

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

REDISEÑO DE UNA MÁQUINA TIPO EXPELLER PARA EXTRACCIÓN DE
ACEITE DE LA SEMILLA DE SACHA INCHI CON CAPACIDAD DE 20
KILOGRAMOS/HORA

AUTORES:

WILSON FREDDY GUZMÁN BRITO
HENRY EDUARDO ROJAS PACHECO

TUTOR:

PABLO MESIAS ALMEIDA MOLINA

Quito, enero del 2016

Cesión de derecho de autor

Nosotros Wilson Freddy Guzmán Brito, con documento de identificación N° 1400478358 y Henry Eduardo Rojas Pacheco, con documento de identificación N° 0503465734, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “Rediseño de una máquina tipo expeller para extracción de aceite de la semilla de sachá inchi con capacidad de 20 kilogramos/hora” mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Wilson Freddy Guzmán Brito

CI. 1400478358



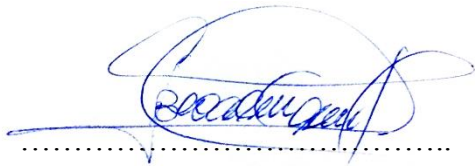
Henry Eduardo Rojas Pacheco

CI. 0503465734

Quito, enero del 2016

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación “Rediseño de una máquina tipo expeller para extracción de aceite de la semilla de sachá inchi con capacidad de 20 kilogramos/hora” realizado por Wilson Freddy Guzmán Brito y Henry Eduardo Rojas Pacheco, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.



Pablo Mesías Almeida Molina

CI: 1704359510

Quito, enero del 2016

Dedicatoria

A mi madre quien me ha guiado siempre por el camino del bien y a mis maestros universitarios quienes compartieron sus conocimientos, experiencias y me apoyaron durante todos estos años de preparación profesional.

FREDDY GUZMAN B.

Con todo mi cariño para las personas que hicieron posible este sueño, por motivarme y darme palabras de aliento cuando sentía que el camino se terminaba, siempre en mi corazón mi agradecimiento más profundo.

Mamá y Familia.

HENRY ROJAS P.

Índice

Capítulo I.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos	2
Capítulo II.....	3
2. Marco teórico	3
2.1 Generalidades de los aceites vegetales	3
2.2 Generalidades del sacha inchi.....	3
2.2.1. Género.....	4
2.2.2. Morfología	4
2.3 Cultivo y producción en Ecuador	5
2.4 Características del cultivo de sacha inchi.	7
2.5 Tipos de semillas de sacha inchi.....	9
2.6 Aplicaciones.....	10
2.6.1 Consumo tradicional	10
2.6.2 Aplicaciones cosméticas	11
2.6.3 Productos de exportación.....	11
2.6.4 Características del aceite de sacha inchi	11
Capítulo III.....	12

3. Estudio de alternativas.....	12
3.1 Extrusión de alimentos.....	12
3.2 Procesos químicos de extracción de aceite	12
3.2.1 Extracción por disolventes	12
3.3 Procesos Físicos de extracción de aceite	13
3.3.1 Prensado discontinuo abierto	13
3.3.2 Prensado discontinuo cerrado	14
3.3.3 Prensado continuo	15
3.3.3.1 Prensas de tornillo.....	15
3.3.3.2 Prensas de rodillos	17
3.3.3.3 Prensas de correa	18
3.3.3.4 Escariadores de jugo	19
3.4 Ventajas y desventajas de los procesos de extracción de aceite.....	20
3.5 Selección de la prensa	21
Capítulo IV.....	22
4. Diseño de la máquina expeller	22
4.1 Parámetros de extracción de aceite de sachá inchi	22
4.2 Partes constitutivas de máquina expeller	24
4.3 Parámetros de diseño de elementos de la máquina.....	25
4.4 Diseño del tornillo	26
4.4.1 Parámetros geométricos del tornillo	27
4.4.2 Cálculo del ángulo de hélice del tornillo	27

4.4.3 Cálculo del ancho del canal de tornillo.....	28
4.4.4 Razón de corte	28
4.4.5 Cálculo de la viscosidad aparente	30
4.4.6 Determinación del flujo volumétrico teórico en el extrusor	31
4.4.7 Presión máxima de operación	34
4.4.8 Factor de forma del dado o troquel extrusor.....	35
4.4.9 Determinación del flujo volumétrico real en el extrusor	38
4.4.10 Determinación del flujo másico real en el extrusor	39
4.5 Determinación de la potencia del motor	40
4.6 Determinación del torque de operación del tornillo	41
4.7 Determinación del torque máximo del motorreductor entregado al tornillo	41
4.8 Diseño estático del tornillo	42
4.8.1 Determinación del peso del tornillo.....	43
4.8.2 Cálculo de factor seguridad del tornillo por análisis estático	44
4.8.2.1 Esfuerzo flector.....	45
4.8.2.2 Esfuerzo cortante máximo	47
4.8.2.3 Teoría de la energía de distorsión máxima para el tornillo.....	47
4.8.2.4 Factor seguridad del tornillo	48
4.9 Diseño a fatiga o diseño dinámico del tornillo	48
4.10 Diseño estático del eje porta rodamientos	50
4.10.1 Determinación del peso del eje porta rodamientos.....	50

4.10.2 Cálculo de factor seguridad del eje porta rodamientos por análisis estático	52
4.10.2.1 Esfuerzo flector.....	52
4.10.2.2 Esfuerzo cortante máximo del eje porta rodamientos.....	55
4.10.2.3 Teoría de la energía de distorsión máxima para el eje porta rodamientos.....	55
4.10.2.4 Factor seguridad del eje porta rodamientos	56
4.11 Diseño de los hilos el tornillo	56
4.12 Diseño de la cuña o chaveta del tornillo	58
4.13 Diseño de la cuña o chaveta del eje porta rodamientos	62
4.14 Diseño de las camisas de la prensa	64
4.14.1 Diseño de las camisas del tornillo.....	64
4.14.2 Diseño de la camisa de extrusión.....	68
4.15 Diseño de juntas roscadas de la placa de ajuste de rodamientos y del tornillo de ajuste del dado.....	69
4.15.1 Diseño de la rosca del tornillo de ajuste del dado.....	70
4.15.2 Diseño de la rosca de la camisa de extrusión.....	75
4.15.3 Diseño de la rosca de la placa de ajuste de rodamientos.	77
4.15.4 Diseño de la rosca de la camisa principal de soporte.	79
4.16 Selección de los tornillos de sujeción de la camisa con agujeros.	81
4.16.1 Esfuerzo a la tensión de los tornillos.	81
4.16.2 Esfuerzo cortante de la rosca del tornillo.....	83

4.17 Selección de los rodamientos.....	85
4.18 Diseño de la tolva.	85
4.19 Resumen de partes de la prensa expeller y materiales seleccionados.....	86
Capítulo V.....	88
5. Análisis económico financiero	88
5.1 Análisis económico.....	88
5.1.1 Costos directos.....	88
5.1.2 Costos indirectos.....	90
5.1.3 Resumen de costos.....	90
Capítulo VI.....	91
6.1 Análisis comparativo entre el molino de extracción de aceite de chonta y la máquina expeller para extracción de aceite de sachá inchi.	91
6.2 Aplicaciones y proyecciones futuras de la prensa expeller.	92
Conclusiones	94
Referencias.....	96
Anexos	101

Índice de figuras

1. Semilla de sachá inchi	4
2. Plantaciones de sachá inchi	5
3. Períodos de producción de sachá inchi	6
4. Medidas de semilla de sachá inchi	10
5. Análisis físico-químico del aceite de sachá inchi	11
6. Prensa de caja	14
7. Prensa de jaula	15
8. Prensa de tornillo	16
9. Prensa expeller	17
10. Prensa de rodillo	18
11. Escariador de jugo	19
12. Corte de un extrusor expeller de tornillo simple	24
13. Molino de extracción de aceite de chonta antes de su rediseño	25
14. Detalles de un tornillo extrusor dentro del barril	26
15. Disposición de Q_{xv} , $P_{máx}$ y ΔP en el expeller	33
16. Punto de operación del extrusor	34
17. Troquel de extrusión	36
18. Factores de forma de arrastre y de presión de los fluidos	38
19. Diagrama de cuerpo libre del tornillo	43
20. Dimensiones del tornillo	43
21. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del tornillo	45
22. Resistencias a la fatiga representativas	49
23. Diagrama de cuerpo libre del eje porta rodamientos	50
24. Dimensiones del eje porta rodamientos	50

25. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje porta rodamientos	53
26. Hilo del tornillo	56
27. Tipos de cuñas.....	59
28. Fuerzas sobre una cuña	61
29. Cilindro sometido a presión interna y externa	65
30. Esfuerzos en un cilindro presurizado	65
31. Ángulo del troquel.....	68
32. Camisa de extrusión	69
33. Perfil básico de las roscas M y MJ.....	70
34. Tolva de la prensa expeller	85
35. Prensa expeller	87

Índice de tablas

Tabla 1. Características del cultivo de sachá inchi	7
Tabla 2. Composición química de la torta de sachá inchi y torta de soya.	9
Tabla 3. Características de la semilla de sachá inchi	10
Tabla 4. Comparación entre la extracción de aceite con disolventes y extrusión mecánica.....	13
Tabla 5. Ventajas y desventajas de los procesos de extracción de aceite.	20
Tabla 6. Matriz de selección del proceso de extracción de aceite de sachá inchi.....	21
Tabla 7. Parámetros técnicos de la semilla de sachá inchi.....	22
Tabla 8. Parámetros técnicos del motorreductor.....	25
Tabla 9. Parámetros iniciales de diseño del tornillo	27
Tabla 10. Características de operación de un expeller de tornillo simple.....	29
Tabla 11. Tamaño de la cuña en función del eje.....	60
Tabla 12. Diámetros y áreas de roscas métricas ISO de paso grueso y fino.....	71
Tabla 13. Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas.	74
Tabla 14. Partes de la prensa expeller y materiales seleccionados.	86
Tabla 15. Cuadro comparativo de molino para extracción de aceite de chonta vs prensa expeller para extracción de aceite de sachá inchi.	91

Índice de anexos

Anexo 1. Índices de corrección de flujo m y n para alimentos extruidos.	101
Anexo 2. Dimensiones de roscas métricas.	102
Anexo 3. Propiedades mecánicas de los tornillos de sujeción de la camisa con agujeros.	102
Anexo 4. Selección de los rodamientos.	103
Anexo 5. Montaje del equipo.	107
Anexo 6 Manual de operación y mantenimiento de la maquina expeller.	110
Anexo 7. Nomenclatura.	115
Anexo 8. Tornillo de molino de extracción de aceite de chonta.	125
Anexo 9. Planos constructivos.	125

Resumen

El presente proyecto de grado titulado “Rediseño de una máquina tipo expeller para extracción de aceite de la semilla de sacha inchi con capacidad de 20 kilogramos/hora” consiste en el rediseño de una máquina capaz de extraer el aceite de la semilla de sacha inchi, a partir de una máquina tipo molino para la extracción del aceite de chonta, con capacidad de 8kg/h, propiedad de la Fundación Chankuap ubicada en la ciudad de Macas – Morona Santiago.

Este tipo de máquina consiste en un tornillo sin fin encamisado, por donde fluye el producto al mismo tiempo que eleva su presión, y al final del recorrido se extruye mediante una boquilla de diámetro de salida reducido, provocando la liberación del aceite por efecto de la presión generada justamente antes de la expulsión del desecho seco por éste.

Los parámetros empleados en el rediseño son: Potencia del motorreductor (5 HP), revoluciones por minuto del motorreductor (60rpm); así como los parámetros de extracción de aceite de la semilla de sacha inchi como, presión (192.72bar) y temperatura (65°C). Las geometrías de las piezas rediseñadas se consideraron a partir de máquinas semejantes.

La metodología en la que nos basamos para el desarrollo del presente proyecto fue la experimental, la cual consiste en un proceso sistemático y una aproximación científica a la investigación, donde el investigador manipula una o más variables, controla y mide cualquier cambio en otras variables. Y la metodología científica, que consiste en la observación sistemática, medición, experimentación, formulación, análisis y modificación de las hipótesis planteadas inicialmente.

Abstract

This graduation project entitled "Redesign of machine type expeller for extracting oil from the seeds of Sacha inchi with the capacity of 20 kg/hour", consist in to a redesign a machine capable of extracting the oil from the seed of Sacha inchi, from a machine mill for oil extraction chonta type, with the capacity of 20 kg/hour, owned by the Chankuap Foundation located in the city of Macas - Morona Santiago.

This type of machine consists of an endless screw in to a jacket, through which the product flows while raises its pressure, at the end of the route, it is extruded through a nozzle with a reduced diameter output, the generated pressure cause the oil to be released just before the expulsion of dry waste.

The parameters used in the redesign are, power geared motor (5 HP), geared motor rpm (60 rpm); and Sacha inchi's oil extraction parameters as pressure (192.72bar) and temperature (65 ° C). The geometries of the redesigned parts are consider from such machines.

The methodology on which we rely for the development of this project was the experimental, which is a systematic process and a scientific approach to research, where the researcher manipulates one or more variables, monitors and measures any changes in other variables. And the scientific method, consisting in systematic observation, measurement, experimentation, development, analysis and modification of hypotheses initially proposed.

Capítulo I

1.1 Introducción

El cultivo de sacha inchi (*Plukenetia volubilis L.*), conocido como maní de los incas, ha tomado gran importancia nacional e internacional debido a su alto contenido de ácidos grasos esenciales como: ácido linolénico, linoléico y oleico, conocidos como omega 3, 6 y 9 respectivamente y vitamina E, al igual que su alto contenido de aceite que es del 54%. Estas características le han dado gran relevancia económica e industrial en el mercado local, nacional e internacional.

El sacha inchi es una planta que crece en forma silvestre o cultivada en los huertos de los habitantes de la selva alta y baja; en altitudes comprendidas entre los 80 a 1500 metros sobre el nivel del mar y temperaturas entre 22 a 32 grados centígrados.

La finalidad de este proyecto es rediseñar una máquina tipo expeller para la extracción del aceite de Sacha inchi para la Fundación Chankuap de la Ciudad de Macas – Morona Santiago, mismo que tiene varios usos como: Reductor del colesterol, nutracéutico, en la industria alimentaria (para enriquecer con omega los alimentos producidos industrialmente), cosmetología, en medicina y otros.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Rediseñar una máquina tipo expeller para la extracción de aceite de la semilla de Sacha inchi con capacidad de 20 kilogramos/hora.

1.2.2 Objetivos Específicos

1. Analizar las propiedades de la semilla de Sacha inchi para determinar los volúmenes de producción.
2. Investigar y analizar el tipo de prensa a fabricarse.
3. Realizar el dimensionamiento de los elementos de la máquina.
4. Determinar los materiales óptimos para el diseño de cada elemento de la máquina.
5. Realizar el diseño de los elementos de la máquina expeller.

Capítulo II

2. Marco teórico

2.1 Generalidades de los aceites vegetales

Durante siglos las plantas han constituido parte de la alimentación y han sido utilizadas en la medicina alternativa y convencional.

A lo largo de la historia los aceites vegetales se han usado como fuentes alimenticias, productos cosméticos y como fuente energética alternativa.

En el uso alimenticio se los ha utilizado como aceites de cocción de alimentos como el aceite de soja, palma, girasol, entre otros. El uso cosmético se ha empleado en Productos contra el envejecimiento, antiarrugas (rostro, cuello y contorno de los ojos). Productos para piel sensible y piel seca. Humectantes (rostro, cuerpo y manos). Productos para el cuidado capilar. En el campo energético se ha dado gran importancia al uso de biocombustibles en los últimos años. (Morales & Carmeán, 2012, pp. 517-522).

2.2 Generalidades del sachá inchi

La semilla de la planta de sachá inchi, objeto de extrusión para la extracción de aceite, pertenece a la familia de las oleaginosas, que son plantas trepadoras o lianas y que se caracterizan principalmente por la presencia de una sustancia lechosa, tipo látex y frutos capsulares.

El sachá inchi cuyo nombre científico es (*Plukenetia volubilis* Linneo) es una planta de origen Amazónico, conocida también con los nombres de maní del monte, inca peanuts, sachá inchik, sachá maní y maní del inca, cuya importancia principal es

su alto contenido de aceite y de proteínas en sus semillas. Mismos que son de gran beneficio para la salud humana. (INIA, 2007, p. 3).

Hurtado (2013) expone que crecimiento y fructificación del sacha inchi se mantiene continua en todo el año. A los 6 meses inicia su producción dando como resultado rendimientos de 0,7 a 2,0 t/ha y alcanzando edades de 10 años (pp. 18-19).

1. Semilla de sacha inchi



Figura 1. Planta y semilla de sacha inchi en estado verde y seco, y capas de recubrimiento de la semilla.

Fuente: (MINAGRI, 2013, p. 13)

2.2.1. Género

El género *Plukenetia* está compuesto por 19 especies y forma parte de la familia Euphorbiaceae (Euforbiáceas) que son plantas trepadoras o lianas. Estas plantas tienen la particularidad de presentar una sustancia lechosa, tipo latex y frutos en cápsulas. Se usan en el ámbito ornamental, medicinal, alimenticio e industrial. Su crecimiento y desarrollo se da en los bosques tropicales. (Hurtado, 2013, p. 18).

2.2.2. Morfología

La planta de sacha inchi tiene flores bisexuales en un mismo tallo. Las hojas tienen forma ovoide triangular de aproximadamente 6-13 cm de largo y 4-10cm de

ancho. Las cápsulas son tetra- o pentámeras de 2.5-7 cm de diámetro. Las semillas son de color marrón y miden aproximadamente 1,5-2 x 0,7-0,8 cm. Tienen la forma de lenteja y presentan manchas irregulares más oscuras. (Hurtado, 2013, p. 19).

2.3 Cultivo y producción en Ecuador

Nusselder & Van Dijck (2015) exponen que en la actualidad el número de productores de sacha inchi es aproximadamente 6.000 en los países andinos, con un área total de 2.750 hectáreas, correspondientes al conjunto de Perú, Colombia, Ecuador y Bolivia (p. 75).

2. Plantaciones de sacha inchi



Figura 2. Plantaciones de sacha inchi

Fuente: (INIA, 2007, p. 2)

En el Ecuador el sacha inchi ha existido de forma silvestre en la región amazónica del país, región límite con el Perú, país de donde es originaria esta planta. Debido a sus grandes bondades alimenticias se lo ha tomado como opción viable de producción para los agricultores ecuatorianos. En Ecuador las zonas agrícolas se

encuentran en Quinindé, Santo Domingo de los Tsáchilas, Balzar, Quevedo, Vinces, Babahoyo y San Miguel de los Bancos.

En el territorio ecuatoriano, posee grandes ventajas de producción y disponibilidad de materia, los periodos de producción se extienden a lo largo de todo el año gracias a su excelente ubicación geográfica, a diferencia de Perú principal productor y exportador de esta oleaginosa, donde la producción está limitada a siete meses en el año. (Muirragui, 2013, pp. 2-6).

3. Períodos de producción de sacha inchi

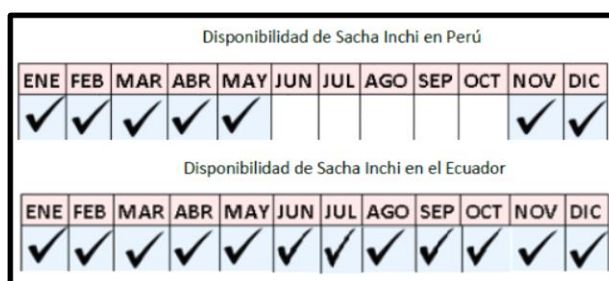


Figura 3. Meses del año con gran producción de sacha inchi en Ecuador, con relación a Perú.

Fuente: (Muirragui, 2013, p. 6)

El Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca (MAGAP), impulsa el desarrollo de este cultivo a través de la dotación de semillas a organizaciones acreditadas. En el cantón Huamboya, en Morona Santiago, existe un centro de acopio con capacidad de procesamiento de hasta 400 quintales por día, el mismo que está conformado por 3 asociaciones: la de estudiantes de Huamboya, de Pequeños Productores Agropecuarios de Huamboya y Lola de Álvarez. (MAGAP, 2014).

