

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
“INGENIERO MECÁNICO”**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO PARA EXTRAER ACEITE
DEL FRUTO MORETE**

AUTORES:

MIGUEL ALEJANDRO CÁRDENAS MOSQUERA

MARCO PATRICIO TACURI CORONEL

DIRECTOR:

ING. FABIO OBANDO

QUITO, JULIO DE 2011

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores: Miguel Alejandro Cárdenas Mosquera y Marco Patricio Tacuri Coronel.

Los conceptos desarrollados, análisis, cálculos realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente:

ING. Fabio Obando
DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN

Nosotros, Miguel Alejandro Cárdenas Mosquera y Marco Patricio Tacuri Coronel, declaramos bajo juramento que el trabajo realizado es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en el presente documento.

A través de la presente declaración, cedemos el derecho de propiedad intelectual correspondiente de este trabajo a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad vigente.

Miguel Alejandro Cárdenas Mosquera

Marco Patricio Tacuri Coronel

DEDICATORIA

El presente trabajo, realizado con la mayor dedicación y esfuerzo, se lo dedicamos a nuestros padres quienes con su constante apoyo y cariño nos apoyaron en este proceso largo pero satisfactorio.

Los Autores.

Dedico a mis padres y hermana, Miguel, Janeth, Carolina, y a mi familia -la sociedad MH-, quienes con su cariño y apoyo son el mi motor para alcanzar el más grande logro dentro del proceso de aprendizaje.

Miguel

El presente trabajo va dedicado principalmente a mis padres Manuel y Rosa, por el apoyo incondicional, respaldo, comprensión, y buenos consejos, que siempre me han brindado para poder culminar una etapa importante en mi vida.

A mis hermanos Fabián y Marcelo, por demostrarme que se puede cumplir las metas con esfuerzo y trabajo.

Marco Patricio.

AGRADECIMIENTOS

A nuestra querida Universidad Politécnica Salesiana, nuestro más sincero agradecimiento por darnos la oportunidad, de haber compartido conocimientos y momentos sanos de esparcimiento con nuestros amigos y docentes, y por haber depositado su confianza y esfuerzo económico para el desarrollo de este proyecto, el mismo que busca el mejoramiento de sus usuarios.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica, campus Kennedy representada por sus docentes quienes nos han brindado sus conocimientos y apoyo.

A nuestro director, el Ing. Fabio Obando, a nuestro amigo y colaborador el Ing. Patricio Quitiaquez, quienes nos supieron guiar correctamente compartiendo sus valiosas experiencias para el desarrollo del presente proyecto y su acertada colaboración, un infinito gracias

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el Sector del Oriente ecuatoriano, existe el fruto denominado “Morete”, (MAURITIA FLEXUOSA), que es una palma oleaginosa, que a partir de sus partes como cascara, pulpa y semilla, es factible industrializar para la producción de ácidos grasos.

En el sector amazónico la población únicamente lo consume artesanalmente, y como tal no existe una explotación industrial del fruto de la palma del Morete, razón por la cual, se ve la necesidad de implementar una máquina de extracción de sus ácidos grasos, denominado “Molino De Extracción de Ácidos Grasos (Aceite) del fruto del Morete”.

JUSTIFICACIÓN

La problemática de la zona amazónica, como tal, es la falta de desarrollo de industrias no petroleras, y como tal, con la investigación del Diseño de un Molino de Extracción de Aceite, se propone el inicio del desarrollo de una industria sostenible y manejada por su propios habitantes.

Es eminente sacar adelante el diseño y concretar la construcción del Molino de Extracción de Aceite, porque a partir de su aparición y funcionamiento, será el hito que marque la diferencia en el mejoramiento del estatus de vida de cada uno de los habitantes de la zona amazónica, bajo el principio de una economía sostenible.

El diseño del Molino debe garantizar que la materia prima será aprovechada en su máxima expresión, teniendo como resultado una mejora en la utilización del fruto de la palma del Morete.

