del tornillo desenrollado.

2.2. Modelo del flujo en las diferentes zonas.

Una vez que se obtienen los diferentes parámetros que definen la geometría figura 1 se procede a caracterizar el flujo en la zona de dosificación, la figura 2 muestra las diferentes zonas que comprenden un extrusor.

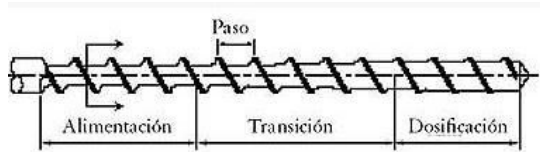


Figura 2: Zonas que comprenden un equipo extrusor.

Para modelar el comportamiento del flujo en los extrusores se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

1. El flujo está completamente desarrollado.
2. Los canales están completamente llenos.
3. No existe deslizamiento en las fronteras.
4. No existe fuga de flujos en el extremo de la hélice.
5. Todas las esquinas de los canales son cuadradas.
6. Los flujos son isotérmicos y Newtonianos.
7. Las dimensiones del canal no cambian en la sección de dosificación (extracción).

En la figura 3 se muestra el modelo del husillo desenrollado. Con este modelo podremos estimar la presión necesaria y la relación de aceleración del extrusor.

Las componentes de velocidad con respecto al centro del tornillo se obtienen con las siguientes ecuaciones donde N es la velocidad del husillo en rps.

$$V_b = \pi N D_b \quad (6)$$

$$V_{bx} = \pi N D_b \sin \theta_b \quad (7)$$

$$V_{bz} = \pi N D_b \cos \theta_b \quad (8)$$

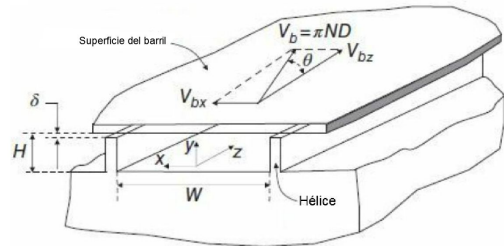


Figura 3: Modelo del husillo desenrollado adaptado de [9].

El modelo de Tadmor et al [10], que considera el estado estable de un fluido incompresible y de alta viscosidad, permite descartar varios términos, obteniendo las siguientes ecuaciones donde v es la velocidad, P es la presión y τ el tensor de esfuerzos:

$$\nabla \cdot v = 0 \quad (9)$$

$$0 = -\nabla P + \nabla \cdot \tau \quad (10)$$

Las ecuaciones (9-10) se pueden escribir con sus componentes x , y y z como sigue:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (12)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \quad (13)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (14)$$

Para fluidos newtonianos las ecuaciones mostradas arriba se transforman en:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \quad (15)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) \quad (16)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \quad (17)$$

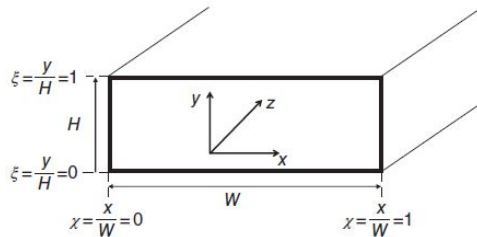
Donde μ como la viscosidad del fluido.

Para un fluido completamente desarrollado en 2D, las derivadas de las componentes de velocidad con respecto a z pueden descartarse, tal como se muestra en la fig 3 de la cual se tomó la sección transversal x , y . Por lo tanto, la presión del fluido en la dirección y no varía, y se descarta la velocidad en esta dirección. De esta manera (15-17) se convierten en:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \quad (18)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} \right) \quad (19)$$

La ecuación (19) se resuelve por separación de variables considerando las condiciones de frontera ilustradas en la figura 4.