2.4 Características del cultivo de sachá inchi.

Tabla 1. Características del cultivo de sachá inchi

Factor	Característica
Temperatura	Crece y tiene buen comportamiento a diversas temperaturas (mín. 10°C y máx. 36°C). Las temperaturas muy altas son desfavorables y ocasionan la caída de flores y frutos pequeños, principalmente los recién formados.
Altitud	Crece desde los 100 m.s.n.m. en la Selva Baja y 2 000 m.s.n.m. en la Selva Alta.
Luz	A bajas intensidades de luz, la planta necesita de mayor número de días para completar su ciclo vegetativo; cuando la sombra es muy intensa la floración disminuye y por lo tanto la producción es menor.
Agua	Es una planta que requiere de disponibilidad permanente de agua, para tener un crecimiento sostenido; siendo mejor si las lluvias se distribuyen en forma uniforme durante los 12 meses (850 a 1000 mm). El riego es indispensable en los meses secos. Períodos relativamente prolongados de sequía o de baja temperatura, causan un crecimiento lento y dificultoso. El exceso de agua ocasiona daño a las plantas e incrementa los daños por enfermedades.
Drenaje	Necesita terrenos con drenaje adecuado, que eliminen el exceso de agua tanto a nivel superficial como profundo. Para un buen drenaje se debe considerar la textura del suelo, y ésta es importante para el desarrollo del cultivo.
Suelo	Tiene amplia adaptación a diferentes tipos de suelo; crece en suelos ácidos y con alta concentración de aluminio. Se deben elegir los suelos que posibiliten su mejor desarrollo y productividad. Se desarrolla en suelos arcillosos, franco arenosos, y tolera suelos ácidos.
Preparación del terreno	Tradicional (Rozo, tumba, picacheo, junta). Mecanizado (arado, rastra y surcado)
Sistema de Producción	Sistemas Agroforestales, de monocultivo o asociados
Siembra directa	Su propagación es por semillas. Cantidad de semilla: 1.0 - 1.5 kg/ ha. "La desinfección de la semilla se realiza con

	acefato (3-4 g/Kg de semilla) y tiofanate metil + tiram (3-5 g/Kg.de semilla)” Distancia entre hileras: 2.5 a 3.00 m.; Distancia entre plantas: 3.00 m.; Profundidad de siembra: 2 – 3cm.
Siembra indirecta	Vivero: se almacigan las semillas en arena lavada de río, colocándolas en hileras distanciadas a 10 cm y a una profundidad de 2.0 cm. Se realiza el repique de plántulas a bolsas de polipropileno negro con sustrato previamente preparado con tierra negra de bosque, antes de la aparición del tercer par de hojas verdaderas. Trasplante: Aproximadamente a los 60 días del almacigado
Época de siembra	La siembra del "sacha inchi" está condicionada al régimen de lluvias. Generalmente, se siembra al inicio de las lluvias para garantizar una buena germinación.
Cosecha	Se realiza entre los 6.5 y 8.0 meses después del trasplante, cuando los frutos están secos, recogiendo las cápsulas manualmente cada 15 – 30 días.
Rendimiento	0,7 – 2,0 ton/ha.
Control Fitosanitario	Plagas: Contra "gusanos cortadores “y hormigas de la familia Acromymex, se aplica carbaryl (2Kg/ha). Para “arañita roja”, realizar aplicaciones de aceite agrícola a razón de 180 mL/15L de agua; Enfermedades: Preventivo con la desinfección de semilla. Para el control de Fusarium spp., aplicar Rhizolex – T (2 Kg/ha); Nematodos: Contra nematodos (Meloidogyne spp.) aplicar carbofuran (10g/planta) u Oncol 5G (50 g/planta).

Nota: Principales factores y características de la planta y semilla de sacha inchi.

Fuente: Hurtado, (pág. 20-21, 2013)

MINAGRI (2013) dice que la semilla de sacha inchi tiene como característica principal, su alto contenido de aceite (54%) y proteínas (33%) y posee gran cantidad de omega 3 (48,6%), lo que lo convierte en un potencial producto en el mercado global (p. 8).

La torta obtenida después del proceso de extracción del aceite de Sacha Inchi, contiene 59.13% de proteína y 6.93% de grasa en base seca, surge como alternativa de la torta de soya (Muirragui, 2013, p. 3).

Tabla 2. Composición química de la torta de sachá inchi y torta de soya.

	Soya	Sachi Inchi
Materia seca	89,0	-
Proteína	44,0	59,13
Grasa cruda	-	6,93
Fibra	7,0	17,3
Ca	0,29	0,08
P	0,65	0,53
ME kcal/kg	2230	4860

Nota: Composición química de la torta de sachá inchi y torta de soya en 100g

Fuente: Muirragui, (pág. 3, 2013)

2.5 Tipos de semillas de sachá inchi

“En el Perú actualmente existe una colección de 50 ecotipos de sachá Inchi entre los cuales sobresalen las siguientes variedades: Pinto recodo, Tambo yaguas, Muyuy, Río Putumayo, Cumbaza” (MINAGRI, 2013, p. 11).

El Instituto de Investigaciones de la Amazonía Peruana (2009) expone que el tamaño de la semilla de los frutos es muy variable y característica de la variedad, clima, suelo, cultivo entre otros (p. 5).

Tabla 3. Características de la semilla de sacha inchi

Factor	Característica
Tamaño	$D_1 = 19-21\text{mm}$ $D_2 = 13-16\text{mm}$ $e = 8-9\text{mm}$
Contenido de aceite	54%
Gravedad específica	0.929
Peso de semilla	0.772 – 0.774g

Nota: D_1 = diámetro mayor; D_2 = diámetro menor; e = espesor.

Fuente: Freddy Guzmán – Henry Rojas

4. Medidas de semilla de sacha inchi

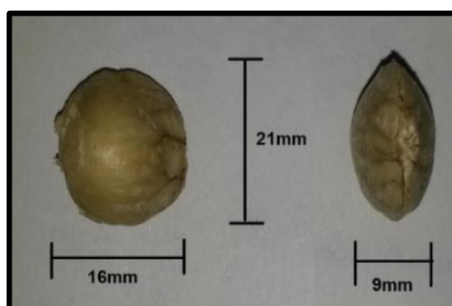


Figura 4. Medidas de semilla de sacha inchi

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

2.6 Aplicaciones

2.6.1 Consumo tradicional

El consumo de sacha inchi se da principalmente como complemento alimenticio y medicina natural en las comunidades nativas. Los nativos hacen cremas con la harina del sacha inchi para revitalizar y rejuvenecer la piel y con el aceite frotan sus cuerpos para aliviar los dolores reumáticos y musculares. En la industria alimentaria se usa como un aceite comestible. (MINAGRI, 2009, p. 26).

2.6.2 Aplicaciones cosméticas

En cosmetología se usa para la elaboración de productos antiarrugas y contra el envejecimiento, productos para la piel sensible, piel seca y para el cuidado capilar (MINAGRI, 2009, p. 26).

2.6.3 Productos de exportación

Los productos de mayor demanda internacional son el aceite de sachá inchi a granel, el aceite embotellado y los snacks. El consumo del sachá inchi ha tenido un gran incremento por ser un producto saludable y con muchas bondades alimenticias. En el ámbito comercial se recomienda el procedimiento adecuado de procesamiento para atender las más estrictas normas de calidad del mercado internacional. (MINAGRI, 2009, p. 26).

2.6.4 Características del aceite de sachá inchi

“El aceite de sachá inchi cuenta con ácidos grasos esenciales hasta un 54% (ácidos linolénico, linoleico y oleico, conocidos como Omega 3, 6, y 9, respectivamente) y vitamina E” (MINAGRI, 2013, p. 11).

5. Análisis físico-químico del aceite de sachá inchi

Constantes	Aceite crudo
Peso específico (g/cc) a 15°C	0.9290852
Color (U. Rojo Iovibond)	2.86783
Índice de refracción a 25°C	1.480125
Viscosidad a 37°C (centistokes)	44.7795
Índice de yodo (g de I/100g grasa)	189
Índice de peróxido (meq.Oxígeno activo/1000g grasa)	4.139
M. insaponificable (g insaponificables/100g grasa)	0.242
I.de saponificación (mg KOH/g grasa)	229.583
Índice de acidez (mg KOH/g grasa)	1.277
Ceniza(%)	0.241
Humedad(%)	0.024

Figura 5. Características físicas y químicas del aceite de sachá inchi

Fuente: (Instituto de Investigaciones de la Amazonía Peruana, 2009, p. 7)

Capítulo III

3. Estudio de alternativas

3.1 Extrusión de alimentos

El proceso de extrusión consiste en la compresión aplicada a un material, forzándolo a fluir a través de un orificio o dado para obtener un producto largo y continuo. La sección transversal del producto depende de la forma del dado o boquilla, y está determinada según el uso posterior del material. (Groover, 2007, p. 261).

Barbosa Canovas (2002) expone que la extrusión mecánica de alimentos se emplea para la extracción de zumos y aceites de frutas, verduras y semillas oleaginosas. El proceso puede ser continuo o discontinuo y consiste en la aplicación de presión con la cual se logra romper las células vegetales y liberar el jugo o aceite contenido en éstas. (p. 233).

3.2 Procesos químicos de extracción de aceite

3.2.1 Extracción por disolventes

Bailey (2001) dice que para la extracción de aceite de cualquier producto oleaginoso éste representa el método más eficaz, de igual manera es el más ventajoso en cuanto a la manipulación de semillas con bajo contenido de aceite (p. 448).

El proceso de extracción se realiza con un tubo de Butt, de extracción ordinaria. En este procedimiento de extracción, se vierte continuamente el disolvente puro sobre la parte superior de la masa del material que se extrae, filtrándose a través de dicha masa, por gravedad, hasta que la extracción de aceite sea substancialmente completa. Aunque este método es eficaz en el laboratorio, en la práctica, su eficacia es muy pequeña; sólo se llega a conseguir una extracción total empleando grandes volúmenes de disolvente en relación con el volumen de aceite extraído. (Bailey, 2001, p. 451).

Tabla 4. Comparación entre la extracción de aceite con disolventes y extrusión mecánica.

<i>Semilla oleaginosa:</i>	<i>Soja</i>	<i>Algodón</i>	<i>Cacahuete</i>
<i>Contenido en aceite:</i>	<i>Bajo</i>	<i>Medio</i>	<i>Alto</i>
Composición de las escamas, en kg/100 kg de semillas:			
Aceite	18,6	32,5	50,0
Sólidos	69,0	60,0	44,0
Humedad	12,4	7,5	6,0
Rendimientos, kg/100 kg de escamas:			
Expresión mecánica:			
Aceite	15,0	29,8	48,0
Torta o harina	3,6	2,7	2,0
Sólidos	69,0	60,0	44,0
Humedad	9,0	5,0	4,0
Porcentaje de aceite en la torta	4,4	4,1	4,0
Porcentaje total de aceite obtenido	80,6	91,7	96,0
Extracción con disolvente:			
Aceite	18,0	32,0	49,65
Torta o harina	0,6	0,5	0,35
Sólidos	69,0	60,0	44,0
Humedad	9,0	5,0	4,0
Porcentaje de aceite en la torta	0,76	0,76	0,72
Porcentaje total de aceite obtenido	96,7	98,5	99,3
Comparación de rendimientos:			
Rendimiento por expresión mecánica, kg aceite/100 kg escamas	15,0	29,8	48,0
Rendimiento por extracción con disolvente, kg aceite/100 kg escamas	18,0	32,0	49,65
Aumento por extracción con disolvente, kg	3,0	2,2	1,65
Aumento por extracción con disolvente, %	20,0	7,4	3,4

Nota: Comparación entre la extracción con disolventes y la expresión mecánica de mayor rendimiento, en semillas con contenidos en aceite, bajo, medio y alto.

Fuente: Bailey, (pág. 449, 2001)

3.3 Procesos Físicos de extracción de aceite

3.3.1 Prensado discontinuo abierto

Un claro ejemplo es la prensa de caja donde el material a ser expresado está envuelto en un paño (algodón) de la lona y se coloca y se comprime en una serie de cajas de acero, adecuadas y fijadas al moviendo vertical de los cabezales de una prensa hidráulica. Las cajas tienen perforaciones con canales de drenaje verticales. La cantidad de producción y capacidad de la maquina está en función del número de cajas. Una prensa con 15 cajas procesará aproximadamente 7 toneladas de semilla de algodón

por 24h, reduciendo el contenido de aceite 30 a 6%. El tiempo de prensado es de 20-30 min/lote, y la presión final en la torta residual puede llegar a 100 bares. (Barbosa, 2002, p. 234).

6. Prensa de caja

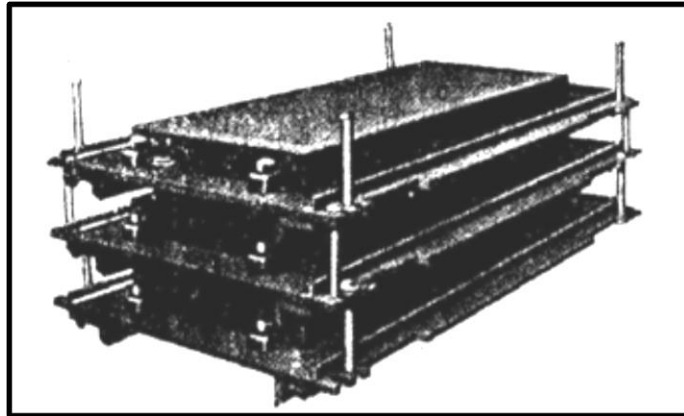


Figura 6. Prensa con diferentes cajas, de desplazamiento vertical para el prensado de la pasta, distribuidas uniformemente y con perforaciones para el drenaje del aceite.

Fuente: (Bailey, 2001, p. 442)

3.3.2 Prensado discontinuo cerrado

A esta clasificación pertenecen las prensas de jaula. Se utilizan para la extrusión de solutos a partir de materiales fibrosos, que no requieren altas presiones, como zumo de manzana, y aceite de oliva o de coco. El sistema se compone de un pistón mecánico y un recipiente cilíndrico con perforaciones en las paredes, que conduce el líquido a los canales de drenaje de mayor tamaño. (Barbosa, 2002, p. 234).

7. Prensa de jaula

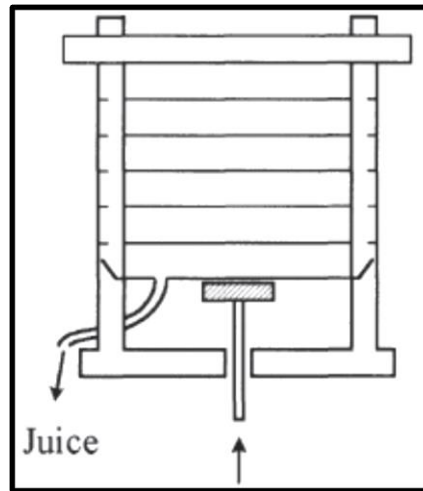


Figura 7. Prensa de cilindro o jaula, sistema cilindro-pistón.

Fuente: (Barbosa, 2002, p. 234)

3.3.3 Prensado continuo

Barbosa (2002) expone que las prensas continuas se utilizan ampliamente para la extrusión de los zumos de frutas y aceites de diversas semillas oleaginosas. Tienen preferencia sobre las prensas de proceso por lotes, ya que requieren menos mano de obra, menos tiempo de trabajo y son más eficientes en el procesamiento de grandes volúmenes de material, por lo cual se les ha atribuido como las prensas más populares dentro de estos usos. (p. 235).

3.3.3.1 Prensas de tornillo

La prensa o extrusor de tornillo consiste en un tornillo giratorio horizontal o vertical, contenido en el interior de una camisa ranurada o perforada. Tanto tornillo y la camisa se estrechan hacia la salida para aumentar la presión sobre el material. La presión también se puede aumentar variando el paso del tornillo. El material al ser presionado contra las camisas, el líquido se libera y escapa por los orificios de las

camisas. Las velocidades del tornillo van desde 5-500 rpm y trabajan con presiones muy altas de hasta 2500 bares, alcanzando capacidades de producción de hasta 200 ton/24h, dejando un aceite residual en la torta prensada muy bajo de hasta un 2%. La industria vegetal ha tomado como máquina principal en sus procesos de extracción de aceites a las prensas de tornillo o expeller (expulsoras). (Barbosa, 2002, p. 235).

8. Prensa de tornillo

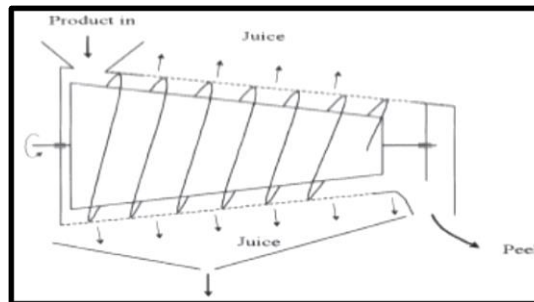


Figura 8. Prensa de tornillo, consiste en una camisa y un tornillo sin fin que eleva la presión de la pasta gradualmente al avanzar continuamente por el cilindro.

Fuente: (Barbosa, 2002, p. 235)

En el funcionamiento de las prensas de tornillo Torres & Pérez (2006) explican que los ingredientes son alimentados al extrusor donde el tornillo lo empuja hacia adelante y la fricción entre el producto y el tornillo transportador, incrementan rápidamente la temperatura del producto a $140^{\circ}\text{C} - 170^{\circ}\text{C}$ durante el rápido tránsito de 15 a 90s a través del cilindro. Para la descargar final del extrusor, el cilindro está equipado con una boquilla restrictiva que causa presión para formar el producto dentro del anillo o dado del extrusor. Cuando el material es forzado a través del dado esta presión es liberada con su correspondiente pérdida de humedad. La maquinaria de extrusión tiene como única fuente de calor la energía mecánica derivada de un motor eléctrico grande, el cual hace girar al tornillo de extrusión. Una multitud de parámetros

como son: la configuración de los tornillos, la velocidad del tornillo y la temperatura de las varias zonas de las camisas, son seleccionados cuidadosamente para que su influencia en la extrusión sea la requerida. (pp. 80-82).

9. Prensa expeller



Figura 9. Modelo de una prensa expeller, para extrusión de semillas.

Fuente: (GFE Global, 2015)

3.3.3.2 Prensas de rodillos

Las prensas o molinos de rodillos continuos se utilizan principalmente para extruir alimentos fibrosos como la caña de azúcar y algunas frutas y extraer el jugo. Se componen de tres rodillos, que exprimen el material, puesto que este pasa entre ellos. Los rodillos están hechos de hierro fundido, y están acanaladas en varios patrones dependiendo el producto a procesar. Un ejemplo claro es la extrusión de la caña de azúcar. Finalmente la torta prensada es raspada del último rodillo con una espátula. (Barbosa, 2002, p. 235).

10. Prensa de rodillo

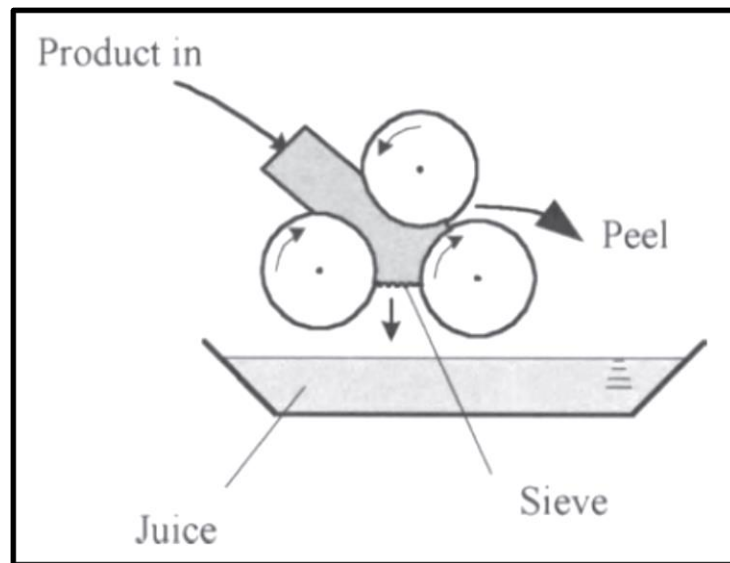


Figura 10. Distribución de los rodillos en una prensa de rodillos.

Fuente: (Barbosa, 2002, p. 236)

3.3.3.3 Prensas de correa

La prensa de correa realiza el filtrado y extrusión continua en una sola operación. Inicialmente, se utilizó la prensa de correa para deshidratar materiales húmedos como pasta de papel, pero posteriormente se aplicó para la extracción de jugo de frutas. Para la extracción del jugo o líquido, el producto se encierra entre dos cintas de serpentina, y se presiona gradualmente con lo que se consigue la liberación del jugo. Las presiones aplicadas son relativamente bajas. Esta extrusión se aplica a solutos que se puedan remover fácilmente, como los zumos de frutas. La capacidad de procesamiento de una prensa de correa bordea las 3.5-5 ton/h de manzanas en zumo con una correa 60 cm de ancho. (Barbosa, 2002, pp. 235-236).

3.3.3.4 Escariadores de jugo

Industrialmente los escariadores caseros simples se han utilizado en la expresión de la naranja y otros jugos. El fruto se corta con un cuchillo afilado y el jugo y la pulpa son extraídos mediante los escariadores dentados y giratorios. La capacidad de extracción de los cítricos en un proceso determinado depende principalmente de los escariadores. (Barbosa, 2002, pp. 236-237).

11. Escariador de jugo

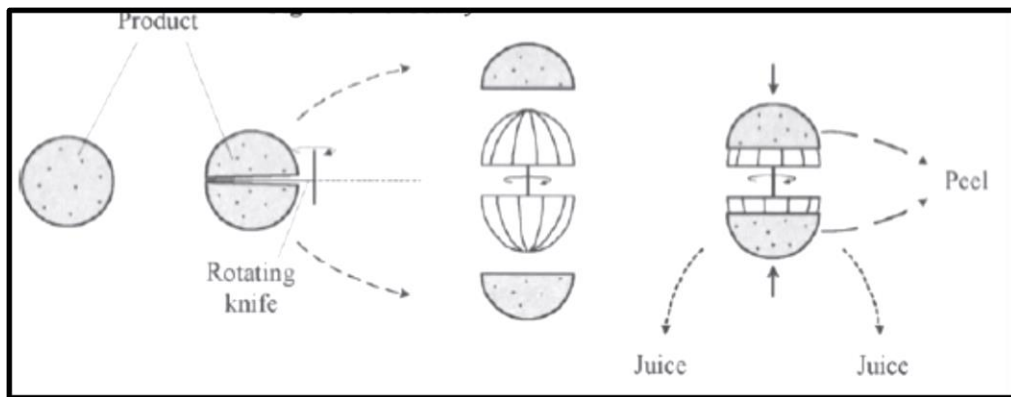


Figura 11. Filamentos interiores dentados de un escariador de jugo

Fuente: Barbosa Canovas (2002, p. 236)

3.4 Ventajas y desventajas de los procesos de extracción de aceite

Tabla 5. Ventajas y desventajas de los procesos de extracción de aceite.