La comunidad de la Amazonía, en la región de Macas, específicamente las comunidades donde se desarrolla la fundación Chankuap, se verá beneficiada con la implementación del Molino de Extracción de Aceite, debido a que se industrializará la explotación del fruto del Morete, aumentando el bienestar económico y plazas de trabajo de los pobladores de la zona.

OBJETIVOS

Objetivo General

Diseñar y construir un Molino De Extracción de Ácidos Grasos del fruto del Morete.

Objetivos Específicos

- Investigar las propiedades mecánicas y físicas del Fruto de la Palma del Morete obteniendo las características y datos necesarios para el desarrollo del diseño.
- Investigar los mejores parámetros necesarios del volumen de producción, para una extracción óptima.
- Seleccionar los materiales acordes de grado alimenticio para la construcción del Molino de Extracción de acuerdo a las normas vigentes en la República del Ecuador.
- Diseñar el Molino de Extracción bajo los parámetros estudiados, garantizando su correcto funcionamiento.
- Realizar pruebas de funcionamiento a través del correspondiente protocolo de pruebas, para establecer el volumen de producción máximo.

ALCANCE

El alcance del presente proyecto es el diseño y construcción de un Molino De Extracción de Ácidos Grasos del fruto del Morete para procesar 50 kilogramos de la fruta Morete mensualmente. De lo cual se estima que se obtendrá 1000 cm³ de Ácido Graso (Aceite), por cada 5 kilogramos de fruta molida.

En cuanto al tipo de molino de extracción, se realizara el debido estudio de factibilidad para determinar un diseño adecuado que se ajuste a los requerimientos antes mencionados.

Se utilizaran los materiales de grado alimenticio en partes y piezas que tengan contacto directo con la materia prima y el producto elaborado.

Debido a que este molino se utilizara en un lugar remoto, donde la accesibilidad a la energía eléctrica es nula, se propondrá la utilización de un motor de combustión interna a diesel o un grupo electrógeno, para utilizar su energía como la fuerza motriz del molino.

HIPÓTESIS

Hipótesis General

El diseño y construcción del Molino De Extracción de Ácidos Grasos (Aceite) del fruto del Morete, se fortalecerá y potenciará el uso de este fruto para aportar con el desarrollo productivo de la zona, garantizando el crecimiento económico y humano de la comunidad amazónica.

Hipótesis Específicas

- La investigación de las propiedades mecánicas y físicas del Fruto de la Palma del Morete, nos ayudará con datos necesarios como la resistencia a la fractura, humedad, tamaño del grano; los cuales serán orientados para optimizar el diseño del molino.
- Los ajustes de diseño del molino de extracción, se deciden a partir de la investigación del volumen de producción para satisfacer las necesidades de la comunidad.
- La selección de los materiales se realizará a partir del criterio de grado alimenticio, para garantizar un molino de alta calidad.
- El diseño del Molino de Extracción se lo realizará tomando los datos obtenidos de la investigación realizada tanto al fruto y al volumen de producción requerido.
- La puesta en marcha del molino de extracción se lo realizará bajo parámetros de protocolos de pruebas para comprobar el correcto funcionamiento.

ÍNDICE GENERAL

DECLARACIÓN	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTOS.....	IV
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	V
JUSTIFICACIÓN	VI
OBJETIVOS	VII
Objetivo General	VII
Objetivos Específicos	VII
ALCANCE	VIII
HIPÓTESIS	IX
Hipótesis General	IX
Hipótesis Específicas.....	IX
GLOSARIO.....	23
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	3
1.1. FRUTA DEL MORETE - “Mauritia Flexuosa”	3
1.1.1. Características de la palma de morete "Mauritia Flexuosa"	3
1.1.1.1. Nombre científico	4
1.1.1.2. Nombre vulgar	4
1.1.2. Clasificación Taxonómica.....	5