19 **Figura 4: Modelo para la solución del flujo en un canal rectangular de un extrusor simple.**

Las condiciones de frontera que se aplican a (19) son las siguientes:

$$v_z = 0 \text{ a } \xi = \frac{y}{H} = 0 \quad (20)$$

$$v_z = V_{bz} \text{ a } \xi = \frac{y}{H} = 1 \quad (21)$$

$$v_z = 0 \text{ a } \chi = \frac{x}{W} = 0 \quad (22)$$

$$v_z = 0 \text{ a } \chi = \frac{x}{W} = 1 \quad (23)$$

La solución de(19) presentada por Tadmor [10] es la que se presenta a continuación.

$$u_z(\chi, \xi) = \frac{4}{\pi} \sum_{i=1,3,\dots}^{\infty} \frac{\sinh(i\pi h \xi)}{\sinh(i\pi h)} \cdot \sin(i\pi \chi) + \left(\frac{H^2}{2\mu V_{bz}} \frac{\partial p}{\partial z} \right) * \left[\xi^2 - \xi + \frac{8}{\pi^3} \sum_{i=1,3,\dots}^{\infty} \frac{\cosh\left(\frac{i\pi(\chi-0.5)}{h}\right)}{i^3 \cosh\left(\frac{i\pi}{2h}\right)} \right] \quad (24)$$

Donde $u_z = v_z/V_{bz}$, $\chi = x/W$ y $h = H/W$. De (24) se puede obtener el flujo neto Q si se integra.

$$Q = WHV_{bz} \int_0^1 \int_0^1 u_z(\chi, \xi) d\xi d\chi \quad (25)$$

Dando el resultado como:

$$Q = \frac{V_{bz}WH}{2} F_d + \frac{WH^3}{12\mu} \left(-\frac{\partial P}{\partial z} \right) F_p \quad (26)$$

Donde F_d y F_p son conocidos como factores de forma que se asocian al flujo de arrastre y a la presión de flujo respectivamente y se muestran en la figura 5.

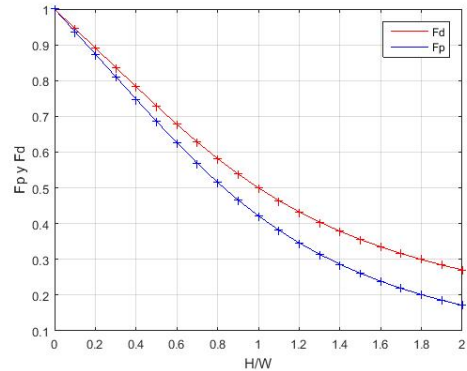


Figura 5: Factores de forma F_d y F_p como función H/W adaptada de [9].

En la ecuación (26) se sustituye la ecuación (8) y sabiendo que:

$$\left(-\frac{\partial P}{\partial z} \right) \approx \sin\theta_b \frac{P_o - P_l}{l} = -\sin\theta_b \frac{\Delta P}{l} \quad (27)$$

Se obtiene que:

$$Q = \frac{\pi N D_b \cos\theta_b W H}{2} F_d - \frac{W H^3 \sin\theta_b \Delta P}{12\mu l} F_p \quad (28)$$

A la cual se le incorpora la densidad del material a extruir y el número de hélices en paralelo, que permite tener un modelo con una mejor aproximación [4].

$$Q = \frac{\rho \pi N D_b \cos\theta_b W H}{2} F_d - \frac{\rho \rho W H^3 \sin\theta_b \Delta P}{12\mu l} F_p \quad (29)$$

A causa de que el comportamiento real del material en el extrusor es no-newtoniano, se debe realizar una corrección, para el cual se utiliza la razón de corte aparente ecuación (30).

$$\gamma = \frac{\pi N D_b}{H} \quad (30)$$

El comportamiento newtoniano del flujo se determina por la viscosidad aparente.

$$\mu = m\gamma^{n-1} \quad (31)$$

En la que m y n son índice de consistencia y flujo respectivamente que son tomados de tablas para extrusión de alimentos [6], [11].

Si la presión de flujo fuera tan grande que ocasionara un flujo neto igual a cero, entonces [12]:

$$Q = Q_d - Q_p = 0 \quad ; \quad Q_d = Q_p \quad (32)$$

Al tomar estas consideraciones en la ecuación (29) sin los factores de forma y resolviendo para P con el fin de determinar la presión necesaria para hacer un flujo cero el extremo del

extrusor, se obtiene la presión máxima

$$P_{max} = \frac{6\pi\mu ND_b l \cot\theta_b}{H^2} \quad (33)$$

La relación de aceleración se define como [6]:

$$a = \frac{Q_P}{Q_d} = \frac{\text{presión de flujo}}{\text{arrastre de flujo}} \quad (34)$$

la ecuación (34) establece la relación entre la presión y arrastre de flujo.