Proceso	Ventajas	Desventajas
Extracción por disolventes	Es el método más eficaz de extracción de aceite	Método que emplea grandes volúmenes de disolventes
	Factibilidad en la manipulación de semillas u otro material con bajo contenido de aceite	Altos costos de los disolventes
		Requiere personal tecnificado para su procesamiento
Prensado discontinuo abierto y cerrado	Grandes volúmenes de extrusión	Desmontaje de placas en cada cambio de lote
Prensado continuo de rodillos	Se realiza para materiales fibrosos como caña de azúcar y otras frutas.	No se utiliza en semillas de plantas oleaginosas
Prensado continuo de correas	Gran capacidad de procesamiento, 3.5-5 ton/h	Utiliza el sistema de rodillos para la extrusión
Escariadores de jugo	Gran capacidad de extracción de jugos	Procesamiento únicamente de jugos cítricos
Prensado continuo de tornillo	Su funcionalidad es ininterrumpida puesto que no se debe desmontar sus partes para cada lote de producción	Mayor cantidad de energía de prensado
	Producción de flujo continuo	
	Mejor separación de la torta del aceite	
	Mano de obra no tecnificada en el proceso	
	Proceso más usado en las aplicaciones industriales de extracción vegetal	
	Proceso que resulta más económico	

	Proceso de fácil operatividad	
--	-------------------------------	--

Nota: Las ventajas y desventajas expuestas para cada tipo de proceso, son resultado del análisis de los libros bibliográficos utilizados en la elaboración de este documento.

Fuente: Freddy Guzmán – Henry Rojas

3.5 Selección de la prensa

Tabla 6. Matriz de selección del proceso de extracción de aceite de sachá inchi

Proceso	Factor Menor costo de máquina	Factor facilidad de limpieza	Factor uso en sachá inchi	Factor Capacidad de producción	Factor costo de producción	Factor % de extracción	Total /30
Extracción por disolventes	2	2	2	2	1	5	14
Prensado discontinuo	3	3	3	4	3	3	19
Prensado Continuo	3	4	4	5	5	4	25

Nota: Calificación; 5 = Muy alto; 4 = Alto; 3 = Medio; 2 = Bajo; 1 = Muy bajo.

Fuente: Gómez & Villegas, (pág. 342, 2011)

Luego de analizar los parámetros expuestos en la Matriz de selección de procesos de extracción del aceite de sachá inchi, se determinó que la prensa de flujo continuo es la más propicia para este proceso de extracción.

Adicionalmente al tomar en consideración los requerimientos de la Fundación Chankuap en cuanto a costos, operatividad y capacidad de producción, se determinó que la máquina de prensado continuo tipo expeller, es la más adecuada para la implementación a la matriz productiva de esta fundación.

Capítulo IV

4. Diseño de la máquina expeller

4.1 Parámetros de extracción de aceite de sachá inchi

Para dimensionar y determinar las capacidades de operación y volúmenes de producción de la máquina expeller, se tomaron en cuenta dos grupos: El primero conformado por las revoluciones y potencia del motor; y el segundo conformado por las dimensiones del sachá inchi y las presiones, temperaturas y humedad de extracción de ésta semilla. Adicionalmente con base en proformas y diseños de máquinas con características y capacidades semejantes expuestas en las páginas web de las empresas GFE Global (USA) e INDUCAM (Colombia) se determinaron los tamaños aproximados del tornillo y camisas.

Tabla 7. Parámetros técnicos de la semilla de sachá inchi

Descripción	Unidad	Valor
Diámetro 1	mm	19
Diámetro 2	mm	15
Espesor	mm	9
Gravedad específica	adim	0.929
Densidad a 25 °C	Kg/m ³	929
Temperatura de secado	°C	24
Humedad	%	13-14
Presión de extracción de aceite	Mpa	19.272
Temperatura de extracción	°C	65

Nota: Parámetros técnicos de la semilla de sachá inchi a utilizarse en el diseño de la máquina expeller.

Fuente: Ochoa, (2015)

El Instituto de investigaciones de la Amazonía Peruana (2009) expone que “el proceso adecuado para la extracción de aceite de sachá inchi fue: pesado, selección, triturado, descascarado, secado, tamizado, tratamiento térmico, prensado y extracción por solventes, y filtrado” (p. 10).

Ochoa (2015) Administradora del centro de acopio de sachá inchi ubicado en el cantón Huamboya de la provincia de Morona Santiago – Ecuador, expone que el punto ideal de cosecha de sachá inchi, es cuando las semillas están de color café y las aristas abiertas, conteniendo internamente una humedad entre el 17-20% para luego proceder al secado de éstas en un invernadero conocido como marquesita donde llegarán a una humedad del 13-14% en un periodo de dos días a una temperatura de 24 °C, quedando en el punto óptimo para la extracción del aceite mediante prensado continuo.

Edgard Chávez, gerente de proyectos de la empresa arequipeña Hidromec, desarrolló a principios del 2009 un método de extracción de aceite del Sachá Inchi a baja temperatura. "Si durante el proceso de extracción, la temperatura sobrepasa los 75 grados centígrados, se pueden alterar las propiedades de los aceites especiales como el omega 3". (Instituto de Investigaciones de la Amazonía Peruana, 2009, p. 13).

Para establecer la presión de extracción del aceite de sachá inchi se tomó como base el ensayo y análisis de Sihuaró (2013) en el cual expone que las mejores condiciones de extracción de aceite de sachá inchi se dan a una presión de trabajo de 192,72 bar (p. 9).

4.2 Partes constitutivas de máquina expeller

Las partes fundamentales de la prensa expeller son:

- Camisa o barril
- Tornillo
- Camisa de extrusión
- Dado de extrusión o troquel

12. Corte de un extrusor expeller de tornillo simple

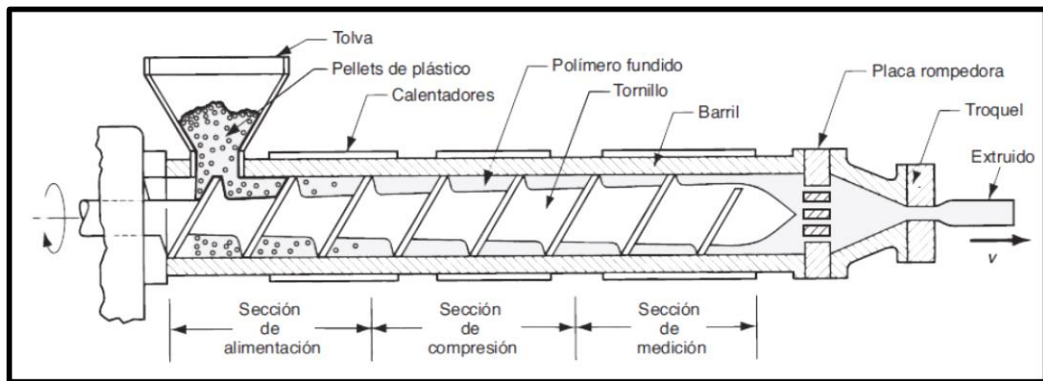


Figura 12. Componentes internos y externos de una prensa expeller de tornillo simple.

Fuente: (Groover, 2007, p. 262)

El tornillo tiene varias funciones y se divide en secciones que son: 1) *sección de alimentación*, en la que el material se mueve del puerto de la tolva y recibe precalentamiento; 2) *sección de compresión*, en la que el polímero se transforma para adquirir consistencia líquida, se extrae del fundido el aire atrapado entre los pellets y se comprime el material; y 3) *sección de medición*, en la que se homogeniza al fundido y se genera presión suficiente para bombearlo a través de la abertura del troquel y dado de extrusión. (Groover, 2007, p. 262).

4.3 Parámetros de diseño de elementos de la máquina

La capacidad de producción de la máquina está basada principalmente en las rpm y potencia del motorreductor a acoplarse al tornillo, objeto de rediseño. De manera secundaria influyen también el diámetro del tornillo, el paso y la altura de los hilos de éste, estos 3 parámetros han sido determinados con base en las dimensiones de la semilla de sachá inchi mostradas en la tabla 3.

Tabla 8. Parámetros técnicos del motorreductor

Parámetro	Unidad	Símbolo	Valor
Potencia Motorreductor	hp	Pw	5
Velocidad angular	rpm	N	60
Factor de servicio	Adim.	Fs	0.85

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

Los elementos más relevantes en el rediseño de la máquina expeller, son el tornillo de extrusión mostrado en el anexo 8, la camisa de salida de aceite y camisa de extrusión.

13. Molino de extracción de aceite de chonta antes de su rediseño



Figura 13. Molino de extracción de aceite de chonta antes de su rediseño.

Fuente: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

4.4 Diseño del tornillo

Groover (2007) dice que “la operación del tornillo está determinada por su forma geométrica y velocidad de rotación” (p. 263).

En la figura 14 se ilustra la forma común de un tornillo extrusor. El tornillo consiste en “paletas” (cuerdas) en forma de espiral, con canales entre ellas por los que avanza el producto a extruir. El canal tiene un ancho W_t y profundidad H_t . Conforme el tornillo gira, las cuerdas empujan al material hacia delante a través del canal, del extremo de la tolva del barril al troquel. Aunque en el diagrama no se distingue, el diámetro externo del tornillo es menor que el del barril, D , por un claro muy pequeño H_{ct} , alrededor de 0.05 mm (0.002 in). La función del claro es limitar la fuga del fundido posterior por la parte trasera del canal. (Groover, 2007, p. 263).

14. Detalles de un tornillo extrusor dentro del barril

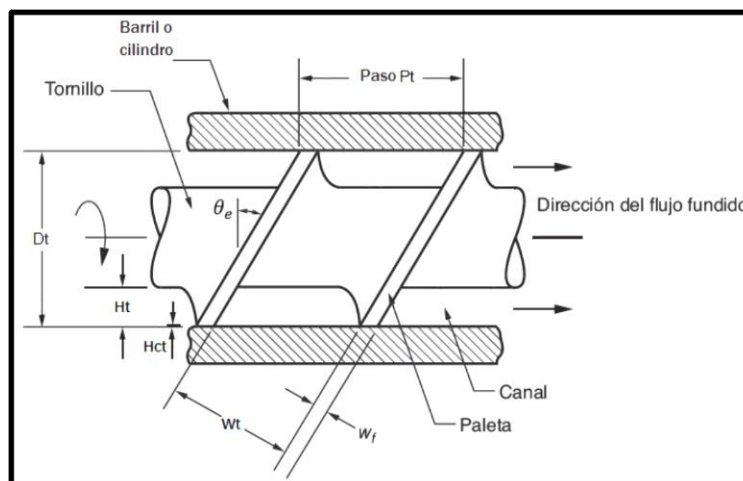


Figura 14. Detalles del diámetro, paso, altura de hilo, ancho de canal y ángulo de hélice, de un tornillo extrusor dentro del barril o camisa.

Fuente: (Groover, 2007, p. 262)

Los tornillos no solo movilizan el producto hacia adelante, generando presión, sino que también lo mezclan, ayudando a la generación y transferencia de calor y

homogenización. El producto que se encuentra en el canal de un tornillo rotatorio es cortado, esto significa que se adhiere a dos superficies (tornillo y barril) que se mueven respecto a cada uno. La velocidad del producto en el canal varía de cero (en el barril) a un máximo en la superficie del tornillo. En este gradiente de velocidad, las capas del producto se deslizan unas sobre otras. (Torres & Pérez, 2006, p. 79).

4.4.1 Parámetros geométricos del tornillo

Tabla 9. Parámetros iniciales de diseño del tornillo

Diámetro del tornillo	D_t	68mm
Diámetro alma del tornillo	D_a	44mm
Holgura camisa – tornillo	H_{ct}	0.5mm
Altura del hilo del tornillo	H_t	12mm
Ancho del hilo del tornillo	W_f	8mm
Paso del tornillo	P_t	27mm
Longitud del tornillo	L_t	350mm

Fuente: Freddy Guzmán – Henry Rojas

4.4.2 Cálculo del ángulo de hélice del tornillo

Según los conceptos y fórmulas explicadas por Tarmor & Gogos (2006) θ_e , es el ángulo de la hélice del tornillo, y se determina con la relación (p. 249):

$$\theta_e = \text{atan} \left(\frac{P_t}{\pi \cdot D} \right) \quad \text{EC. 1}$$

$$\theta_e = \text{atan} \left(\frac{27}{\pi \cdot 68} \right) = 7,2^\circ$$

Donde:

P_t : Paso del tornillo [mm]

D_t : Diámetro del tornillo [mm]

4.4.3 Cálculo del ancho del canal de tornillo

Tarmor & Gogos (2006) dicen que el ancho del canal del tornillo está determinado por la siguiente expresión (p. 249):

$$W_t = P_t \cdot \cos\theta_e - W_f \quad \text{EC. 2}$$

$$W_t = 27 \cdot \cos(7,948^\circ) - 8 = 18,787 \text{ mm}$$

Donde:

W_t : Ancho de canal de tornillo [mm]

W_f : Ancho del hilo del tornillo [mm]

4.4.4 Razón de corte

El deslizamiento de capas unas sobre otras se llama corte, un factor muy importante en la extrusión de tornillo. La razón de corte es proporcional a la velocidad y diámetro del tornillo e inversamente proporcional a la profundidad del canal. El corte hace que el producto se estire, acelera la gelatinización de almidones y otras reacciones (...). (Torres & Pérez, 2006).

Tabla 10. Características de operación de un expeller de tornillo simple

Operating variable	Low-shear forming extruder	Moderate-shear cooking extruder	High-shear cooking extruder
Feed moisture, % wb	25-35	20-30	12-20
Maximum product temperature, °C	50-80	125-175	150-200
Length to diameter ratio	5-8	10-20	4-12
Diameter to channel height ratio	3-4.5	5-10	7-12
Compression ratio	1:1	2-3:1	3-5:1
Screw speed, rpm	3-4	10-25	30-45
Shear rate, s ⁻¹	5-10	20-100	100-180
Net mechanical energy input, kW - hr / kg	0.03-0.04	0.02-0.04	0.10-0.14
Heat transfer through barrel jackets, kW - hr / kg	-0.01	0.0-0.03	-0.03-0.0
Steam injection, kW - hr / kg	0.0	0.0-0.04	0.0
Net energy input to product, kW - hr / kg	0.02-0.03	0.02-0.11	0.07-0.14
Product types	Macaroni, RTE cereal pellets, 2nd generation snacks	Soft moist pet foods, pregelatinized starch, drink and soup bases, textured plant protein, RTE breakfast cereals	Puffed starch, dry pet foods, modified starch

Fuente: Kokini & Karwe, (pág. 139-148, 1992)

$$\frac{L_t}{D_t} = \frac{350 \text{ mm}}{68 \text{ mm}} = 5,14 \quad (5 - 8) \text{ Corte bajo}$$

Al tomar en consideración el valor de 5.14 obtenido de la relación L/D, las rpm del tornillo y la temperatura máxima de trabajo de 65 °C a la cual se va a realizar el proceso de extrusión del sachu inchi, y según la tabla 10, se determinó que la máquina expeller a fabricarse es de operación de corte bajo.

Heldman & Lund (2007) dicen que el comportamiento del material dentro del extrusor se da como un fluido no newtoniano, debido a que su viscosidad varía con la presión y temperatura a la cual se somete. Ante esto se debe realizar una corrección de esta viscosidad mediante el cálculo de la velocidad de cizallamiento o razón de corte dentro de la extrusora dada por la fórmula (p. 805):

$$\gamma_{ap} = \frac{\pi \cdot N \cdot D_t}{H_t} \quad \text{EC. 3}$$

$$\gamma_{ap} = \frac{\pi(6,283)(68)}{12} = 111,856 \frac{1}{s}$$

Donde:

N: Velocidad angular del tornillo [rad/s]

Ht: Altura del hilo del tornillo [mm]

4.4.5 Cálculo de la viscosidad aparente

Para determinar el comportamiento newtoniano del flujo, se utiliza la viscosidad aparente newtoniana misma que representa una aproximación y está dada por la fórmula: (Heldman & Lund, 2007, p. 806)

$$\mu_{aps} = m \cdot \gamma_{ap}^{n-1} \quad \text{EC. 4}$$

Los dos factores m y n mostrados en la EC-4 se denominan índices de flujo y consistencia respectivamente, se encuentran dados en base al tipo de flujo a extruir. Estos valores están mostrados en el Anexo 1.

Los valores m y n se tomaron de la tabla de alimentos extruidos mostrada en el anexo 1, debido a que tiene una consistencia similar a la del sachá inchi. La selección de los valores de la tabla se tomaron en base a la temperatura de 65 °C y humedad de 14% a la cual se extruirá el producto. Al relacionar estos valores conjuntamente con los mostrados en la tabla, se seleccionaron los factores m y n correspondientes a los “granos de soya con alto contenido de aceite”:

Los valores obtenidos para m y n son:

Factor m o K_o para sachá inchi $m = 3440$

Factor n para sachá inchi $n = 0.3$

Donde al reemplazar los valores se obtiene la viscosidad aparente:

$$\mu_{\text{aps}} = 3440(111,856^{0.3-1}) = 126,619 \text{ Pa.s}$$

4.4.6 Determinación del flujo volumétrico teórico en el extrusor

Para determinar el caudal teórico extruido es necesario conocer los diferentes flujos que intervienen en éste, como son el flujo de arrastre y el flujo de presión. El flujo volumétrico real se determina mediante factores de corrección de flujo calculados posteriormente al flujo volumétrico teórico.

La magnitud del flujo volumétrico teórico (Q_{xv}) fundido en un extrusor se calcula como la diferencia entre el flujo por arrastre (Q_d) y el flujo a contrapresión (Q_p): (Groover, 2007, p. 265)

$$Q_{xv} = Q_d - Q_p \quad \text{EC. 5}$$

$$Q_{xv} = Q_d - \frac{Q_d}{P_{\text{max}}} \cdot \Delta P \quad \text{EC. 6}$$

4.4.6.1 Flujo de arrastre, Q_d

Conforme el tornillo gira dentro del barril, el polímero fundido se ve forzado a moverse hacia delante, en dirección del troquel; el sistema opera en forma muy parecida a un tornillo de Arquímedes. El mecanismo principal de transporte es el *flujo por arrastre*, que resulta de la fricción entre el líquido viscoso y las dos superficies

opuestas que se mueven una respecto de la otra; 1) el barril estacionario y 2) el canal del tornillo giratorio. (Groover, 2007, p. 264).

Si no existiera ninguna oposición a este flujo, se consideraría al flujo de arrastre Q_d como el flujo máximo en el extrusor $Q_{m\acute{a}x}$.

El flujo de arrastre está determinado por la fórmula:

$$Q_d = 0,5 \cdot \pi^2 \cdot D_t^2 \cdot N \cdot H_t \cdot \text{Sen}\theta_e \cdot \text{Cos}\theta_e \quad \text{EC. 7}$$

$$Q_d = 0,5 \cdot \pi^2 (0,068^2) \left(60 \frac{3600}{60}\right) (0,012) \cdot \text{Sen}(7,2^\circ) \cdot \text{Cos}(7,2^\circ) = 0,12263 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Donde:

D_t : Diámetro del tornillo [m]

N : Rpm del tornillo [rev/min]

H_t : Altura del hilo del tornillo [m]

4.4.6.2 Flujo a contrapresión, Q_p

Si no hay fuerzas presentes que resistan el movimiento hacia delante del fluido, esta ecuación proveería una descripción razonable del gasto fundido dentro del extrusor. Sin embargo, al comprimir el polímero fundido a través del troquel corriente abajo, se crea una contrapresión en el barril que reduce el material que se mueve por flujo de arrastre en la EC-7. Esta reducción del flujo, que se llama *flujo a contrapresión*, depende de las dimensiones del tornillo, la viscosidad del polímero fundido y el gradiente de presión a lo largo del barril. (Groover, 2007, p. 264).

Estas dependencias se resumen en la siguiente ecuación:

$$Q_p = \frac{\pi \cdot D_t \cdot H_t^2 \cdot \text{Sen}^2(\theta_e) \cdot \Delta P}{12 \cdot \mu_{\text{aps}} \cdot L_t}$$

EC. 8

Para el cálculo del flujo a contrapresión es necesario encontrar ΔP que es el diferencial de presión a lo largo del tornillo y en el dado extrusor en la salida, y está en función de la presión máxima $P_{\text{máx}}$ producida en el final del tornillo extrusor y el factor de forma del dado extrusor K_s .

La disposición de estas variables conjuntamente con flujo volumétrico teórico

$Q_{xv} = Q_d - Q_p$, dentro del expeller, están ubicados como se muestra en la figura 15.