1.1.3. Descripción botánica de las partes de la palma	5
1.1.4. Ecología	7
1.1.5. Fisiografía	7
1.1.6. Suelos.....	7
1.2. Métodos experimentales, fruta del morete	8
1.2.1. Composición del fruto.....	8
1.2.2. Tamaño	9
1.2.3. Peso.....	9
1.2.4. Porcentajes de cascara, pulpa y semilla	9
1.3. Resultados	10
1.3.1. Características físicas del fruto.....	10
1.3.2. Tamaño y Forma.....	10
1.3.3. Color	11
1.3.4. Peso.....	11
1.3.5. Porcentajes de cascara, pulpa y semilla	11
1.4. Procesos para la obtención de aceite a partir de la fruta del morete	12
1.4.1. Recolección de Frutos de la palma del Morete.....	12
1.4.2. Transporte	12
1.4.3. Selección y clasificación	13
1.4.4. Limpieza de los frutos.....	13
1.4.5. Extracción de aceite	13

1.5. Teoría de diseño	15
1.5.1. Efectos estáticos para triturador de rodillos	15
1.5.1.1. Esfuerzos de compresión.....	15
1.5.1.2. Momento flexionante y torsión.....	16
1.5.1.3. Teoría del esfuerzo normal máximo (MNST)	17
1.5.1.4. Teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST).....	18
1.5.1.5. Teoría de la energía de la distorsión (DET).....	19
1.5.1.6. Esfuerzo equivalente debido a compresión, flexión y torsión	20
1.5.2. Efectos dinámicos.....	21
1.5.2.1. Factores que modifican el límite de resistencia a fatiga.....	21
1.5.2.2. Esfuerzo normal de diseño–carga por fatiga.....	27
1.5.2.3. Esfuerzos fluctuantes	28
1.5.3. Efecto de la presurización	31
1.5.3.1. Esfuerzos en los cilindros	31
1.6. Cadenas y catarinas	34
1.6.1. Cadenas de rodillos	34
1.6.2. Longitud de la cadena	34
1.6.3. Análisis de fuerzas en ruedas catarinas.....	35
1.6.4. Selección del tamaño de la rueda catarina y la distancia central	35
1.7. Rodamientos	37
1.7.1. Selección de rodamientos.....	37

1.7.2. Relación de carga y duración	37
1.7.3. Duración de diseño	37
1.8. Chavetas.....	39
Figura 1. 14 Ilustración de una cuña cuadrada	39
1.8.1. Análisis de esfuerzos para determinar la longitud de las cuñas.....	40
1.9. Pernos	43
1.9.1. Selección de pernos para soportar carga a tensión.....	43
1.9.2. Selección de pernos para soportar carga a corte	47
Figura 1. 16 Perno sometido a corte doble	47
1.10. Acero inoxidable	49
1.10.1. Tipos y grados de acero inoxidable	49
1.10.2. Comportamiento tenso-deformacional básico	50
1.10.3. Propiedades mecánicas y físicas del acero inoxidable	51
CAPITULO 2	53
2. Análisis de alternativas.....	53
2.1. Proceso y métodos para la extracción de aceite.	53
2.1.1. Análisis y selección del Método de Proceso Tecnológico de Transformación.	56
2.1.1.1. Proceso de Transformación	57
2.1.1.2. Primera Transformación.....	57
2.1.1.3. Segunda Transformación.....	57
2.2. Molienda (Primera Transformación)	58

2.2.1. Reducción del Tamaño de la Materia Prima	58
2.2.2. Tipos de Molinos.....	60
2.2.2.1. Molino de Discos	61
2.2.2.2. Molino de Martillos	63
2.2.2.3. Molino de Rodillos.....	64
2.2.3. Estudio del tipo de molino.	65
2.2.3.1. Alternativa 1: Molino de discos	65
2.2.3.2. Alternativa 2: Molino de martillos	66
2.2.3.3. Alternativa 3: Molino de rodillos.....	66
2.2.4. Selección de la Alternativa.....	67
2.2.4.1. Grado de reducción	67
2.2.4.2. Control del tamaño del producto.....	67
2.2.4.3. Facilidad de operación	68
2.2.4.4. Fabricación	68
2.2.4.5. Partes y piezas.....	68
2.2.4.6. Montaje	68
2.2.4.7. Fácil Mantenimiento	68
2.2.4.8. Costo	68
2.2.4.9. Seguridad.....	69
2.3. Extracción (Segunda Transformación)	70
2.3.1. Tipos del Método de Extracción.....	70