2.3. Eficiencia del bombeo.

Para fines prácticos el máximo rendimiento y la máxima acumulación de presión, se encuentran fácilmente haciendo la aceleración igual a cero e igual a la unidad respectivamente. Otro efecto relevante de este parámetro es el que desempeña en la eficiencia de bombeo, ε , definida como la fracción de la potencia del motor E utilizada para el bombeo E_p , para transportar el material y generar la presión necesarios para la extracción.

$$\varepsilon = \frac{E_p}{E} \quad (35)$$

A su vez la potencia de bombeo se puede escribir:

$$E_p = \frac{3\mu(\pi ND_b)^2 Wl}{H \sin\theta_b} [a(1-a) \cos^2\theta_b] \quad (36)$$

La potencia necesaria del motor para bombear el material a través de la zona de dosificación se presenta en la ecuación (37), en la que los términos entre corchetes pertenecen al flujo de arrastre en la dirección del canal, el flujo perpendicular a la dirección del canal y la presión de flujo respectivamente.

$$E = \frac{\mu(\pi ND_b)^2 Wl}{H \sin\theta_b} [\cos^2\theta_b + 4\sin^2\theta_b + 3a\cos^2\theta_b] \quad (37)$$

La eficiencia del bombeo de un extrusor de simple hélice se puede calcular como sigue:

$$\varepsilon = \frac{3a(1-a)}{1+3a+4a^2 \tan^2\theta_b} \quad (38)$$

De la ecuación 37 es posible encontrar la potencia mínima y máxima del motor, para lo cual $Q = Q_d$ y $Q = 0$ respectivamente.

$$E_{min} = \frac{\mu(\pi ND_b)^2 Wl}{H \sin\theta_b} [4 - 3\cos^2\theta_b] \quad (39)$$

$$E_{max} = \frac{\mu(\pi ND_b)^2 Wl}{H \sin\theta_b} [4] \quad (40)$$

En las ecuaciones (39) y (40) se presentan la potencia mínima y máxima requeridas para el extractor.

3. RESULTADOS

En la sección anterior se han establecido las ecuaciones necesarias para determinar la presión del flujo, relación de aceleración, eficiencia de bombeo y potencia necesaria para que funcione adecuadamente el extractor.

A continuación, se presentan los parámetros que permiten obtener un extractor con una capacidad de procesamiento que cumpla con los requerimientos establecidos.

La tabla 2 muestra la geometría del extractor y es el punto de partida para la estimación de sus parámetros restantes. Es importante mencionar que los valores que se muestran son el resultado de numerosas iteraciones en el proceso que a continuación se describe.

Tabla 2: Geometría del husillo.

Datos								
D_b	D_c	L	H	λ	e	p	l	N
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	rpm
69.9	50.8	22	8.525	1	11	1	699	120

A partir de los valores de la tabla 2 y utilizando las ecuaciones (1-5) se obtiene la completa de la geometría del husillo.

En la tabla 3 se muestran estos resultados, adicionalmente se presentan los factores de forma que se obtienen con ayuda de la figura 5.

Tabla 3: Variables de la geometría

variable	Ecuación	Valor	Unidad
θ_b	1	5.72	°
Wb	2	10.89	mm
θ_c	1 con D_c	7.84	°
D	$(D_b + D_c)/2$	60.32	mm
Wc	2 con θ_c	10.79	mm
θ_r	3	6.62	°
Wr	4	10.85	mm
W	$(Wb + Wc)/2$	10.84	mm
ξ	H/W	0.78	-
Fd	gráfica5	0.95	-
Fp	gráfica5	0.95	-

En la tabla 4 se presentan las principales características obtenidas para este extractor.

Tabla 4: Flujo y presiones en el equipo

variable	ecuación	valor	unidades
γ	30	323.46	1/s
μ	31	66.94	Pa.s
Q	29	73.77	Kg/h
P_{max}	33	91.70	Mpa
Q_d		97.58	Kg/h
Q_p		23.81	Kg/h
a	34	0.24	-

La tabla 5 muestra los valores de potencia necesaria para el extractor.