15. Disposición de Q_{xv} , $P_{\text{máx}}$ y ΔP en el expeller

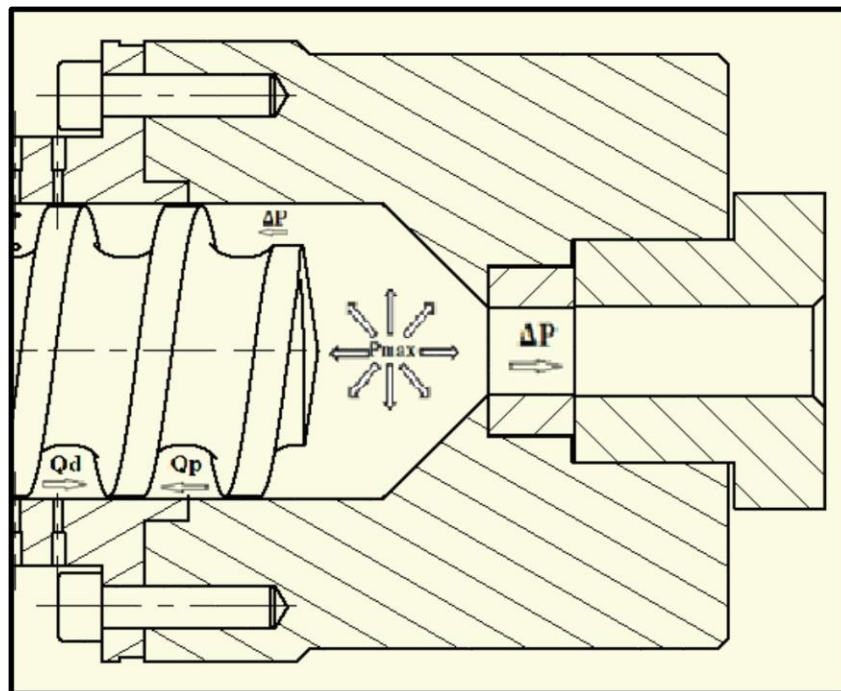


Figura 15. Disposición del flujo volumétricos de arrastre Q_d , flujo volumétricos de contra presión Q_p , $P_{\text{máx}}$ y ΔP en el expeller.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

4.4.7 Presión máxima de operación

La presión máxima es la que se presenta en el extremo final del tornillo extrusor, y es la que va a realizar la compresión de la pasta se sachá inchi hasta extraer sus partículas de aceite.

Los dos valores $Q_{\text{máx}}$ y $P_{\text{máx}}$ son puntos a lo largo de los ejes del diagrama conocido como característica del extrusor (o bien característica del tornillo), como se ve en la figura 16. Define la relación entre la presión piezométrica y el gasto en una máquina de extrusión con parámetros de operación dados. (Groover, 2007, p. 266).

16. Punto de operación del extrusor

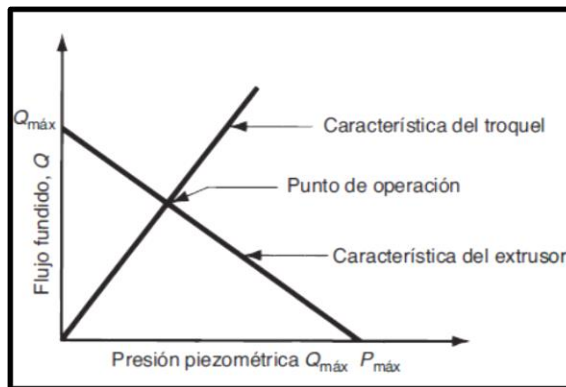


Figura 16. Característica del extrusor (también llamada característica del tornillo) y característica del troquel. El punto de operación del extrusor está en la intersección de las dos líneas.

Fuente: (Groover, 2007, p. 266)

El punto de operación del extrusor está dado por las características del tornillo y las características del dado extrusor y determina el diferencial de presión. El diferencial de presión ΔP es el mismo en el tornillo extrusor y en el dado extrusor, en el caso del tornillo depende estrictamente de las características del dado extrusor, ya que si éste es de sección transversal menor produce un diferencial de presión mayor

debido al impedimento de salida del fluido por el dado, de igual manera al ser de sección transversal mayor facilita la salida del fluido extruido produciéndose un diferencial de presión menor en el tornillo.

Para el caso del dado, al existir un diferencial de presión mayor, existirá un mayor flujo através de éste y viceversa.

La presión máxima está determinada por la expresión:

$$P_{\text{máx}} = \frac{6 \cdot \pi \cdot D_t \cdot N \cdot L_t \cdot \mu_{\text{aps}} \cdot \text{Cot}\theta_e}{H_t^2} \quad \text{EC. 9}$$

$$P_{\text{máx}} = \frac{6 \cdot \pi (0,068) \left(\frac{60 \cdot 2 \cdot \pi}{60}\right) (0,35) (126,619) \left(\frac{1}{\text{Tan}(7,2^\circ)}\right)}{0,012^2} = 19,611 \text{ Mpa}$$

Donde:

D_t : Diámetro del tornillo [m]

N : Velocidad angular del tornillo [rev/min]

μ_{ap} : Viscosidad aparente del fluido [Pa.s]

H_t : Altura del hilo del tornillo [m]

4.4.8 Factor de forma del dado o troquel extrusor

Con un troquel o dado en la máquina y el proceso de extrusión en marcha, los valores reales de Q_{xv} y ΔP estarán en algún punto entre los valores extremos, la ubicación está determinada por las características del troquel. El gasto a través de éste depende del tamaño y la forma de la abertura y de la presión que se aplique para forzar al fluido a pasar por aquélla. Esto se expresa así: (Groover, 2007, p. 266)

$$Q_{xv} = K_s \cdot \Delta P$$

EC. 10

El factor de forma del dado está determinado por la expresión:

$$K_s = \frac{\pi \cdot D_d^4}{128 \cdot \mu_{aps} \cdot L_d}$$

EC. 11

Donde D_d y L_d son el diámetro y longitud de diseño del dado extrusor de 20mm y 20mm respectivamente. (GFE Global, 2015)

17. Troquel de extrusión

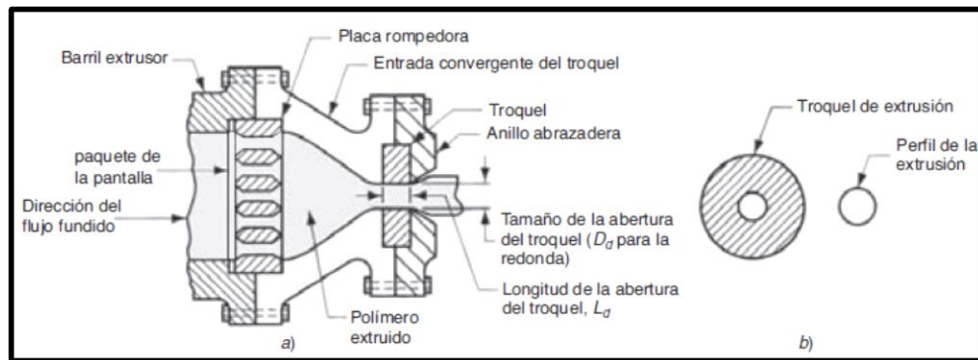


Figura 17. a) Vista lateral de la sección transversal de un troquel de extrusión para formas sólidas regulares, como cilindros; b) vista frontal del troquel, con el perfil del extruido. En ambas vistas es evidente la expansión del troquel.

Fuente: (Groover, 2007, p. 268)

Al reemplazar los valores se obtiene:

$$K_s = \frac{\pi \cdot 0.02^4}{128(126,619)(0,02)} = 1,551 \times 10^{-9} \frac{m^5}{N \cdot s}$$

Donde:

D_d : Diámetro del dado extrusor [m]

μ_{ap} : Viscosidad del fluido [Pa.s]

L_d : Longitud del dado extrusor [m]

Se realiza un sistema de ecuaciones entre la EC-6 y EC-10 para encontrar ΔP :

(Groover, 2007, p. 267)

$$Q_d - \frac{Q_d}{P_{\max}} \cdot \Delta P = K_s \cdot \Delta P \quad \text{EC. 12}$$

Al despejar ΔP y se obtiene:

$$\Delta P = \frac{Q_d}{K_s + \frac{Q_d}{P_{\max}}} \quad \text{EC. 13}$$

$$\Delta P = \frac{0,12263}{1,551 \times 10^{-9}(3600) + \frac{0,12263}{19,611 \times 10^6}} = 21,942 \text{ Kpa}$$

Donde:

K_s : Factor de forma del dado extrusor [$\text{m}^5/\text{N.s}$]

Con el valor de ΔP calculado, se procede a determinar el Flujo a contrapresión Q_p :

$$Q_p = \frac{\pi \cdot D_t \cdot H_t^2 \cdot \text{Sen}^2(\theta_e) \cdot \Delta P}{12 \cdot \mu_{\text{aps}} \cdot L_t}$$
$$Q_p = \frac{\pi(0,068)(0,012^3)\text{Sen}^2(7,2^\circ)(21,942 \times 10^3)}{12 \left(126,619 \frac{1}{3600}\right) (0,350)} = 0,0008621 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Donde:

ΔP : Diferencial de presión [Kpa]

μ_{ap} : Viscosidad del fluido [Pa.s]

El flujo volumétrico teórico es:

$$Q_{xv} = Q_d - Q_p = (0,12263 - 0,0008621) \frac{m^3}{h} = 0,12176 \frac{m^3}{h}$$

4.4.9 Determinación del flujo volumétrico real en el extrusor

Para determinar el flujo volumétrico real en el extrusor se debe tener en cuenta los factores de corrección de flujo de arrastre F_d y de flujo de presión F_p . Estos asumen valores menores que 1 y representan el efecto de la restricción del flujo entre placas paralelas infinitas. (Tadmor & Gogos, 2006, p. 254).

La ecuación del flujo volumétrico real es:

$$Q_{xvr} = Q_d \cdot F_d - Q_p \cdot F_p \quad \text{EC. 14}$$

Los factores de corrección de flujo están determinados en base a la altura del hilo del tornillo H_t y el ancho del canal del tornillo W_t , mediante la relación como se muestra en la figura 18.

18. Factores de forma de arrastre y de presión de los fluidos

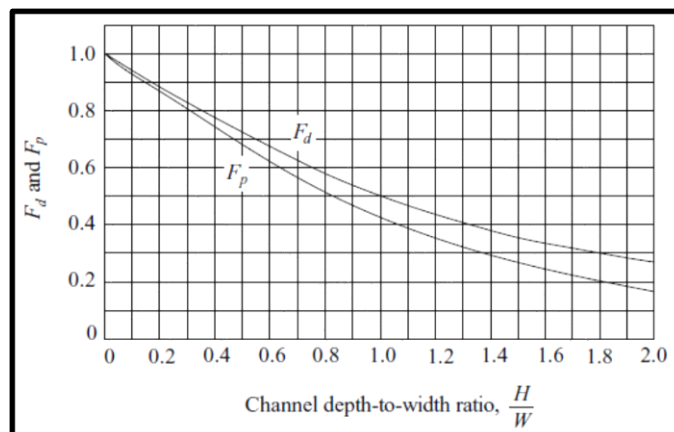


Figura 18. Tabla de factores de forma de arrastre y de presión de los fluidos en función de H/W .

Fuente: (Tadmor & Gogos, 2006, p. 255)

El valor de la relación H_t/W_t es:

$$\frac{H_t}{W_t} = \frac{12}{18,787} = 0,639$$

Entonces los valores F_d y F_p correspondientes son:

$$F_d = 0,65$$

$$F_p = 0,58$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación de Q_{xvr} obtenemos el flujo volumétrico real:

$$Q_{xvr} = Q_d \cdot F_d - Q_p \cdot F_p = [(0,12263)(0,65) - (0,0008621)(0,58)] \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{xvr} = 0,0792 \frac{m^3}{h}$$

4.4.10 Determinación del flujo másico real en el extrusor

Para la determinación del flujo másico se parte del flujo volumétrico y se debe considerar la densidad del producto como se muestra en la expresión:

$$Q_{xmr} = Q_{xv} \cdot \rho_{sch} = \left(0,0792 \frac{m^3}{h}\right) \left(929 \frac{Kg}{m^3}\right) = 73,58 \frac{Kg}{h}$$

Donde:

ρ_{sch} : Densidad del sachu inchi [Kg/m^3]

Como la Fundación Chankuap requiere una capacidad de producción de 20kg/día, entonces la máquina expeller con un flujo másico calculado de 73,58 Kg/h,

se encuentra en total capacidad de satisfacer los requerimientos de producción de la Fundación.

4.5 Determinación de la potencia del motor

La potencia del motor está determinada en base a las características del tornillo y la viscosidad del fluido a extruirse (Tadmor & Gogos, 2006, p. 454).

Se calcula mediante la expresión:

$$P_w = \mu_{ap} \cdot \frac{\pi^2 \cdot N \cdot D_t^2 \cdot W_t \cdot L_t^6}{H_t \cdot \text{Sen}(\theta_e)} \left[4 - \left(3 \cdot \cos^2 \theta_e \cdot \frac{Q_{xvr}}{Q_d} \right) \right] \quad \text{EC. 15}$$

Al reemplazar los valores obtenidos anteriormente se tiene como resultado:

$$P_w = 126,619 \cdot \frac{\pi^2 \left(60 \frac{2 \cdot \pi \cdot 60}{3600} \right)^2 (0.068^2) (0.018787) (0.350)}{(0.011) \cdot \text{Sen}(6,675^\circ)} \left[4 - \left(3 \cdot \cos^2(7,2^\circ) \cdot \frac{0,0792}{0.12263} \right) \right]$$

$$P_w = 2086,223 \text{ Watt} = 2,79 \text{ hp}$$

El disponer de una potencia del motorreductor considerando el factor de servicio F_s de 3400 W (4,5 Hp), asegura que obtener una potencia P_w de 2,79 Hp como resultado de los calculos, representa una correcta funcionalidad del expeller ante el incremento de presión de extrusión (lo que genera un mínimo incremento en la potencia requerida para la extrusión) debido a los cambios de dados de extrusión con diámetros menores, mismos que se harán para obtener diferentes humedades en la masa del producto extruida según lo desee el operador.

4.6 Determinación del torque de operación del tornillo

La determinación del torque de operación del tornillo está dada con base en la potencia obtenida en los cálculos y las revoluciones por minuto del motorreductor (Budynas & Nisbett, 2008, p. 96).

La fórmula para el cálculo está determinada por:

$$P_w = T_o \cdot N \quad \text{EC. 16}$$

Donde al reemplazar los correspondientes valores se obtiene:

$$T_o = \frac{2086,223}{60 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}}$$

$$T_o = 332,033 \text{ N.m}$$

Donde:

P_w : Potencia de operación del tornillo [W]

T_o : Torque de operación del tornillo [N.m]

N : Rpm del tornillo [rad/s]

4.7 Determinación del torque máximo del motorreductor entregado al tornillo

La determinación del torque máximo de operación del tornillo está dado con base en la potencia total entregada por el motorreductor y el factor de servicio que éste presenta (Budynas & Nisbett, 2008, p. 96).

La fórmula para su cálculo se deduce a:

$$P_{wt} = \frac{T_{m\acute{a}x} \cdot N}{F_s} \quad \text{EC. 17}$$

Donde al reemplazar los valores del motorreductor mostrados en la tabla 8 se obtiene:

$$T_{m\acute{a}x} = \frac{P_{wt} \cdot F_s}{N} \quad \text{EC. 18}$$

$$T_{m\acute{a}x} = \frac{4000(0,85)}{60 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}} = 541,12 \text{ N. m}$$

Donde:

P_{wt} : Potencia entregada por motor eléctrico al motorreductor [W], 4000 W

$T_{m\acute{a}x}$: Torque máximo desarrollado por el motorreductor [N.m]

F_s : Factor de servicio del motorreductor [adimensional]

N : Rpm del tornillo [rad/s], 60 rpm

4.8 Diseño estático del tornillo

Una carga estática ideal está definida por Mott (2006) como aquella que se aplica pasivamente y nunca se retira. Cuando se aplican y se retiran cargas lentamente, y que generalmente no cambian, pueden ser consideradas también estáticas (p. 164).

El tornillo propiamente dicho consta también de una sección cilíndrica contigua en el extremo izquierdo, misma que servirá de acople mediante una chaveta al eje porta rodamientos para recibir la transmisión del torque. Para el diseño estático del tornillo, se debe calcular el peso W_t de cada sección de éste y las reacciones en los puntos de contacto con el eje porta rodamientos.

19. Diagrama de cuerpo libre del tornillo

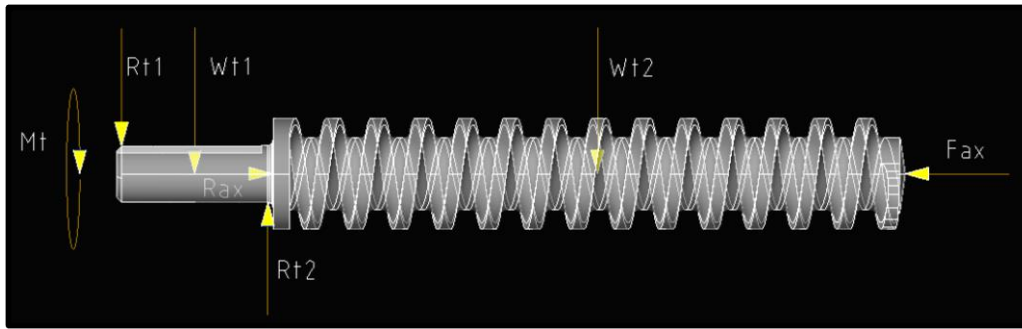


Figura 19. Distribución de las fuerzas y momentos que actúan sobre el tornillo.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

4.8.1 Determinación del peso del tornillo

El cálculo del peso del tornillo está en función del volumen de las secciones del tornillo y el peso específico γ_t del material como se muestra en la fórmula (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, p. 14).

$$W_t = V \cdot \gamma_t$$

EC. 19

Los datos de las longitudes L_1 , L_2 y diámetro D_t se muestran en la figura 20, los datos adicionales del tornillo se encuentran mostrados en la tabla 9.

20. Dimensiones del tornillo

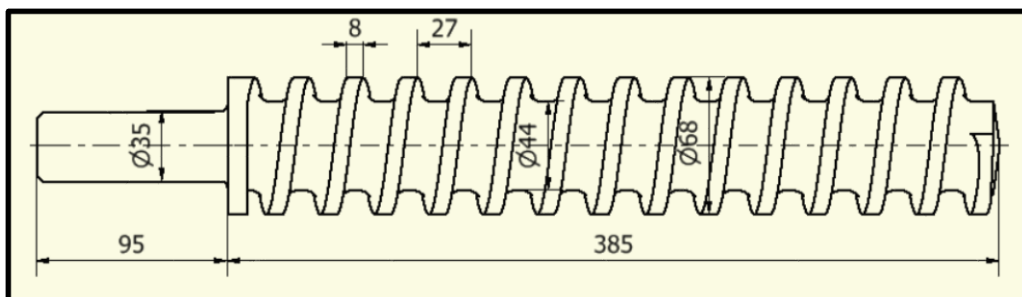


Figura 20. Dimensiones generales del tornillo

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

Datos:

$$D_{et} = 35\text{mm}$$

$$L_2 = 385\text{mm}$$

$$D_t = 68\text{mm}$$

$$\delta_{A304} = 7,9 \times 10^{-6} \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^3}$$

$$D_a = 44\text{mm}$$

$$S_{yA304} = 220 \text{ Mpa}$$

$$L_1 = 95\text{mm}$$

$$W_{t1} = \left(\frac{\pi \cdot D_{et}^2}{4} \cdot L_1 \right) \cdot \delta_t \quad \text{EC. 20}$$

$$W_{t1} = \left(\frac{\pi \cdot 35^2}{4} \cdot 95 \right) (7,9 \times 10^{-6})$$

$$W_{t1} = 0,722 \text{ kgf} = 7,07 \text{ N}$$

$$W_{t2} = \left[\frac{\pi(D_a^2)}{4} \cdot [L_2] \right] (\delta_t) + \left[\frac{\pi(D_t^2 - D_a^2)}{4} \cdot \left(\frac{L_2}{P_t} \cdot W_f \right) \right] (\delta_t) \quad \text{EC. 21}$$

$$W_{t2} = \left[\frac{\pi(44^2)}{4} \cdot [385] \right] (7,9 \times 10^{-6}) + \left[\frac{\pi(68^2 - 44^2)}{4} \cdot \left(\frac{385}{27} \cdot 8 \right) \right] (7,9 \times 10^{-6})$$

$$W_{t2} = 6,52 \text{ kgf} = 63,96 \text{ N}$$

4.8.2 Cálculo de factor seguridad del tornillo por análisis estático

El factor seguridad FS_t se obtiene luego de la determinación de esfuerzo equivalente σ_{eqt} que es el resultado de calcular el esfuerzo flector máximo total σ_{tt} y el esfuerzo cortante τ_{ct} del tornillo (Gómez & Villegas, 2011, p. 56).

4.8.2.1 Esfuerzo flector

Luego de determinar los pesos de las secciones que conforman el tornillo, se calcula las reacciones, diagramas de fuerza cortante y momento flector mediante el programa MDSolids.

21. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del tornillo

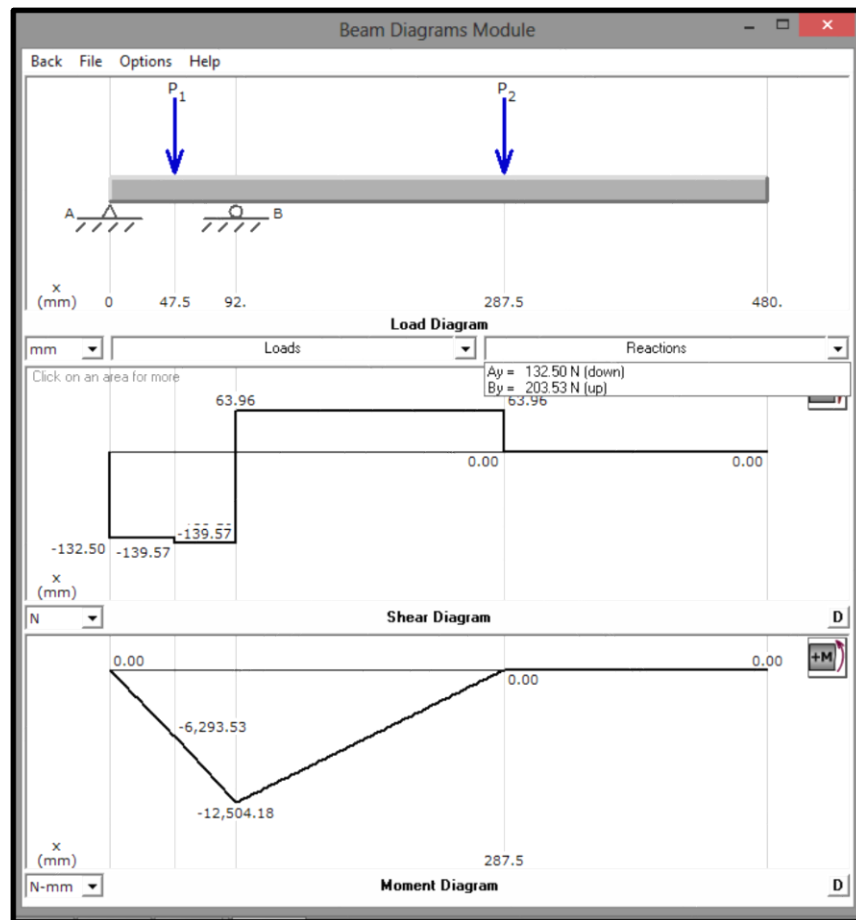


Figura 21. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del tornillo mediante MDSolids.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

Donde:

$$W_{t1} = P_1$$

$$A_{y1} = R_{t1}$$

$$W_{t2} = P_2$$

$$B_{y1} = R_{t2}$$

Del diagrama se obtienen los siguientes datos:

$$R_{t1} = 132.5 \text{ N}$$

$$D_{\text{crt}} = 35 \text{ mm}$$

$$R_{t2} = 203,53 \text{ N}$$

$$M_{\text{máxt}} = 12504,18 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Donde:

D_{cr} : Diámetro crítico del tornillo

$M_{\text{máxt}}$: Momento máximo en el tornillo

Con los datos del diagrama determinamos el esfuerzo flector máximo $\sigma_{\text{tmáx}}$ al cual posteriormente se sumará el esfuerzo producido por la compresión σ_{tco} en el extremo del tornillo para determinar un esfuerzo flector máximo total σ_{tt} (Gómez & Villegas, 2011, p. 55).

Esfuerzo flector máximo:

$$\sigma_{\text{tmáx}} = \frac{32 \cdot M_{\text{máxt}}}{\pi \cdot D_{\text{cr}}^3} \quad \text{EC. 22}$$

$$\sigma_{\text{tmáx}} = \frac{32 \left(\frac{12504,18}{1000} \right)}{\pi \left(\frac{35}{1000} \right)^3} = 2,971 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo por compresión:

$$\sigma_{tco} = P_{\text{máx}} = 19,611 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo flector máximo total:

$$\sigma_{tt} = \sigma_{\text{tmáx}} + \sigma_{tco} \quad \text{EC. 23}$$

$$\sigma_{tt} = 22,581 \text{ Mpa}$$

4.8.2.2 Esfuerzo cortante máximo

El vector de par torsión es descrito por Budynas & Nisbett (2008) como cualquier vector momento dispuesto colinealmente con un eje de un elemento mecánico, porque este momento produce que el elemento se tuerza respecto a ese eje (pp. 95-96).

$$\tau_{ct} = \frac{16 \cdot T_{\text{máx}}}{\pi \cdot D_{\text{cr}}^3} \quad \text{EC. 24}$$

$$\tau_{ct} = \frac{16.541,12}{\pi \cdot \frac{35}{1000}} = 64,27 \text{ Mpa}$$

Donde:

$T_{\text{máx}}$: Torque máximo desarrollado por el motorreductor [N.m]

D_{cr} : Diámetro crítico del tornillo [mm]

4.8.2.3 Teoría de la energía de distorsión máxima para el tornillo

La teoría de la energía de distorsión máxima sirve para determinar el esfuerzo equivalente σ_{eqt} o permisible y posteriormente el factor seguridad F_{s_t} del tornillo.

Entonces el esfuerzo equivalente se puede calcular con la ecuación de Von Mises (Mott, 2006, pp. 189-190).

$$\sigma_{\text{eqt}} = \sqrt{\sigma_{\text{tt}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{ct}}^2} \quad \text{EC. 25}$$

$$\sigma_{\text{eqt}} = \sqrt{22,581^2 + 3(64,27^2)} = 113,6 \text{ Mpa}$$

4.8.2.4 Factor seguridad del tornillo

El factor de diseño o factor seguridad se calcula en términos del esfuerzo permisible y una resistencia equivalente (Budynas & Nisbett, 2008, pp. 16-18).

$$F_{S_t} = \frac{S_{y_{A304}}}{\sigma_{\text{eqt}}} \quad \text{EC. 26}$$

$$F_{S_t} = \frac{220 \text{ Mpa}}{113,6 \text{ Mpa}} = 1,93$$

4.9 Diseño a fatiga o diseño dinámico del tornillo

Las cargas dinámicas son aquellas que varían durante el funcionamiento del elemento. Generalmente se aplican durante un tiempo largo, por lo que la pieza tiene miles o millones de ciclos de esfuerzo durante su tiempo de vida estimado (Mott, 2006, p. 165).

Cuando un miembro portátil está sometido a un esfuerzo alternativo con promedio distinto de cero, la carga produce un esfuerzo fluctuante. La figura 22, muestra cuatro diagramas de esfuerzo en función del tiempo. La diferencia en los cuatro diagramas estriba en si los diversos valores de esfuerzo son positivos (de tensión) o negativos (de compresión). . (Mott, 2006, pp. 168-169).

22. Resistencias a la fatiga representativas

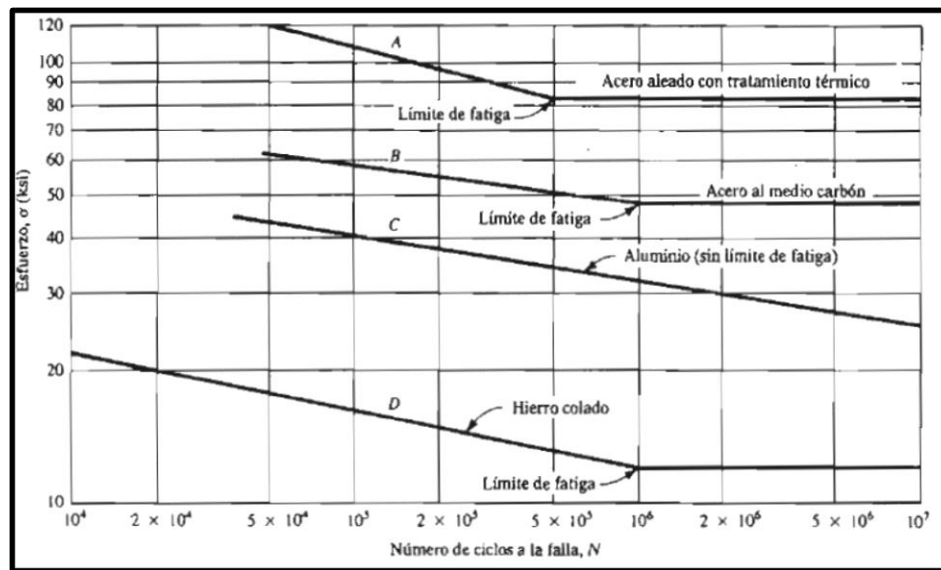


Figura 22. Diagrama esfuerzo–Número de ciclos, de límites de fatiga.

Fuente: (Mott, 2006, p. 173)

La Figura 22, dice que un material cuyas características de resistencia a la fluencia son menores, requieren un número N total de ciclos menor para que esté sometido a falla por fatiga. De la misma manera si un material cuyas características de resistencia a la fluencia son mayores, requieren un número N total de ciclos mayor para que esté sometido a falla por fatiga.

Como la resistencia a la fluencia del acero Inoxidable AISI 304 es de $S_y = 220\text{Mpa} = 32\text{KSI}$, no se interseca con la curva de acero aleado, significa que éste elemento no tendrá falla por fatiga. Adicionalmente se consideran las 60rpm del motorreductor, mismas que son bajas para efectos de cálculos a fatiga.

4.10 Diseño estático del eje porta rodapiamientos

Para el diseño estático del eje porta rodapiamientos se sigue el mismo procedimiento empleado en el diseño estático del tornillo.

23. Diagrama de cuerpo libre del eje porta rodapiamientos

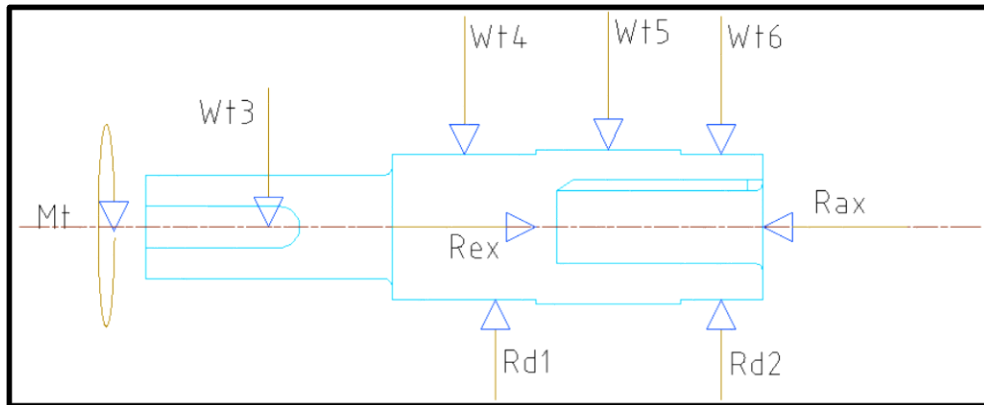


Figura 23. Distribución de las fuerzas y momentos que actúan sobre el eje porta rodapiamientos.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

4.10.1 Determinación del peso del eje porta rodapiamientos

24. Dimensiones del eje porta rodapiamientos

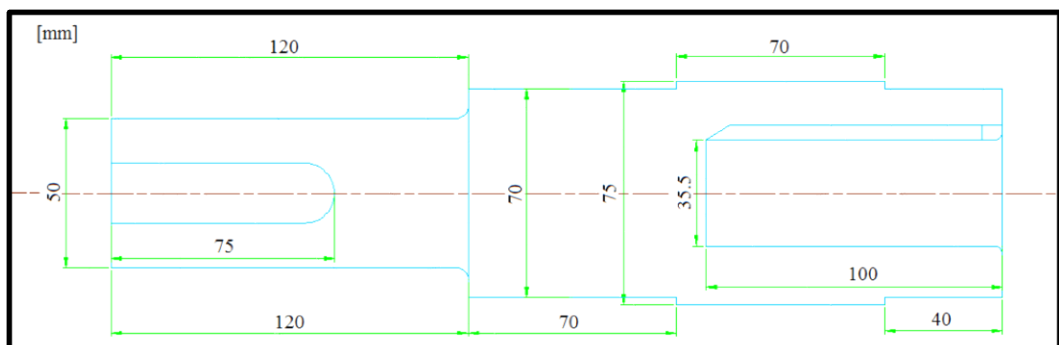


Figura 24. Dimensiones del eje porta rodapiamientos.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

Datos:

$$D_{em} = 50 \text{ mm}$$

$$L_{e2} = 70 \text{ mm}$$

$$D_{pr} = 70 \text{ mm}$$

$$L_{e3} = 70 \text{ mm}$$

$$D_{p2} = 75 \text{ mm}$$

$$L_{e4} = 40 \text{ mm}$$

$$D_{ie} = 35.5 \text{ mm}$$

$$\delta_{A304} = 7,9 \times 10^{-6} \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^3}$$

$$L_{e1} = 120 \text{ mm}$$

$$S_{yA304} = 220 \text{ Mpa}$$

$$W_{e1} = \left(\frac{\pi \cdot D_{em}^2}{4} \cdot L_{e1} \right) \cdot \delta_t \quad \text{EC. 27}$$

$$W_{e1} = \left(\frac{\pi \cdot 50^2}{4} \cdot 120 \right) (7,9 \times 10^{-6}) = 1.861 \text{ kg} = 18,24 \text{ N}$$

$$W_{e2} = \left(\frac{\pi \cdot D_{pr}^2}{4} \cdot L_{e2} \right) \cdot \delta_t \quad \text{EC. 28}$$

$$W_{e2} = \left(\frac{\pi \cdot 70^2}{4} \cdot 70 \right) (7,9 \times 10^{-6}) = 2.128 \text{ kgf} = 20.85 \text{ N}$$

$$W_{e3} = \left[\frac{\pi(D_{p2}^2 - D_{ie}^2)}{4} \cdot [L_{e3}] \right] (\delta_t) \quad \text{EC. 29}$$

$$W_{e3} = \left[\frac{\pi(75^2 - 35.5^2)}{4} \cdot [70] \right] (7,9 \times 10^{-6}) = 1.895 \text{ kgf} = 18.57 \text{ N}$$

$$W_{e4} = \left[\frac{\pi(D_{pr}^2 - D_{ie}^2)}{4} \cdot [L_{e4}] \right] (\delta_t) \quad \text{EC. 30}$$

$$W_{e4} = \left[\frac{\pi(70^2 - 35.5^2)}{4} \cdot [40] \right] (7,9 \times 10^{-6}) = 0.903 \text{ kgf} = 8.85 \text{ N}$$

4.10.2 Cálculo de factor seguridad del eje porta rodamientos por análisis estático

4.10.2.1 Esfuerzo flector

Luego de determinar los pesos de las secciones que conforman el tornillo, se calcula las reacciones, diagramas de fuerza cortante y momento flector mediante el programa MDSolids.

25. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje porta rodamientos

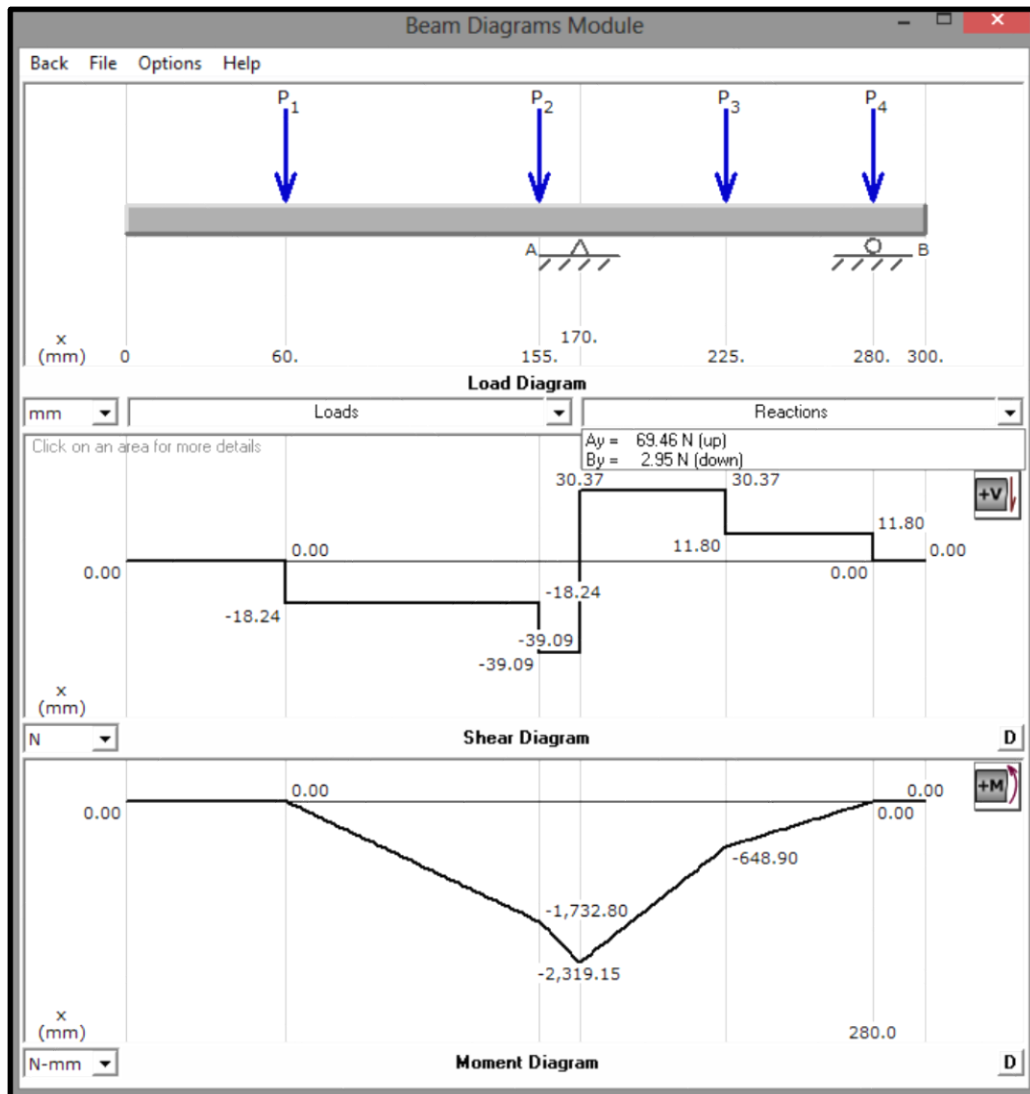


Figura 25. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje portarodamientos mediante MDSolids.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

Donde:

$$W_{e1} = P_1$$

$$W_{e4} = P_4$$

$$W_{e2} = P_2$$

$$A_{y1} = R_{e1}$$

$$W_{e3} = P_3$$

$$B_{y1} = R_{e2}$$

Del diagrama se obtienen los siguientes datos:

$$R_{e1} = 69,46 \text{ N}$$

$$D_{cr} = 70 \text{ mm}$$

$$R_{e2} = 2,95 \text{ N}$$

En el programa MDSolids se considera una barra de diámetro uniforme y se obtiene un diámetro crítico de 70mm en el análisis de cargas. Pero en la realidad el eje no tiene un solo diámetro, por lo que se toma el menor diámetro existente como diámetro crítico.

$$D_{cre} = 50 \text{ mm}$$

$$M_{máxe} = 2319,15 \text{ Nmm}$$

Donde:

D_{cre} : Diámetro crítico del eje porta rodamientos

$M_{máxe}$: Momento máximo en el eje porta rodamientos

Esfuerzo flector máximo:

$$\sigma_{emáx} = \frac{32.M_{máxe}}{\pi.D_{cre}^3}$$

EC. 31

$$\sigma_{em\acute{a}x} = \frac{32\left(\frac{2319,15}{1000}\right)}{\pi\left(\frac{50}{1000}\right)^3} = 0,189 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo por compresi3n:

$$\sigma_{tco} = P_{m\acute{a}x} = 19,611 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo flector m\acute{a}ximo total:

$$\sigma_{te} = \sigma_{em\acute{a}x} + \sigma_{tco} \tag{EC. 32}$$

$$\sigma_{te} = 19,799 \text{ Mpa}$$

4.10.2.2 Esfuerzo cortante m\acute{a}ximo del eje porta rodamientos

$$\tau_{ce} = \frac{16 \cdot T_{m\acute{a}x}}{\pi \cdot D_{cre}^3} \tag{EC. 33}$$

$$\tau_{ce} = \frac{16.541,12}{\pi \cdot \frac{50}{1000}} = 22,047 \text{ Mpa}$$

Donde:

$T_{m\acute{a}x}$: Torque m\acute{a}ximo desarrollado por el motorreductor [N.m]

D_{cre} : Di\acute{a}metro cr\acute{itico del eje porta rodamientos [mm]

4.10.2.3 Teor\acute{a} de la energ\acute{a} de distorsi3n m\acute{a}xima para el eje porta rodamientos

Esfuerzo equivalente del eje porta rodamientos:

$$\sigma_{eqe} = \sqrt{\sigma_{te}^2 + 3 \cdot \tau_{ce}^2} \tag{EC. 34}$$

$$\sigma_{eqe} = \sqrt{19,799^2 + 3(22,047^2)} = 43,01 \text{ Mpa}$$

4.10.2.4 Factor seguridad del eje porta rodamientos

$$F_{S_e} = \frac{S_{y_{A304}}}{\sigma_{eqt}} \quad \text{EC. 35}$$

$$F_{S_e} = \frac{220 \text{ Mpa}}{43,01 \text{ Mpa}} = 5,11$$

4.11 Diseño de los hilos el tornillo

Los esfuerzos en los hilos del tonillo se calculan como si la rosca fuera una viga empotrada proyectada desde el núcleo.

La carga sobre la viga se toma como la carga axial del tornillo F_{ax} , concentrada en el radio medio, esto es en la mitad de la altura H_t de la rosca. El ancho de la viga es la longitud de la rosca (medida en el radio medio) sometida a la carga. (Hall, Holowenco, & Laughlin, 1971, p. 147).