2.3.1.1. Prensa Hidráulica.....	70
2.3.1.2. Extrusión	71
2.3.2. Tipos de Extrusores	72
2.3.2.1. Extrusores Húmedos	72
2.3.2.2. Extrusores Secos	73
2.3.3. Estudio del tipo de extracción	75
2.3.3.1. Alternativa 1: Prensa Hidráulica	75
2.3.3.2. Alternativa 2: Extrusora de tornillo simple.	76
2.3.3.3. Alternativa 3: Extrusora de tornillo doble, auto limpiante.	76
2.3.4. Selección de la Alternativa.....	77
CAPITULO 3.....	78
3. Diseño de la máquina de trituración y extrusión.....	78
3.1. Ensayo de compresión.	78
3.2. Coeficiente de fricción.....	78
3.2.1. Dedución Matemática del Coeficiente de Fricción(μ_s)	79
3.3. Diseño de molino de rodillos	80
3.3.1. Molino de rodillos	80
3.3.2. Angulo de separación de los rodillos (A).....	81
3.3.3. Diámetro de los rodillos	81
3.3.4. Longitud de los rodillos	82
3.3.5. Longitud de arco de contacto entre la fruta morete y los rodillos	82

3.3.6. Análisis de los esfuerzos unitarios de la fruta	83
3.4. Momento de inercia de la masa.....	83
3.4.1. Cálculo de momento de inercia de la masa en los ejes	83
3.4.2. Cálculo de momento de inercia de la masa en los rodillos.....	84
3.4.3. Cálculo de momento de inercia de masa total	85
3.4.4. Cálculo de la potencia para vencer el momento de inercia de la masa	85
3.5. Cálculo de potencia	86
3.5.1. Cálculo de potencia debido a las cargas en los rodillos	86
3.6. Diseño de la máquina de extracción de aceite del fruto morete	87
3.6.1. Características geométricas del tornillo extrusor.....	88
3.6.2. Análisis de la extrusión.....	90
3.6.3. Reología de los alimentos fluidos.....	91
3.6.4. Flujo en el extrusor	94
3.6.5. Potencia requerida para la extracción	100
3.7. Cálculo, diseño y selección de elementos de la máquina de trituración	100
3.7.1. Ensayo de compresión	100
3.7.2. Deducción Experimental de Coeficiente de Fricción (μ).....	101
3.7.2.1. Angulo de separación (A).....	103
3.7.2.2. Diámetro de los rodillos	103
3.7.2.3. Longitud de los rodillos.....	104
3.7.2.4. Longitud de arco de contacto entre la fruta morete y los rodillos.....	104

3.7.2.5. Esfuerzo unitario de la fruta del Morete	104
3.7.3. Cálculo de momento de inercia de la masa	105
3.7.3.1. Cálculo de momento de inercia de la masa en el eje motriz	105
3.7.3.2. Cálculo de momento de inercia de la masa en el rodillo motriz	106
3.7.3.3. Cálculo de momento de inercia de masa total	107
3.7.4. Cálculo de la potencia	107
3.7.4.1. Cálculo de la potencia para vencer el momento de inercia de la masa total..	107
3.7.4.2. Cálculo de potencia debido a las cargas en los rodillos	109
3.7.5. Selección de la catarina	111
3.7.5.1. Análisis de fuerzas en la catarina	111
3.7.6. Diseño de ejes para los rodillos	113
3.7.6.1. Diagramas de fuerzas cortantes, momentos flexionantes y par de torsión	113
3.7.6.2. Diagrama de cuerpo libre del eje central del rodillo en el Plano X-Y.....	113
3.7.6.3. Diagrama de la fuerza cortante y momento flexionante en el plano X-Y	113
3.7.6.4. Diagrama del eje central del rodillo en el Plano X-Z.....	115
3.7.6.5. Diagrama de la fuerza cortante y momento flexionante en el plano X-Z.....	115
3.7.6.6. Diagrama del Momento Torsor en el eje central del rodillo	117
3.7.6.7. Diseño del eje central del rodillo	118
3.7.6.8. Diseño estático del eje central del rodillo.....	118
3.7.6.9. Diseño dinámico del eje central del rodillo	121
3.7.8. Selección de chavetas para los ejes porta rodillos	123