Tabla 5: Valores de motor y desempeño

variable	Ecuación	Valor	Unidad
E_p	36	2141.42	W
E_p		2.85	Hp
ϵ	38	0.30	-
ϵ		30.98	%
E	37	6910.75	W
E		9.21	Hp
E_{min}	39	4078.16	W
E_{min}		5.43	Hp
E_{max}	40	15686.91	W
E_{max}		20.91	Hp

La figura 6 muestra el husillo de extractor con las características geométricas obtenidas (tabla 3), que proporciona un flujo con características que se presentan en la tabla 4 y cuyos requerimientos de potencia se describen en la tabla 5.

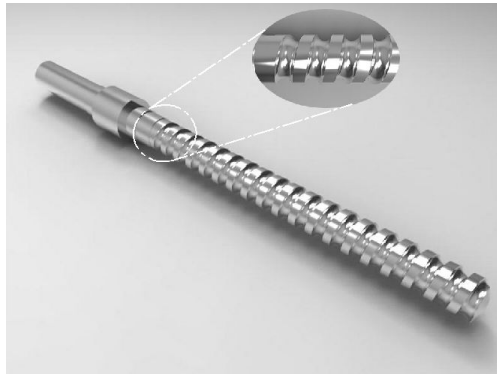


Figura 6: Husillo del extrusor el cual tiene una longitud total de 1100 mm.

Ademas se observa que 699mm contienen el perfil, con un avance de 22mm que trasportará las semillas a través de las diferentes zonas el extrusor, para lograr la compresión necesaria y extraer el aceite virgen.

El perfil determina el funcionamiento adecuado del equipo y las características de los productos obtenidos.

Las principales componentes se enumeran en la figura 7 y la tabla 6, muestra el nombre de cada uno de sus componentes.

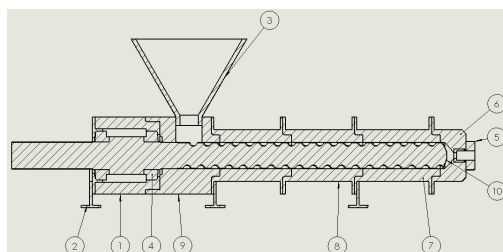


Figura 7: Piezas de la máquina.

Tabla 6: Nombre de las piezas

No. De elemento	Nombre	Cantidad
1	Portabaleros	1
2	Base	3
3	Tolva	1
4	Balero	2
5	Dado	1
6	Portadado	1
7	Filtro	2
8	Camisa	2
9	Camisa de alimentación	1
10	Eje husillo	1

La figura 8 muestra un corte longitudinal de la maquina donde se puede apreciar los principales componentes del extractor.

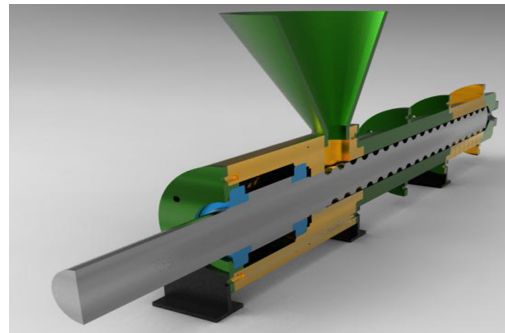


Figura 8: Corte transversal de la máquina donde se muestra el husillo y el área de soporte para el eje.

en la figura 9 se muestra una vista en isométrico del extrusor, puede observarse que se ha utilizado una configuración modular,

Los diseños modulares son muy comunes porque permiten intercambiar, las secciones y logran diferentes configuraciones, esto en particular para plásticos y resinas, en las que se llegan a tener zonas de ventilado y tratamientos de vapor, para este diseño se optó por el modular debido a que en dado caso que ocurriera un falla en las piezas se puede retirar fácilmente y con un menor costo ya que son más pequeñas.
Derchos Reservados © 2015, SOMIM



Figura 9: Diseño propuesto del equipo, en el que se observa el filtro de aceite y que la máquina se basa en un diseño modular.