26. Hilo del tornillo

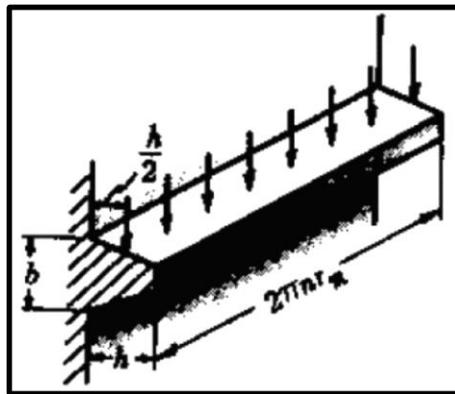


Figura 26. Hilo del tornillo

Fuente: (Hall, Holowenco, & Laughlin, 1971, p. 147)

Donde:

$$h = H_t \quad b = w_f \quad n = n_h$$

Con estas exposiciones Hall, y otros, (1971) plantean las ecuaciones para el cálculo del esfuerzo de flexión con base en la rosca y el esfuerzo cortante transversal medio de la rosca como se muestran en las EC-5 y EC-36, respectivamente. El valor de n_h corresponde al número de vueltas de rosca sometidas a carga, en este caso el valor es 1 y corresponde al hilo ubicado en el extremo final del tornillo, puesto que éste recibe toda la carga generada por la presión máxima $P_{m\acute{a}x}$, en la camisa de extrusión. (p. 147).

$$\sigma_{br} = \frac{3.F_{ax}.H_t}{2.\pi.n_h.r_m.W_f} \quad \text{EC. 36}$$

$$\tau_{br} = \frac{F_{ax}}{2.\pi.n_h.r_m.W_f} \quad \text{EC. 37}$$

Donde:

F_{ax} : Fuerza axial generada por la presión máxima en el extremo del tornillo [N]

r_m : Radio medio de la rosca[mm]

W_f : Ancho del hilo del tornillo [mm]

n_h : Número de vueltas de rosca sometidas a carga

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{F_{ax}}{A_r} \quad \text{EC. 38}$$

Donde:

$P_{m\acute{a}x}$: Presión máxima producida al final del tornillo de extrusión [Pa]

A_r : Área de la sección transversal del hilo del tornillo [mm²]

Al despejar y desglosar la ecuación se obtiene:

$$F_{ax} = P_{m\acute{a}x} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \right) \quad \text{EC. 39}$$

$$F_{ax} = \frac{19610503,07}{1000^2} \left(\frac{\pi(68^2 - 44^2)}{4} \right) = 41400,719 \text{ N} = 4224,563 \text{ Kg}$$

La ecuación del radio medio es:

$$r_m = \frac{\frac{D_t}{2} + \frac{D_a}{2}}{2} \quad \text{EC. 40}$$

$$r_m = \frac{\frac{68}{2} + \frac{44}{2}}{2} = 28 \text{ mm}$$

Entonces:

$$n_h = 1$$

$$\sigma_{br} = \frac{3(41400,719)(12)}{2 \cdot \pi(1)(28)(8)^2} = 132,371 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 132,371 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{br} = \frac{41400,719}{2 \cdot \pi(1)(28)(8)} = 29,416 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 29,416 \text{ Mpa}$$

Al aplicar las ecuaciones EC-25 y EC-26 del esfuerzo equivalente y el factor seguridad para el hilo del tornillo respectivamente, se obtiene:

$$\sigma_{eqr} = \sqrt{132,371^2 + 3(29,416^2)} = 141,838 \text{ Mpa}$$

$$F_{S_r} = \frac{220}{141,838} = 1,55$$

4.12 Diseño de la cuña o chaveta del tornillo

La cuña es un elemento de transmisión de par torsional que se instala entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia. Su instalación va en el cuñero

que es una ranura maquinada en el eje y también en el asiento de la cuña que es una ranura en el cubo o cilindro que conforma el conjunto. La cuña es un elemento desmontable cuya función también es facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema. El tipo más común de cuñas son las denominadas paralelas que corresponden a las cuñas cuadradas y rectangulares. (Mott, 2006, p. 494).

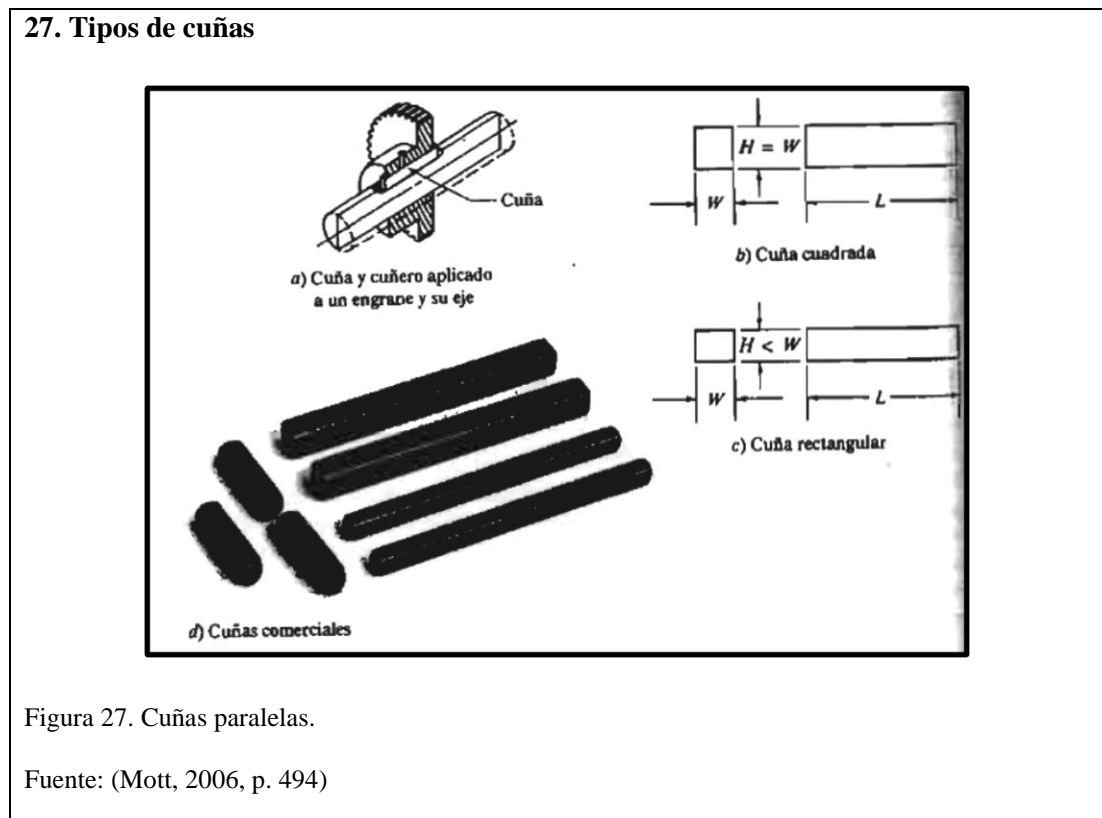


Figura 27. Cuñas paralelas.

Fuente: (Mott, 2006, p. 494)

En la tabla 11 están determinados los tamaños de las cuñas en función del diámetro del eje.

Tabla 11. Tamaño de la cuña en función del eje.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/8	1/4	1/4	3/16
1 1/8	1 1/8	5/16	5/16	1/4
1 1/8	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 1/2	5/8	5/8	7/16
2 1/2	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Mott, (pág. 495, 2006)

Tanto la altura H_{ct} y el ancho W_{ct} de la chaveta del tornillo están en función del diámetro del eje del tornillo D_{et} , con lo cual se obtienen los siguientes valores.

$$D_{et} = 35 \text{ mm} \sim 1 \frac{3}{8}''$$

$$W_{ct} = 10 \text{ mm} \sim 3/8''$$

$$H_{ct} = 10 \text{ mm} \sim 3/8''$$

La longitud de la chaveta L_{ct} se calcula mediante el diseño al esfuerzo cortante τ_{ct} y el esfuerzo a compresión σ_{ct} . Mismos que son resultado de las fuerzas que se ejercen en la chaveta.

28. Fuerzas sobre una cuña

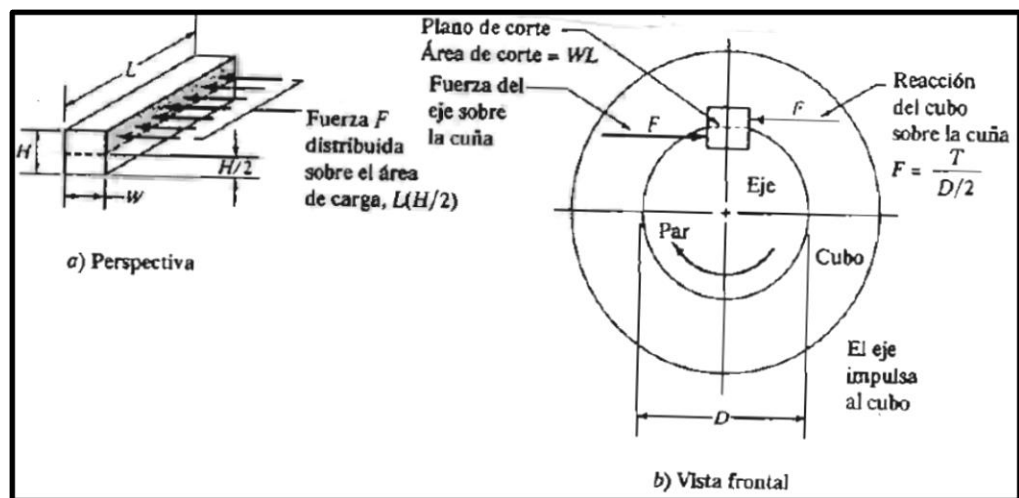


Figura 28. Fuerzas que se ejercen sobre una cuña.

Fuente: (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, p. 499)

La longitud de la cuña está determinado por las formulaciones de Mott (2006), en las que se usan la resistencia a la fluencia del material y el torque del eje (pp. 499-500).

Longitud al esfuerzo cortante L_{cct} :

$$L_{cct} = \frac{2 \cdot T_{m\acute{a}x}}{\frac{0,5(S_y)(D_{et})(W_{ct})}{N_s}} \quad \text{EC. 41}$$

Donde:

$$T_{m\acute{a}x} = 541,12 \text{ N.m}$$

$$S_{yt} = 220 \text{ Mpa, Acero AISI 304}$$

$$F_{sch} = 3, \text{ Factor seguridad}$$

$$\tau_{ct} = 0,5 \frac{S_{yt}}{N_s} \quad \text{EC. 42}$$

$$\sigma_{ct} = \frac{S_{yt}}{N_s} \quad \text{EC. 43}$$

$$L_{cct} = \frac{2(541,12)(1000)}{\frac{0,5(220 \times 10^6)(35)(10)}{3(1000^2)}} = 84,33 \text{ mm}$$

Longitud al esfuerzo a compresión L_{cpt} :

$$L_{cpt} = \frac{4 \cdot T_t}{\frac{(S_y)(D_{et})(H_{ct})}{N_s}} \quad \text{EC. 44}$$

$$L_{cpt} = \frac{4(541,12)(1000)}{\frac{(220 \times 10^6)(35)(10)}{3(1000^2)}} = 84,331 \text{ mm}$$

Al realizar el cálculo de L_{cct} y L_{cpt} se toma como longitud de final la que sea mayor puesto que presentará una mayor resistencia en su funcionamiento. En este caso como las dos longitudes son iguales se toma cualquiera de las dos y aproximamos a un número entero superior.

$$L_{cct} = L_{cpt} = 85 \text{ mm}$$

4.13 Diseño de la cuña o chaveta del eje porta rodamientos

Se toman los datos de la tabla 11 en base al diámetro del eje para obtener W_{cp} y H_{cp} dándonos como resultado 12.5mm cada una. Pero en este caso se usan los datos de W_{cp} y H_{cp} mecanizados en el matrimonio de acople al motorreductor, pieza a reutilizarse en el rediseño del expeller.

Los datos son:

$$D_{em} = 50 \text{ mm}$$

$$W_{cp} = 10 \text{ mm}$$

$$H_{cp} = 15 \text{ mm}$$

Longitud al esfuerzo cortante:

$$L_{ccp} = \frac{2 \cdot T_{m\acute{a}x}}{\frac{0,5(S_{yp})(D_{em})(W_{cp})}{N_s}} \quad \text{EC. 45}$$

Donde:

$$T_{m\acute{a}x} = 541,12 \text{ N.m}$$

$$S_{yp} = 180 \text{ Mpa, Acero AISI 1010}$$

$$N_s = 3, \text{ Factor seguridad}$$

$$\tau_{cp} = 0,5 \frac{S_{yp}}{N_s} \quad \text{EC. 46}$$

$$\sigma_{cp} = \frac{S_{yp}}{N_s} \quad \text{EC. 47}$$

$$L_{ccp} = \frac{2(541,12)(1000)}{\frac{0,5(180 \times 10^6)(50)(10)}{3(1000^2)}} = 36,89 \text{ mm}$$

Longitud al esfuerzo a compresi3n:

$$L_{cpp} = \frac{4 \cdot T_t}{\frac{(S_y)(D_{et})(H_{ct})}{N_s}} \quad \text{EC. 48}$$

$$L_{cpp} = \frac{4(541,12)(1000)}{\frac{(180 \times 10^6)(50)(15)}{3(1000^2)}} = 48,10 \text{ mm}$$

La longitud de diseño es $L_{c_{pp}}$ puesto que es la mayor y presentará una mayor resistencia en su funcionamiento. Aproximamos esta longitud a un número entero superior y se obtiene:

$$L_{c_{cp}} = 50 \text{ mm}$$

Al momento de la construcción de la ranura en el eje, se considera una longitud $L_{c_{cp}}$ de 70mm debido a que el matrimonio ha sido ya diseñado antiguamente con estas dimensiones.

4.14 Diseño de las camisas de la prensa

Las camisas de la prensa están divididas en dos grupos. El primero contiene la camisa principal de soporte, misma que sirve también de alimentación del material y la camisa con agujeros que es por la que se extrae el aceite. El segundo grupo corresponde a la camisa de extrusión del material misma que tiene un ángulo de inclinación respecto a la horizontal.

4.14.1 Diseño de las camisas del tornillo

Para el diseño de las camisas del tornillo se toma en consideración que en los recipientes cilíndricos presurizados mismos que sirven de conducción de fluidos a elevadas presiones, se generan esfuerzos radiales y tangenciales con magnitudes que dependen del radio interno y externo del cilindro. Budynas & Nisbett (2008) nos dicen que “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”. (p. 107).

29. Cilindro sometido a presión interna y externa

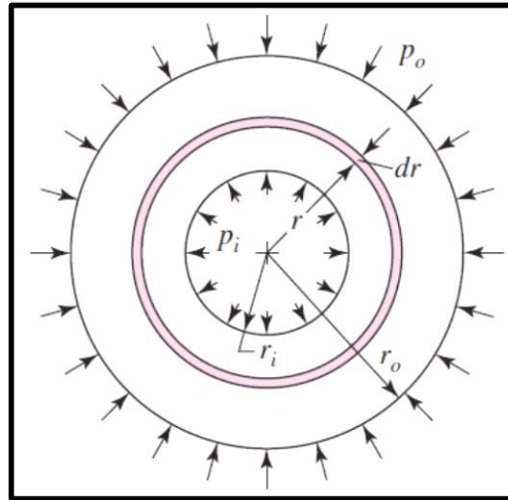


Figura 29. Cilindro sometido a presión interna y externa.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 107)

Esto significa que una sección recta (plana) del cilindro permanece plana después de ser sometida a un esfuerzo.

30. Esfuerzos en un cilindro presurizado

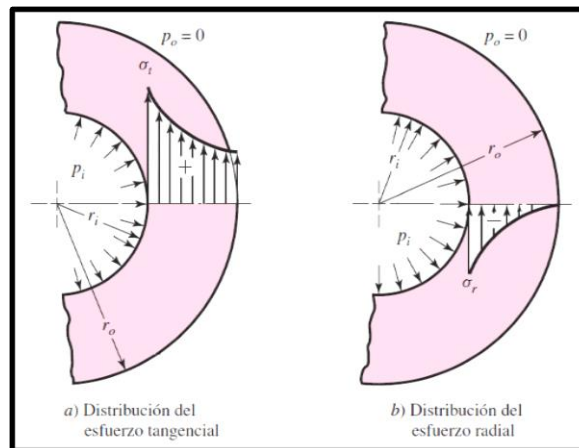


Figura 30. Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 108)

Como se ilustra en la figura 30, el radio interno de la camisa está denominado por r_i , el radio externo por r_o y la presión interna por P_i , que en este caso P_i sería la presión máxima de extrusión calculada anteriormente $P_{m\acute{a}x}$.

El cálculo de esfuerzos y factor seguridad, se debe realizar en base a la camisa con pared más delgada, que sería la más crítica, en este caso corresponde a la camisa con agujeros cuyo espesor es de 15,5mm.

Los esfuerzos tangencial σ_t y radial σ_r están determinados por las fórmulas:

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 \cdot P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) \quad \text{EC. 49}$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) \quad \text{EC. 50}$$

Donde los valores de r_o y r_i son tomados de la tabla 9 de parámetros iniciales de diseño del tornillo:

$$r_i = 34.5 \text{ mm}$$

$$r_o = 54.5 \text{ mm}$$

$$P_i = 19,611 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_t = \frac{(34.5^2)(19,611)}{50^2 - 34.5^2} \left(1 + \frac{50^2}{34.5^2} \right) = 55,25 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_r = \frac{(34.5^2)(19,611)}{50^2 - 34.5^2} \left(1 - \frac{50^2}{34.5^2} \right) = -19,6 \text{ Mpa}$$

El signo negativo nos demuestra el sentido del esfuerzo cortante, mismo que es en dirección del radio.

Como también se produce un esfuerzo longitudinal, Budynas & Nisbett (2008) exponen que también se debe considerar este esfuerzo longitudinal debido a que la presión produce reacciones en los extremos de la camisa (p. 108).

Éste esfuerzo está determinado por:

$$\sigma_l = \frac{r_i^2 \cdot P_i}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{EC. 51}$$

$$\sigma_l = \frac{(34.5^2)(19,611)}{50^2 - 34.5^2} = 17,82 \text{ Mpa}$$

Para calcular el factor de seguridad de la camisa, es necesario encontrar el esfuerzo Von Mises σ' , mismo que está basado en la teoría de distorsión máxima (Budynas & Nisbett, 2008, pp. 213-214).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_l^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r - \sigma_t \cdot \sigma_l - \sigma_r \cdot \sigma_l} \quad \text{EC. 52}$$

σ'

$$= \sqrt{(55,25^2) + (-19,6^2) + (17,82^2) - (55,25)(-19,6) - (55,25)(17,82) - 19,6(17,82)}$$

$$\sigma' = 64,833 \text{ Mpa}$$

Donde Budynas & Nisbett (2008) describen la ecuación para el cálculo del factor seguridad de la siguiente manera (pp. 17-18).

$$FS_c = \frac{S_{yA304}}{\sigma'} \quad \text{EC. 53}$$

Para la fabricación de las camisas se selecciona el acero inoxidable de fácil mecanizado BOHLER A604 (AISI 304), cuya resistencia a la fluencia S_y es de 220Mpa.

$$S_{y_{A304}} = 220 \text{ Mpa}$$

$$F_{s_c} = \frac{220 \text{ Mpa}}{64,883 \text{ Mpa}} = 3,39$$

El obtener un factor seguridad de 3,39 asegura que la resistencia de la camisa es aceptable.

4.14.2 Diseño de la camisa de extrusión.

Los factores importantes en la zona de extrusión, son el ángulo interno de la camisa de extrusión y la forma del orificio del dado extrusor o troquel, éste último, no tiene gran relevancia en este diseño puesto que es de forma circular.

31. Ángulo del troquel

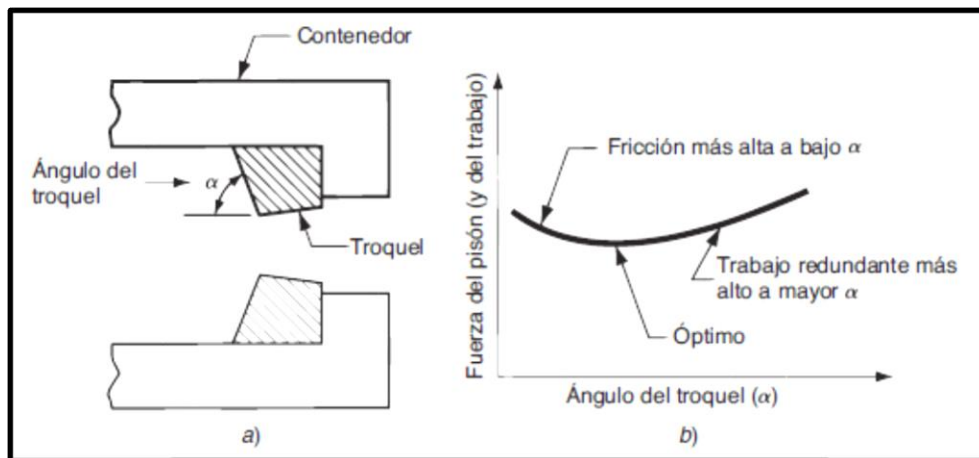


Figura 31. Distribución: a) Definición del ángulo del troquel en extrusión directa, b) efecto del ángulo del troquel sobre la fuerza del pistón.

Fuente: (Groover, 2007, p. 423)

Para ángulos menores, el área superficial del troquel aumenta, así como también la fricción en la interfaz troquel-tocho. Mayor fricción significa mayor fuerza en el pistón. Por otra parte, un ángulo grande del troquel ocasiona mayor turbulencia del flujo de metal durante la reducción, y también incremento en la fuerza requerida del pistón. (...) Existe un

ángulo óptimo del troquel, como lo sugiere la gráfica hipotética. Este ángulo depende de varios factores, como material de trabajo, temperatura del tocho y lubricación; en consecuencia, es difícil determinarlo para un trabajo de extrusión. (Groover, 2007, p. 423).

32. Camisa de extrusión

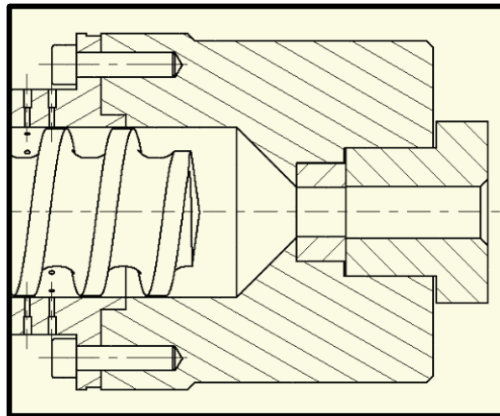


Figura 32. Camisa de extrusión.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

Al analizar la gráfica se determina que el ángulo α óptimo es aquel que ronda los 45° , es decir aquel ángulo que se encuentra en la zona media entre la fricción alta producida por la poca inclinación de la pared de la camisa de extrusión y el trabajo alto producido por la gran inclinación de la pared de la camisa de extrusión.