3.7.9. Selección de rodamientos para el eje porta rodillos.....	125
3.7.10. Selección de pernos	126
3.7.10.1. Selección de pernos cargas a tensión	127
3.7.10.2. Selección de pernos para soportar carga a corte	129
3.8. Diseño de la máquina de extracción de aceite del fruto morete	131
3.8.1. Características geométricas del tornillo extrusor.....	131
3.8.1.1. Numero de hélices.....	131
3.8.1.2. Razón de corte aparente	132
3.8.1.3. Viscosidad aparente	132
3.8.2. Capacidad de producción de la máquina extractora.....	133
3.8.3. Calculo de flujo de arrastre y flujo de presión.....	133
3.8.3.1. Flujo de arrastre	133
3.8.3.2. Presión estática máxima	134
3.8.3.3. Flujo de presión	134
3.8.4. Cálculo de potencia en el extrusor	135
3.9. Cálculo de la potencia de la máquina extrusora	136
3.10. Cálculo del husillo de extrusión	136
3.10.1. Diagrama de cuerpo libre del tornillo extrusor.....	136
3.10.2. Diagrama de la fuerza de compresión en el tornillo extrusor	138
3.10.3. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.	139
3.10.3.1. Diagrama de la fuerza de compresión en el tornillo extrusor en el plano Y-Z	140

3.10.3.1. Diagrama de la fuerza de compresión en el tornillo extrusor en el plano Y-Z	142
3.10.4. Diagrama de momento Torsor en el tornillo extrusor	144
3.10.5. Análisis de esfuerzos estáticos en el tornillo extrusor.....	145
3.10.6. Análisis de esfuerzos dinámicos del tornillo extrusor.....	147
3.11. Selección de chavetas para el tornillo extrusor	150
3.12. Selección de rodamiento cónico para el tornillo extrusor	154
3.13. Selección de retenedores.....	156
3.14. Selección de pernos	157
3.14.1. Selección de pernos cargas a tensión	158
3.14.2. Selección de pernos para soportar carga a corte	160
3.15. Cálculo del cilindro	162
3.16. Selección de pernos	164
3.16.1. Selección de pernos para soportar carga a corte	164
3.17. Estructura	166
3.17.1. Longitud efectiva	168
3.17.2. Radio mínimo de giro	168
3.17.3. Relation de esbeltez	169
3.17.4. Carga crítica	170
3.18. Diseño de pernos para sujeción del motor	170
3.18.1. Selección de pernos cargas a tensión	174
3.18.2. Selección de pernos para soportar carga a corte	176

3.19. Diseño de soldadura.....	178
3.19.1. Soldadura con electrodo metálico revestido.....	178
3.19.2. Nomenclatura de los electrodos.....	180
3.18.3. Resistencia de la soldadura.....	181
3.18.4. Soldadura TIG.....	185
CAPITULO 4.....	187
4. Análisis de costos.....	187
4.1. Costos directos.....	188
4.1.1. Costos de materiales e insumos utilizados.....	188
4.1.2. Costos de Mano de Obra Directa.....	191
4.2. Costos indirectos.....	192
4.2.1. Costos indirectos de fabricación (insumos).....	192
4.3 Costos por carga fabril.....	193
4.3.1 Costos de fabricación rodillos dentados y tornillo extrusor.....	193
4.3.2. Costos de fabricación bases de rodillos.....	194
4.3.3. Costos de fabricación de tolvas y protecciones.....	194
4.3.4. Total de costos por carga fabril.....	196
4.4. Resumen de costos.....	196
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	197
CONCLUSIONES.....	197
RECOMENDACIONES.....	199