4. CONCLUSIONES

Con base en las características de operación calculadas que tendrá el equipo, se puede decir que es compacto ya que sus dimensiones son: $1204,74mm$ de largo, $300mm$ de ancho, $435,92mm$ de altura y tiene una producción de $73,77 Kg/h$ comparado con los equipos industriales que existen en el mercado que llegan a superar las $1,5 Ton/h$, con base en la metodología desarrollada es posible diseñar un equipo con características basadas en necesidades específicas.

REFERENCIAS

- [1] R. Savoie, J.-L. Lanoisellé, and E. Vorobiev, "Mechanical continuous oil expression from oilseeds: A review," *Food and Bioprocess Technology*, vol. 6, no. 1, pp. 1–16, 2013.
- [2] P. Willems, N. Kuipers, and A. D. Haan, "Hydraulic pressing of oilseeds: Experimental determination and modeling of yield and pressing rates," *Journal of Food Engineering*, vol. 89, no. 1, pp. 8 – 16, 2008.
- [3] S. Karaj and J. Muller, "Optimizing mechanical oil extraction of jatropha curcas l. seeds with respect to press capacity, oil recovery and energy efficiency," *Industrial Crops and Products*, vol. 34, no. 1, pp. 1010 – 1016, 2011.
- [4] G. A. Campbell and M. A. Spalding, "Analyzing and troubleshooting single-screw extruders," in *Troubleshooting and Analysis of Single-screw Extrusion* (G. A. C. A. Spalding, ed.), pp. I – XIX, Hanser, 2013.
- [5] R. Guy, *Extrusion Cooking: Technologies and Applications*. Woodhead Publishing Series in Food Science, Technology and Nutrition, Elsevier Science, 2001.
- [6] C. Mercier, P. Linko, and J. Harper, *Extrusion Cooking*. American Association of Cereal Chemists, 1998.
- [7] J. Bouvier and O. Campanella, *Extrusion Processing Technology: Food and Non-Food Biomaterials*. Wiley, 2014.
- [8] K. Kohlgrüber and M. Bierdel, *Co-rotating Twin-screw Extruders: Fundamentals, Technology, and Applications*. Carl Hanser Publishers, 2008.
- [9] Z. Tadmor and C. Gogos, *Principles of Polymer Processing*. Spe Technical Volume, Wiley, 2006.
- [10] Z. Tadmor and I. Klein, *Engineering principles of plasticating extrusion*. Polymer science and engineering series, Van Nostrand Reinhold Co., 1970.
- [11] D. Heldman, D. Lund, and C. Sabliov, *Handbook of Food Engineering, Second Edition*. Food Science and Technology, CRC Press, 2006.
- [12] M. Groover, *Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L., 2007.

Bibliografía

- [1] Akinoso, R., Raji, A., and Igbeka, J. (2009). Effects of compressive stress, feeding rate and speed of rotation on palm kernel oil yield. *Journal of Food Engineering*, 93(4):427 – 430.
- [2] Alves, M. V. C., Jr., J. R. B., and Prata, A. T. (2009). Analytical solution of single screw extrusion applicable to intermediate values of screw channel aspect ratio. *Journal of Food Engineering*, 92(2):152 – 156.
- [3] Bouvier, J. and Campanella, O. (2014). *Extrusion Processing Technology: Food and Non-Food Biomaterials*. Wiley.
- [4] Budynas, R. and Nisbett, K. (2010). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Education.
- [5] Campbell, G. A. and Spalding, M. A. (2013). Analyzing and troubleshooting single-screw extruders. In Spalding, G. A. C. A., editor, *Troubleshooting and Analysis of Single-screw Extrusion*, pages I – XIX. Hanser.
- [6] Chapuis, A., Blin, J., Carré, P., and Lecomte, D. (2014). Separation efficiency and energy consumption of oil expression using a screw-press: The case of jatropha curcas l. seeds. *Industrial Crops and Products*, 52(0):752 – 761.
- [7] Conceicao, M. M., Candeia, R. A., Silva, F. C., Bezerra, A. F., Jr., V. J. F., and Souza, A. G. (2007). Thermoanalytical characterization of castor oil biodiesel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(5):964 – 975.
- [8] Davis, J. and Committee, A. I. H. (1998). *Metals Handbook Desk Edition 2nd Edition*. 75th anniversary ASM handbooks. Taylor & Francis.