4.15 Diseño de juntas roscadas de la placa de ajuste de rodamientos y del tornillo de ajuste del dado.

El diseño de la máquina expeller consta de dos zonas de uniones o juntas roscadas mismas que son de paso fino. Estas dos uniones están sometidas a un esfuerzo de corte producto de las fuerzas generadas por la presión de extrusión en el extremo

del tornillo de extrusión. En el caso de la primera zona, el esfuerzo de corte se genera por una fuerza de empuje en el dado de extrusión (lo cual por acción y reacción se transmite ésta fuerza al tornillo de ajuste del dado y posteriormente a la camisa de extrusión por contacto de sus roscas), y la segunda producto una fuerza axial transmitida por todo el tornillo de extrusión, continuando al eje porta rodamientos y el rodamiento (lo cual por acción y reacción se transmite esta fuerza a la placa de ajuste de rodamientos y posteriormente a la camisa principal de soporte por contacto de sus roscas). La disposición de los diámetros y pasos de la rosca están determinados según la figura 33.

33. Perfil básico de las roscas M y MJ

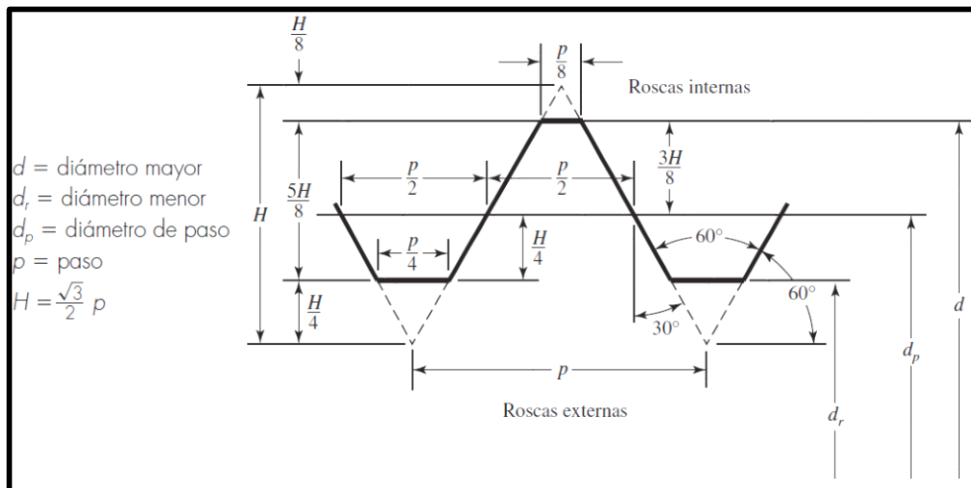


Figura 33. Perfil básico de las roscas M y MJ.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 397)

4.15.1 Diseño de la rosca del tornillo de ajuste del dado.

Los dos elementos que conforman esta junta roscada son el tornillo de ajuste del dado y la camisa de extrusión, entendiéndose a la rosca de cada uno como rosca macho y rosca hembra respectivamente. Para el diseño de la rosca del tornillo de ajuste,

se parte de la Tabla 12 de roscas métricas y se realiza el cálculo de sus diámetros correspondientes.

Tabla 12. Diámetros y áreas de roscas métricas ISO de paso grueso y fino.

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Nota: Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226 869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649 519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Fuente: Budynas & Nisbett, (pág. 398, 2008)

Se calcula el diámetro menor d_{mt} y el diámetro de paso d_{pt} del tornillo en función del diámetro mayor nominal de diseño del tornillo de ajuste del dado d_{ta} :

$$d_{ta} = 52\text{mm}$$

$$d_{mt} = d_{ta} - 1,226869 \cdot p_{ta} \quad \text{EC. 54}$$

$$d_{pt} = d_{ta} - 0,649519 \cdot p_{ta} \quad \text{EC. 55}$$

El paso del tornillo de ajuste p_{ta} se selecciona de la tabla 12, su valor corresponde a 2mm, para fines de desmontaje fácil y rápido se usará el paso de 3mm para diámetros mayores a 48mm mostrado en la tabla del anexo 2.

$$P_{ta} = 3\text{mm}$$

$$d_{mt} = 52 - (1,226869)(3)$$

$$d_{mt} = 48,32\text{mm}$$

$$d_{pt} = 52 - (0,649519)(3)$$

$$d_{pt} = 50,05\text{mm}$$

Norton (2011) dice que un sujetador roscado puede sufrir una posible falla debido al esfuerzo cortante τ_{tp} al cual se encuentra sometida la rosca EC-56, el cual puede provocar un barrido de todas las roscas que están expuestas a la carga (pp. 725-738).

$$\tau_{tp} = \frac{F_{xd}}{A_{ct}} \quad \text{EC. 56}$$

Donde:

F_{xd} : Fuerza axial ejercida en el dado [KN]

A_{ct} : Área cortante por barrido de los hilos del tornillo [mm^2]

Para el cálculo de F_{xd} se usa la presión ejercida en el área de contacto del dado de extrusión con la masa del producto a extruirse.

$$F_{xd} = P_{\text{máx}} \cdot A_{cd} \quad \text{EC. 57}$$

$$A_{cd} = \pi \frac{(d_{de}^2 - d_{di}^2)}{4} \quad \text{EC. 58}$$

Donde:

A_{cd} : Área del dado en contacto con la pasta [mm^2]

d_{de} : Diámetro externo del dado en contacto con la pasta [mm]

d_{di} : Diámetro interno del dado [mm]

En este caso $d_{di} = 15\text{mm}$ debido a que la máquina posee dos dados, uno de 20mm y otro de 15mm montables según la necesidad del operario. Se realiza este cálculo con d_{di} debido a que representa el diámetro más crítico.

$$F_{xd} = (19,611)(10^6) \cdot \frac{\pi(20^2 - 15^2)}{4(1000^2)} = 2,695 \text{ KN}$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante τ_{tp} se debe considerar el efecto que tiene una carga en cada uno de los hilos del tornillo. Una disposición ideal sería que la carga fuera uniforme en todos los hilos del tornillo, pero esto no siempre sucede así, principalmente a causa de un ajuste deficiente de la tuerca, que provoca que la carga se ejerza en su totalidad en un solo hilo del tornillo, causando su fractura inmediata y continuando con el siguiente hilo. Para encontrar el área total correspondiente se

multiplica el área de paso por uno, una fracción o todos los hilos o cuerdas en contacto según el criterio del diseñador. (Norton, 2011, p. 737).

$$A_{ct} = \pi \cdot d_{mt} \cdot w_{it} \cdot p_{ta} \quad \text{EC. 59}$$

Donde:

w_{it} : Factor que define el porcentaje del paso ocupado por el metal en el diámetro menor

Tabla 13. Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas.

Tipo de cuerda	w_i (menor)	w_o (mayor)
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Reforzada	0.90	0.83

Fuente: Norton, (pág. 737, 2011)

En este caso se multiplica el área cortante por barrido de los hilos del tornillo por 1 al considerar que se dé la situación en que la carga se ejerza en un solo hilo del tornillo.

$$A_{ct} = 1(\pi)(48,331)(0,8)(3)$$

$$A_{ct} = 364,31 \text{mm}^2$$

Al aplicar la EC-56 el esfuerzo cortante es:

$$\tau_{tp} = \frac{(2,695)(10^3)(1000^2)}{364,31(10^6)} = 7,398 \text{ Mpa}$$

Acero a usarse en el tornillo de ajuste del dado Acero Inoxidable AISI 304, cuyo límite de es $Sy_{A304} = 220 \text{ Mpa}$.

Se calcula el factor seguridad del tornillo de ajuste F_{sta} en base a la ecuación EC-53.

$$F_{sta} = \frac{Sy_{V945}}{\tau_{tp}} \quad \text{EC. 60}$$

Al tomar en consideración la resistencia a la fluencia cortante S_{sy} según Mott (2006), predicha por la teoría de la energía de distorsión se obtiene (pp. 216-217).

$$S_{sy_{A304}} = 0.577Sy_{A304} \quad \text{EC. 61}$$

$$S_{sy_{A304}} = 0.577(220) = 126,94 \text{ Mpa}$$

Se obtiene el factor seguridad al esfuerzo cortante del tornillo de ajuste del dado con la ecuación:

$$F_{sta} = \frac{S_{sy_{A304}}}{\tau_{tp}} \quad \text{EC. 62}$$

$$F_{sta} = \frac{126,94}{7,398} = 17,15$$

4.15.2 Diseño de la rosca de la camisa de extrusión.

Para realizar el diseño de la rosca de la camisa de extrusión, se conservan los datos de los diámetros y paso de la rosca del tornillo de ajuste del dado y posteriormente se procede a calcular esfuerzo cortante τ_{ce} de la rosca.

$$D_{ta} = 52 \text{ mm}$$

$$p_{ta} = 3 \text{ mm}$$

$$d_{pt} = 50,05 \text{ mm}$$

$$F_{xd} = 2,695 \text{ KN}$$

$$d_{mt} = 48,32 \text{ mm}$$

Se calcula el esfuerzo cortante con la ecuación:

$$\tau_{tp} = \frac{F_{xd}}{A_{ce}} \quad \text{EC. 63}$$

Para el cálculo del área cortante por barrido de los hilos de la camisa de extrusión A_{ce} , se usa el factor W_{oce} mostrado en la tabla 13 y el diámetro mayor del tornillo (Norton, 2011, pp. 737-738).

$$A_{ce} = \pi \cdot d_{ta} \cdot W_{oce} \cdot p_{ta} \quad \text{EC. 64}$$

Donde:

W_{oce} : es el factor que define el porcentaje del paso ocupado por el metal en el diámetro mayor

$$A_{ce} = 1 \cdot \pi \cdot (52)(0,88)(3) = 431,27 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{ce} = \frac{(2,695)(10^3)(1000^2)}{431,27(10^6)} = 6,25 \text{ Mpa}$$

Al tomar en consideración la resistencia a la fluencia cortante S_{sy} según Mott (2006), predicha por la teoría de la energía de distorsión se obtiene (pp. 216-217).

$$S_{sy_{A304}} = 0.577S_{y_{A304}} \quad \text{EC. 65}$$

$$S_{sy_{A304}} = 0.577(220) = 126,94 \text{ Mpa}$$

Se calcula el factor seguridad al esfuerzo cortante de la rosca de la camisa de extrusión.

$$F_{s_{ce}} = \frac{SS_{YA304}}{\tau_{ce}} \quad \text{EC. 66}$$

$$F_{s_{ce}} = \frac{126,94}{6,25} = 20,3$$

4.15.3 Diseño de la rosca de la placa de ajuste de rodamientos.

Para realizar el diseño de la rosca de la placa de ajuste de rodamientos, se sigue el mismo procedimiento efectuado en la rosca del tornillo de ajuste para calcular los correspondientes diámetros de la rosca. Luego se calcula el esfuerzo cortante τ_{pr} de la rosca.

$$D_{pa} = 130 \text{ mm}$$

$$p_{pa} = 3 \text{ mm}$$

$$d_{mp} = d_{pa} - 1,226869 \cdot p_{pa} \quad \text{EC. 67}$$

$$d_{pp} = d_{pa} - 0,649519 \cdot p_{pa} \quad \text{EC. 68}$$

Donde:

d_{pa} : Diámetro mayor de rosca de placa de ajuste de rodamientos [mm]

p_{pa} : Paso de rosca de placa de ajuste de rodamientos [mm]

d_{mp} : Diámetro menor de rosca de placa de ajuste de rodamientos [mm]

d_{pp} : Diámetro de paso de rosca de placa de ajuste de rodamientos [mm]

$$d_{mp} = 130 - (1,226869)(3) = 126,32 \text{ mm}$$

$$d_{pp} = 130 - (0,649519)(3) = 128,05 \text{ mm}$$

Se calcula el esfuerzo cortante con la ecuación:

$$\tau_{pa} = \frac{F_{Ax}}{A_{pa}} \quad \text{EC. 69}$$

La fuerza F_{ax} es la generada en el extremo del tornillo, por efecto de la presión máxima de extrusión.

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{F_{ax}}{A_{st}} \quad \text{EC. 70}$$

Donde:

$P_{m\acute{a}x}$: Presión máxima producida al final del tornillo de extrusión [Mpa]

A_{st} : Área de la sección transversal del tornillo de extrusión [mm²]

$$F_{ax} = P_{m\acute{a}x} \cdot A_{st} \quad \text{EC. 71}$$

$$F_{ax} = P_{m\acute{a}x} \cdot \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) \quad \text{EC. 72}$$

$$F_{ax} = 19,661 \left(\frac{\pi}{4} \cdot 68^2 \right)$$

$$F_{ax} = 71,219 \text{ KN}$$

$$A_{pa} = 1 \cdot \pi \cdot d_{mp} \cdot w_{ip} \cdot P_{pa} \quad \text{EC. 73}$$

$$w_{ip} = 0.8$$

$$A_{pa} = \pi(127,32)(0,8)(3) = 952,425 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{pa} = \frac{71,219(10^3)(1000^2)}{952,425(10^6)} = 74,77 \text{ Mpa}$$

Se calcula el factor seguridad al esfuerzo cortante de la placa de ajuste de rodamientos. Para esta placa de ajuste de rodamientos se usa el acero BOHLER V945 al carbono de alta calidad, cuyo Límite de resistencia de fluencia es $Sy_{V945} = 330 \text{ Mpa}$.

$$Ss_{yV945} = 0,577Sy_{V945} \quad \text{EC. 74}$$

$$Ss_{yV945} = 0,577(330) = 190,41 \text{ Mpa}$$

$$F_{S_{pa}} = \frac{Ss_{yV945}}{\tau_{pa}} \quad \text{EC. 75}$$

$$F_{S_{ta}} = \frac{190,41}{74,77} = 2,55$$

4.15.4 Diseño de la rosca de la camisa principal de soporte.

Para realizar el diseño de la rosca de la camisa principal de soporte, se sigue el mismo procedimiento usado para el diseño de la rosca de la camisa de extrusión. Se conservan los datos de los diámetros y paso de la rosca de la placa de ajuste de rodamientos y posteriormente se procede a calcular esfuerzo cortante τ_{cp} de la rosca.

$$D_{pa} = 130 \text{ mm}$$

$$F_{ax} = 71,219 \text{ KN}$$

$$d_{pp} = 128,05 \text{ mm}$$

$$d_{mp} = 126,32 \text{ mm}$$

$$p_{pa} = 3 \text{ mm}$$

Se calcula el esfuerzo cortante con la ecuación:

$$\tau_{cp} = \frac{F_{ax}}{A_{cr}} \quad \text{EC. 76}$$

Para el cálculo del área cortante por barrido de los hilos de la camisa principal de soporte A_{cr} , se usa el factor W_{ocr} mostrado en la tabla 13 y el diámetro mayor del tornillo (Norton, 2011, pp. 737-738).

$$A_{cr} = \pi \cdot d_{pa} \cdot w_{ocr} \cdot p_{pa} \quad \text{EC. 77}$$

$$w_{ocr} = 0.88$$

$$A_{cr} = 1 \cdot \pi \cdot (130)(0,88)(3) = 1078,19 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{cp} = \frac{(71,219)(10^3)(1000^2)}{1078,19(10^6)} = 66,054 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy_{A304}} = 0.577S_{y_{A304}} \quad \text{EC. 78}$$

$$S_{sy_{A304}} = 0.577(220) = 126,94 \text{ Mpa}$$

Se calcula el factor seguridad al esfuerzo cortante $F_{s_{cp}}$ de la rosca de la camisa principal de soporte:

$$F_{s_{cp}} = \frac{S_{sy_{A304}}}{\tau_{ce}} \quad \text{EC. 79}$$

$$F_{s_{cp}} = \frac{126,94}{66,054} = 1,92$$

4.16 Selección de los tornillos de sujeción de la camisa con agujeros.

Al considerar la forma geométrica y espacio de las camisas del expeller donde se colocarán los tornillos, se tomó como punto de partida el diámetro mayor del tornillo d_{atr} que corresponde a un M10. Los tornillos a utilizarse en la sujeción de la camisa con agujeros, son los del tipo ALLEN rosca fina según la norma DIN 912.

Para la selección de los tornillos se realiza el cálculo del esfuerzo a la tensión del perno y del esfuerzo cortante de la rosca.

4.16.1 Esfuerzo a la tensión de los tornillos.

Norton (2011) dice que si a una varilla roscada, se la somete a carga de tensión pura, se podría esperar que su resistencia esté limitada por el área de su diámetro (de raíz) menor d_{ip} . Pero ensayos con varillas roscadas, muestran que la resistencia a la tensión está mejor definida por el área del esfuerzo A_{tr} por tensión que resulta del promedio de los diámetros menor d_{ip} y de paso d_{pp} . (p. 725).

La ecuación del esfuerzo a tensión del tornillo σ_{ttr} está definida por:

$$\sigma_{ttr} = \frac{F_{pr}}{A_{tr}} \quad \text{EC. 80}$$

Para conocer la tensión mínima F_{pr} que cada uno de estos tornillos debe soportar se divide la Fuerza F_{ax} generada para la presión máxima de extrusión $P_{m\acute{a}x}$, para los 6 tornillos que van a soportar la carga.

$$F_{pr} = \frac{F_{ax}}{6}$$

$$F_{pr} = \frac{71219,09 \text{ N}}{6} = 11869,84 \text{ N} = 1211,2 \text{ Kg}$$

El área del esfuerzo por tensión A_{tr} está definida por:

$$A_{tr} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_{pp} + d_{ip}}{2} \right)^2 \quad \text{EC. 81}$$

Los diámetros del tornillo d_{it} y d_{pp} se calculan con base en el diámetro mayor d_{et} (M10), según las ecuaciones EC-54 y EC-55.

$$d_{atr} = 10 \text{ mm}$$

$$d_{it} = d_{atr} - 1,226869 \cdot p_{tr} \quad \text{EC. 82}$$

$$d_{pt} = d_{atr} - 0,649519 \cdot p_{tr} \quad \text{EC. 83}$$

El paso p_{pr} se selecciona según la tabla 12 de diámetros y áreas de roscas métricas ISO de paso grueso y fino, donde para un diámetro de 8mm corresponde un paso de 1mm.

$$p_{tr} = 1.5 \text{ mm}$$

$$d_{it} = 10 - 1,226869(1.5) = 8,16 \text{ mm}$$

$$d_{pt} = 10 - 0,649519(1.5) = 9,02 \text{ mm}$$

Entonces el área A_{tr} es:

$$A_{tr} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{8,16 + 9,02}{2} \right)^2 = 57,98 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo a tensión del perno σ_{tpr} es:

$$\sigma_{ttr} = \frac{(11869,84)(1000^2)}{57,98(10^6)} = 204,68 \text{ Mpa}$$

Se calcula el factor seguridad $F_{s_{tr}}$ al esfuerzo de tensión del tornillo según la EC-53:

$$F_{s_{tr}} = \frac{S_{y_{tr}}}{\sigma_{ttr}} \quad \text{EC. 84}$$

Al considerar las propiedades mecánicas del tornillo mostradas en el anexo 3, donde $S_{y_{tr}}$ tiene un valor de:

$$S_{y_{tr}} = 970 \text{Mpa}$$

$$F_{s_{tr}} = \frac{970}{204,68} = 4,73$$

El haber obtenido un factor seguridad al esfuerzo de tensión de $F_{s_{tr}} = 4,73$ asegura un correcto funcionamiento de los tornillos.

4.16.2 Esfuerzo cortante de la rosca del tornillo.

El cálculo del esfuerzo cortante de los tornillos se lo realiza con el mismo procedimiento empleado en la sección 4.15.1 que corresponde al diseño de la rosca del tornillo de ajuste del dado.

$$d_{atr} = 10 \text{mm}$$

$$d_{it} = 8,16 \text{mm}$$

$$d_{pt} = 9,02 \text{mm}$$

$$p_{tr} = 1.5 \text{mm}$$

La ecuación para el cálculo del esfuerzo cortante de la rosca del tornillo

τ_{ctr} es:

$$\tau_{ctr} = \frac{F_{pr}}{A_{ctr}} \quad \text{EC. 85}$$

Donde A_{ctr} corresponde al área cortante por barrido de los hilos del tornillo, como se muestra en la EC-59. La ecuación A_{ctr} se multiplica por el número de hilos de sujeción del tornillo, que en éste caso es 20, debido a que el tornillo tiene una longitud roscada de 30mm. Se realiza el cálculo para un hilo de tornillo, suponiendo el caso en el cual toda la carga recaiga sobre éste.

$$A_{ctr} = 1 \cdot \pi \cdot d_{it} \cdot w_{itr} \cdot p_{tr} \quad \text{EC. 86}$$

$$A_{ctr} = 20 \cdot \pi(8,16)(0,8)(1,5) = 615,22 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{ctr} = \frac{(11869,849)(1000^2)}{615,22(10^6)} = 19,23 \text{ Mpa}$$

Se calcula el factor seguridad al esfuerzo cortante de la rosca del tornillo $F_{S_{ctr}}$ en base a la ecuación EC-53.

$$F_{S_{ctr}} = \frac{S_{sy_{tr}}}{\tau_{tp}} \quad \text{EC. 87}$$

Al tomar en consideración la resistencia a la fluencia cortante S_{sy} según Mott (2006), predicha por la teoría de la energía de distorsión se obtiene (pp. 216-217).

$$S_{sy_{tr}} = 0.577S_{y_{tr}} \quad \text{EC. 88}$$

$$S_{sy_{tr}} = 0.577(970) = 559,69 \text{ Mpa}$$

Se calcula el factor seguridad al esfuerzo cortante del tornillo de ajuste del dado con la ecuación:

$$F_{S_{ctr}} = \frac{S_{y_{tr}}}{\tau_{ctr}}$$

EC. 89

$$F_{S_{ctr}} = \frac{559,69}{19,23} = 29$$

4.17 Selección de los rodamientos.

Los rodamientos seleccionados para el eje de la máquina corresponden a la denominación SKF 32214 J2/Q2, mismos que soportan una carga axial de 157KN. El cálculo y selección de estos rodamientos están especificados en el anexo 4.