- [9] Dickie, A. (1982). *Predicting the Spreadability and Thickness of Foods from Time Dependent Viscoelastic Rheology*. Rutgers University.
- [10] Evangelista, R. L. (2009). Oil extraction from lesquerella seeds by dry extrusion and expelling. *Industrial Crops and Products*, 29(1):189 – 196.
- [11] FAOSTAT (2013). Food and agriculture organization of the united nations. [<http://faostat3.fao.org>].
- [12] Foronda, E. (2007). *Diccionario manual de la lengua española*. Vox - Lengua Española - Diccionarios Generales. Vox.
- [13] Groover, M. (2007). *Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
- [14] Hall, A., Holowenko, A., and Laughlin, H. (1975). *Teoría y problemas de diseño de máquinas*. Serie de compendios schaum. McGraw-Hill Interamericana.
- [15] Heldman, D., Lund, D., and Sabliov, C. (2006). *Handbook of Food Engineering, Second Edition*. Food Science and Technology. CRC Press.
- [16] Hopmann, C. and Michaeli, W. (2016). *Extrusion Dies for Plastics and Rubber: Design and Engineering Computations*. Carl Hanser Verlag GmbH & Company KG.
- [17] Karaj, S. and Muller, J. (2011). Optimizing mechanical oil extraction of jatropha curcas l. seeds with respect to press capacity, oil recovery and energy efficiency. *Industrial Crops and Products*, 34(1):1010 – 1016.
- [18] Khan, L. and Hanna, M. (1983). Expression of oil from oilseeds-a review. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 28(6):495 – 503.
- [19] Lavanya, C., Murthy, I., Nagaraj, G., and Mukta, N. (2012). Prospects of castor (ricinus communis l.) genotypes for biodiesel production in india. *Biomass and Bioenergy*, 39(0):204 – 209. Biorefinery.
- [20] Mercier, C., Linko, P., and Harper, J. (1998). *Extrusion Cooking*. American Association of Cereal Chemists.
- [21] Ogunniyi, D. (2006). Castor oil: A vital industrial raw material. *Bioresource Technology*, 97(9):1086 – 1091.

- [22] RAISA. REDUCTORES Y ARTÍCULOS PARA LA INDUSTRIA, S.A. DE C.V, Ignacio A. De Fanduas 130 Col. Ricardo B. Anaya Segunda Sección. C.P. 78090, San Luis Potosí, S.L.P., 1 edition.
- [23] Savoie, R., Lanoisellé, J.-L., and Vorobiev, E. (2013). Mechanical continuous oil expression from oilseeds: A review. *Food and Bioprocess Technology*, 6(1):1–16.
- [24] Scarpa, A. and Guerci, A. (1982). Various uses of the castor oil plant (*ricinus communis* L.) a review. *Journal of Ethnopharmacology*, 5(2):117 – 137.
- [25] Scholz, V. and da Silva, J. N. (2008). Prospects and risks of the use of castor oil as a fuel. *Biomass and Bioenergy*, 32(2):95 – 100.
- [26] SIEMENS (2008). *Motorreductores MOTOX*, 87.1 edition.
- [27] Singh, J. and Bargale, P. (2000). Development of a small capacity double stage compression screw press for oil expression. *Journal of Food Engineering*, 43(2):75 – 82.
- [28] Spalding, M. A., D. J. H. K. and Strand, S. (1993). Three dimensional numerical analysis of a single-screw extruder. *SPE ANTEC Tech*, (1533):39.
- [29] Tadmor, Z. and Gogos, C. (2006). *Principles of Polymer Processing*. Spe Technical Volume. Wiley.
- [30] Tadmor, Z. and Klein, I. (1970). *Engineering principles of plasticating extrusion*. Polymer science and engineering series. Van Nostrand Reinhold Co.
- [31] Ullman, D. (2009). *The Mechanical Design Process*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill Education.
- [32] Vadke, V., Sosulski, F., and Shook, C. (1988). Mathematical simulation of an oilseed press. *Journal of the American Oil Chemists' Society*, 65(10):1610–1616.
- [33] Willems, P., Kuipers, N., and Haan, A. D. (2008). Hydraulic pressing of oilseeds: Experimental determination and modeling of yield and pressing rates. *Journal of Food Engineering*, 89(1):8 – 16.