4.18 Diseño de la tolva.

Par el diseño de la tolva se tomó en consideración una capacidad de colección de 6800cm³ de producto que corresponden a 3 kg de semilla. El material utilizado es acero inoxidable AISI 304.

34. Tolva de la prensa expeller



Figura 34. Tolva de la prensa expeller con capacidad de 3kg.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

4.19 Resumen de partes de la prensa expeller y materiales seleccionados.

Tabla 14. Partes de la prensa expeller y materiales seleccionados.

Elemento	Tipo	Material
Tornillo de extrusión	Barra Redonda	BOHLER A604 (AISI 304)
Eje porta rodamientos	Barra Redonda	BOHLER A604 (AISI 304)
Camisa principal de soporte	Barra Redonda	BOHLER A604 (AISI 304)
Camisa con agujeros	Barra Redonda	BOHLER A604 (AISI 304)
Camisa de extrusión	Barra Redonda	BOHLER A604 (AISI 304)
Dado de extrusión	Barra Redonda	BOHLER A604 (AISI 304)
Tornillo de ajuste del dado	Barra Redonda	BOHLER A604 (AISI 304)
Placa de ajuste de rodamientos	Barra Redonda	BOHLER V945 (AISI 1045)
Chaveta del tornillo de extrusión	Barra Cuadrada	BOHLER A604 (AISI 304)
Chaveta del eje porta rodamientos	Barra Cuadrada	AISI 1010
Base de tolva	Barra Redonda	BOHLER A604 (AISI 304)
Tolva	Lámina, e = 1mm	BOHLER A604 (AISI 304)
Placas de soporte de la camisa principal	Lámina, e = 10mm	BOHLER A604 (AISI 304)
Rodamientos cónicos 32214 J2/Q		ISO 355 (ABMA)
Pernos ALLEN	M10x30mm	INEN 1297
Perno hexagonal	M12x30mm	INEN 1238

Fuente: Freddy Guzmán – Henry Rojas

El montaje del equipo, manual de operación y mantenimiento del expeller y los planos constructivos, están expuestos en los anexos 5, 6, y 9, respectivamente.

35. Prensa expeller

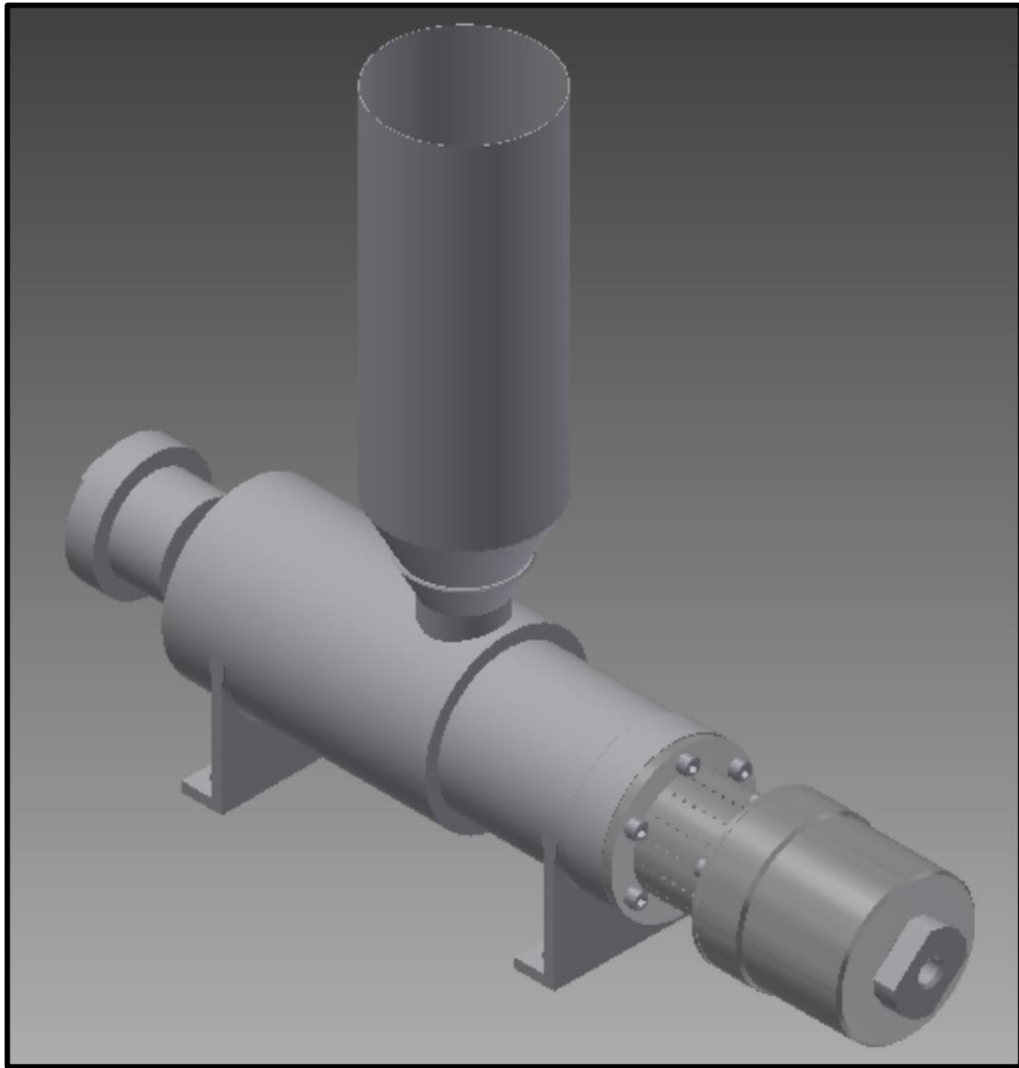


Figura 35. Prensa expeller.

Elaborado por: (Freddy Guzmán – Henry Rojas)

Capítulo V

5. Análisis económico financiero

El rediseño, construcción y montaje de elementos que componen la maquina expeller implican varios costos, los mismos que se presentan con la finalidad de cuantificar los recursos económicos para obtención de una maquina extractora.

5.1 Análisis económico

5.1.1 Costos directos

Materiales máquina expeller				
Ítem	Descripción	Cantidad	Valor unitario USD	Valor total USD
1	Barra acero Bohler A604 Ø76.2 x 490mm	1	\$126.00	\$126.00
2	Barra acero Bohler A604 Ø101.6 x 305mm	1	\$137.00	\$137.00
3	Barra acero Bohler A604 Ø76,2 x 100mm	1	\$19.00	\$19.00
4	Barra acero Bohler A604 Ø150 x 175mm	1	\$126.00	\$126.00
5	Barra acero Bohler A604 Ø152 x 125mm	1	\$140.00	\$140.00
6	Barra acero Bohler A604 Ø170 x 480mm	1	\$434.50	\$434.50
7	Barra acero Bohler V945 Ø140 x 46mm	1	\$15.25	\$15.25
8	Barra acero Bohler A604 Ø50.8 x 115mm	1	\$9.50	\$9.50
9	Barra acero Bohler A604 Ø101.6 x 125mm	1	\$42.00	\$42.00
10	Láminas acero Bohler A604 165x135x10mm	2	\$50.00	\$100.00
11	Lamina acero Bohler A604 480x450x1mm	1	\$30.00	\$30.00

12	Rodamientos cónico SKF 32214 J2/Q2	2	\$44.64	\$89.28
13	Pernos Allen M10x30mm grado 12.9	12	\$0.30	\$3.60
14	Varios(Tuercas, arandelas planas, arandelas de presión)	Global	\$30.00	\$30.00
Subtotal				\$1302,13
Mecanizado y mano de obra				
Ítem	Descripción	Costo hora hombre - máquina	Cantidad horas	Valor total USD
1	Mecanizado del tornillo extrusor en torno CNC	\$16.74	18	\$301.25
2	Mecanizado del eje porta rodamientos en torno CNC	\$16.30	10	\$163.00
3	Mecanizado del tornillo de ajuste del dado en torno CNC	\$15.91	5.5	\$87.50
4	Mecanizado de la camisa de extrusión en torno CNC	\$15.34	14.5	\$222.50
5	Mecanizado de la camisa con agujeros en torno CNC	\$15.33	30	\$460.00
6	Mecanizado de la camisa principal de soporte en torno convencional	\$12.50	40	\$500.00
7	Mecanizado de la placa de ajuste de rodamientos en torno CNC	\$16.67	6	\$100.00
8	Mecanizado de los dados de extrusión en torno	\$15.00	2.5	\$37.50
10	Mecanizado de la base de tolva en torno CNC	\$15.00	6	\$90.00
11	Construcción de la tolva	\$7.00	5	\$35.00
12	Construcción de las placas de soporte de la camisa principal	\$29.34	7	\$205.35
13	Reconstrucción de tolva de recolección de aceite	\$10.00	3	\$30.00
Subtotal				\$2,132.10

5.1.2 Costos indirectos.

Descripción	Valor total USD
Copias bibliográficas	\$60.00
Útiles de oficina	\$100.00
Movilización	\$150.00
Materia prima para pruebas	\$80.00
Subtotal	\$390.00

5.1.3 Resumen de costos.

Descripción	Valor total USD
Costos Directos	\$3,434.23
Costos Indirectos	\$390.00
Imprevistos	\$100.00
Subtotal	\$3,924.23
IVA 12%	\$470.91
Total Global	\$4,395.14

Capítulo VI

6.1 Análisis comparativo entre el molino de extracción de aceite de chonta y la máquina expeller para extracción de aceite de sachá inchi.

El presente proyecto, cuyo fin es extraer aceite, partió del rediseño de un molino para extracción de aceite de chonta, a una prensa expeller para extracción de aceite de sachá inchi. Los dos sistemas constan básicamente de un tornillo sin fin.

La tabla representa una comparación de los parámetros de la máquina que han sido mejorados para lograr una mejor extracción del aceite.

Tabla 15. Cuadro comparativo de molino para extracción de aceite de chonta vs prensa expeller para extracción de aceite de sachá inchi.

Parámetro	Molino de tornillo	Prensa expeller	Mejoras conseguidas
Sistema de extracción de aceite	Extrusión	Extrusión	
Geometría del tornillo	Paso variable, diámetro menor cónico	Paso constante, diámetro menor constante	Se requiere una menor potencia para un determinado volumen de producción
Capacidad estimada de producción de la máquina	8 kg/hora	20 kg/hora	Se incrementó la capacidad de producción de la máquina, debido a la geometría del tornillo y las camisas
Limpieza de tornillo y camisas	Por inyección de agua	Camisas y Tornillo de extrusión desmontables	Se obtiene una limpieza total de tornillo y camisas, debido a la facilidad que nos brinda este sistema desmontable rápido

Diseño de camisa con agujeros	9 agujeros inferiores	112 agujeros distribuidos circunferencialmente	Lo que favorece a un mejor desfogue total del aceite producto de la extrusión
Sistema de desfogue de material	Sección cilíndrica final del tornillo con tres ranuras sección reducida de desfogue, salida de producto extruido por los agujeros de salida de aceite	Camisa de extrusión con ángulo α de declinación a 45°	Fácil extrusión de la pasta y salida del 100% del material extruido por la sección circular del dado de extrusión
	Desfogue de material por una sección fija	Desfogue de material por dados de sección variable	El desfogue del material es a través de dados de extrusión intercambiables con diferentes diámetros internos

Fuente: Freddy Guzmán – Henry Rojas

6.2 Aplicaciones y proyecciones futuras de la prensa expeller.

El rediseño de la prensa expeller está enfocado en usos posteriores, lo que hace de ésta una máquina de usos múltiples, con tan solo cambiar algunas partes de su conjunto. Los posibles usos posteriores pueden ser:

- Mayor volumen de producción, con el incremento de un variador de velocidad al motor eléctrico motriz o al sustituir este motor por uno de igual potencia y mayor velocidad de rotación.
- Posibilidad de extracción de aceite de varias semillas similares en densidad y tamaño a la semilla de sacha inchi como higuierilla, ajonjolí, girasol y jatopha curcas; únicamente al cambiar los dados de extrusión a unos de

diámetro menor e instalar una resistencia de aporte de calor dependiendo el caso, para incrementar la temperatura en la camisa de extrusión.

Conclusiones

- El proceso de extrusión de la prensa expeller es el más adecuado para la extracción del aceite de sachá inchi requerido en la fundación Chankuap debido a que es un proceso continuo y de fácil operación.
- El ángulo de hélice del tornillo θ_e obtenido mediante el diseño en inventor es mayor que el obtenido mediante las formulaciones en el diseño del tornillo, lo que al realizar el cálculo da como resultado una leve reducción en la presión de extrusión y un incremento en el caudal másico extruido.
- La viscosidad aparente del sachá inchi influye directamente en el cálculo del volumen de producción, razón por la cual el valor obtenido es aproximado debido a que los factores de corrección de flujo m y n corresponden a la semilla de soja y no a la de sachá inchi. En este caso se usaron los datos de la semilla de soja porque su densidad es similar a la densidad del sachá inchi.
- La presión generada en el extremo del tornillo es directamente proporcional a las rpm del motorreductor y de igual manera a la longitud del tornillo.
- El volumen de producción de la máquina es directamente proporcional a las rpm y potencia del motorreductor, al incrementar las rpm también se incrementa la temperatura de extrusión. De manera secundaria el diámetro, el paso y la altura de los hilos del tornillo, influyen también en el volumen de producción.
- El flujo a contrapresión es directamente proporcional al diferencial de presión generado por la resistencia del flujo a través del diámetro interior del dado de extrusión; e inversamente proporcional al diámetro interior del dado de extrusión.

- El volumen de producción de 73.5 Kg/h obtenido mediante los cálculos abastece la demanda requerida por la fundación Fundación Chankuap que es de 20 kg/día. Lo que da la posibilidad de incrementar el volumen de producción a futuro según los requerimientos de la Fundación.
- La potencia obtenida para la extrusión del sachá inchi es de 2,79 hp lo que garantiza que el motorreductor de 5 hp con el que cuenta la máquina, trabaje sin problemas en la extrusión de semillas con densidad y geometría similar a la del sachá inchi.
- La prensa expeller se diseñó para una fácil operación y limpieza de sus partes, por lo cual el tornillo de extrusión es desmontable, al igual que la camisa con agujeros y la camisa de extrusión.
- La máquina expeller ha sido fabricada en acero inoxidable AISI 304 debido a que el proceso de extracción de aceite comestible debe cumplir condiciones estrictas de asepsia. Lo que asegura una extracción del aceite con un alto grado de limpieza y pureza.

Referencias

- Agueda Casado, E., Gómez Morales, T., García Jiménez, J. L., Navarro, J. M., & García, J. G. (2010). *Elementos Amovibles* (Cuarta ed.). Madrid: Ediciones Paraninfo, SA.
- Bailey, A. E. (2001). *Aceites y grasas industriales*. Barcelona: Reverté, S.A.
- Barbosa, G. V. (2002). *Handbook of Food Processing Equipment*. New York: Kluwer / Plenum Publishers.
- Beltrán, M., & Marcilla, A. (2012). *Tecnología de polímeros*. Alicante: Diazotec, S.A.
- BOHLER. (2007). *Manual de aceros especiales*. Quito: Bohler Ecuador. Obtenido de www.bohlerecuador.com
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Octava ed.). México DF: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- GFE Global. (10 de 06 de 2015). *Oil Presses*. Recuperado el 18 de 04 de 2015, de Oil Presses: <http://www.gfeglobal.com/product-category/gfe-energy/oil-presses/>
- Gómez, S. J., & Villegas, S. P. (2011). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TIPO EXPPELLER PARA LA EXTRACCIÓN DE ACEITE VEGETAL A PARTIR DE LA SEMILLA DE LA JATROPHA CURCAS CON CAPACIDAD DE 200 KILOGRAMOS/HORA PARA LA E.S.P.E - IASA II*. Quito: ESPE.
- Groover, M. P. (2007). *Fundamentos de manufactura moderna* (Tercera ed.). Mexico D.F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES.

- Hall, A. S., Holowenco, A. R., & Laughlin, H. G. (1971). *Diseño de máquinas*.
México: McGraw-Hill.
- Heldman, D. R., & Lund, D. B. (2007). *Handbook of food engineering* (Second ed.).
New York: Taylor & Francis Group.
- Hurtado, Z. A. (2013). *ANÁLISIS COMPOSICIONAL DE LA TORTA Y ACEITE DE SEMILLAS DE SACHA INCHI (Plukenetia volubilis) CULTIVADA EN COLOMBIA*. Palmira: Universidad Nacional de Colombia.
- INDUCAM. (25 de 03 de 2015). *Maquinaria de producción Colombiana*. Obtenido de Maquinaria de producción Colombiana:
<http://www.inducam.com.co/index.html>
- INIA. (01 de 12 de 2007). *Instituto Nacional de Innovación Agraria*. Recuperado el 27 de 04 de 2015, de Instituto Nacional de Innovación Agraria:
<http://www.bvcooperacion.pe/biblioteca/bitstream/123456789/4124/3/BVCI003906.pdf>
- Instituto de Investigaciones de la Amazonía Peruana. (2 de Noviembre de 2009). *Prom Amazonía*. Recuperado el 09 de Mayo de 2015, de Prom Amazonía:
http://www.promamazonia.org.pe/SiBiocomercio/wfr_LineaProductivaItem.aspx?Tef_IdTemaFicha=377
- Kokini, J. L., & Karwe, M. V. (1992). *Food Extrusion Science and Technology*. New York: Marcel Dekker.
- MAGAP. (28 de 07 de 2014). *Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca*. Recuperado el 06 de 25 de 2015, de Ministerio de Agricultura,

Ganadería, Acuicultura y Pesca: <http://www.agricultura.gob.ec/aumenta-la-produccion-del-sacha-inchi-en-morona-santiago/>

MINAGRI. (3 de 10 de 2009). *Ministerio de agricultura y riego*. Recuperado el 15 de 05 de 2015, de Ministerio de agricultura y riego:
http://www.pdrs.org.pe/img_upload_pdrs/36c22b17acbae902af95f805cbae1ec5/Manual_de_produccion_de_sacha_inchi_para_web.pdf

MINAGRI. (19 de Noviembre de 2013). *Ministerio de agricultura y riego*. Recuperado el 2015, de Ministerio de agricultura y riego:
http://agroaldia.minag.gob.pe/biblioteca/download/pdf/manuales-boletines/sacha-inchi/sacha_inchi.pdf

Morales, M. T., & Carneán, A. M. (2012). *Grasas y aceites alimentarios*. Madrid: Díaz de Santos.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). Naucalpan de Juárez: PEARSON Educación.

Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos* (Sexta ed.). Naucalpan de Juárez: PEARSON Educación.

Muirragui, C. M. (2013). *Estudio de factibilidad del uso de pasta de Sacha Inchi (Plukenetia volubilis) en dietas para aves*. Quito: Universidad San Francisco de Quito.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas* (Cuarta ed.). Naucalpan de Juárez: Pearson Educación.

Nusselder, H., & Van Dijck, P. (2015). *Un recorrido por líneas locales*. San José: Geovanny Estrada. Obtenido de www.cdr.or.cr

- Ochoa, R. (04 de 07 de 2015). Producción de sachá inchi. (F. Guzmán, Entrevistador) Macas - Huamboya, Morona Santiago, Ecuador.
- Quitiaquez Sarzosa, W. G., & Reina Yanque, C. I. (2011). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO PARA LA EXTRACCIÓN DE ACEITE DE CHONTA (FRUTO DE PALMERAS)*. Quito: UPS.
- Riaz, M. N. (2000). *Extruders in food applications*. Boca Raton, FL: Taylor & Francis Group.
- Sihuario, D. (2013). *EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO EN LA EXTRACCIÓN DEL ACEITE DE SACHA INCHI (Plukenetia volubilis L.) DEL ECOTIPO PREDOMINANTE EN EL VALLE DEL RÍO APURÍMAC (AYACUCHO) Y SU CARACTERIZACIÓN FÍSICO-QUÍMICA Y SENSORIAL*. Ayacucho: Universidad Nacional Jorge Basadre Grohmann de Tacna. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/269096951/Sacha-Inchi-Balance-Characterísticas>
- Singh, P. R., & Heldman, D. R. (2009). *Introduction to Food Engineering* (Fourth ed.). Burlington, MA: Elsevier.
- SKF. (20 de Agosto de 2013). *SKF España*. (S. G. 2013, Ed.) Recuperado el 20 de Agosto de 2015, de SKF España: <http://www.skf.com/binary/76-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- SKF. (19 de Agosto de 2015). *SKF*. Recuperado el 20 de Agosto de 2015, de SKF: <http://www.skf.com/group/knowledge-centre/engineering-tools/skfbearingcalculator.html>
- Tadmor, Z., & Gogos, C. G. (2006). *Principles of polymer processing* (Second ed.). New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.

Torres, O. J., & Pérez, W. (2006). *Tecnología de extrusión en alimentos* (Vol. 16).

La Habana: Instituto de investigaciones para la industria alimenticia.