BIBLIOGRAFÍA	200
--------------------	-----

Anexos

Anexo 1: Planos

Anexo 2: Protocolo de pruebas

Anexo 3: Manual de operación y mantenimiento

Anexo 4: Tablas

Anexo 5: Proformas y facturas

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Morete, (Mauritia Flexuosa).....	3
Figura 1. 2 Tallo de la palmera, Mauritia Flexuosa.....	4
Figura 1. 3 Flores y frutos en la palmera, Mauritia Flexuosa	6
Figura 1. 4 Composición del fruto.....	8
Figura 1. 5 Tamaño y forma del fruto Morete.....	10
Figura 1. 6 Cascara, Pulpa y Semilla del Fruto Morete.....	11
Figura 1. 7 Aceite refinado extraído del Fruto del Morete	14
Figura 1. 8 Diagrama de cuerpo libre donde las fuerzas producen esfuerzo de compresión	15
Figura 1. 9 Sensibilidad a la muesca como una función del radio de la muesca para varios materiales y tipos de carga.....	26
Figura 1. 10 Esfuerzo fluctuante senoidal.....	28
Figura 1. 11 Esfuerzo repetido	29
Figura 1. 12 Esfuerzo senoidal completamente invertido.....	29
Figura 1. 13 Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna	32
Figura 1. 14 Ilustración de una cuña cuadrada.....	39
Figura 1. 15 Junta atornillada	43

Figura 1. 16 Perno sometido a corte doble.....	47
Figura 1. 17 Curvas tensión-deformación típica para el acero inoxidable y el acero al carbono.....	51
Figura 2. 1 Diagrama del Proceso Primario de transformación del Morete.....	56
Figura 2. 2 Diferentes tipos de molinos: a) de piedras; b) de discos metálicos; c) de cilindros o rodillos estriados; d) de rodillos lisos, y e) de martillos	61
Figura 2. 3 Diagrama de un molino de platos (discos)	62
Figura 2. 4 Molino de Discos	62
Figura 2. 5 Molino de Martillos, partes principales.....	63
Figura 2. 6 Molino de Martillos.....	64
Figura 2. 7 Molino de Rodillos.....	64
Figura 2. 8 Separación de rodillos	66
Figura 2. 9 Partes de máquina de extrusión	71
Figura 2. 10 Alimentación del producto y dirección de flujo	72
Figura 2. 11 Extrusores de doble tornillo contra-rotación y co-rotación.....	74
Figura 2. 12 Extrusores de tornillo doble engranado y sin engranar	74
Figura 3. 1 Fruto Morete en plano inclinado.....	79
Figura 3. 2 Representación esquemática de una extrusora de husillo simple.	87

Figura 3. 3 Detalles de un tornillo extrusor dentro del barril	88
Figura 3. 4 Zonas de procesado en una extrusora.....	90
Figura 3. 5 Pseudoplasticidad, efecto de cizalla sustancias fluidificantes.	92
Figura 3. 6 Parámetros de flujo de algunos fluidos de ley de potencia familiares.	93
Figura 3. 7 Modelo del canal de flujo	94
Figura 3. 8 Gradiente típico de presión en un extrusor.....	95
Figura 3. 9 Factores de corrección del flujo de arrastre y flujo de presión	97
Figura 3. 10 Factor de corrección del flujo de arrastre debido al número de espiras .	98
Figura 3. 11 Factor de corrección del flujo de presión debido al número de espiras .	98
Figura 3. 12 Factor de corrección del flujo de arrastre en función del ángulo de hélice	99
Figura 3. 13 Factor de corrección del flujo de presión en función del ángulo de hélice	99
Figura 3. 14 Dimensiones del eje porta rodillos	105
Figura 3. 15 Rodillo motriz para trituración	106
Figura 3. 16 Dimensiones del rodillo triturador	106
Figura 3. 17 Distribución de la carga ejercida por la fruta del morete a los rodillos	109
Figura 3. 18 Fuerza flexionante en catarina del rodillo	112
Figura 3. 19 Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Y	113
Figura 3. 20 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante en el plano X-Y	114
Figura 3. 21 Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Z	115

Figura 3. 22 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante en el plano X-Z	116
Figura 3. 23 Diagramas del par de torsión en el eje porta rodillo	117
Figura 3. 24 Diagrama del par de torsión.....	117
Figura 3. 25 Diagrama de fuerzas que actúan en el tornillo extrusor	137
Figura 3. 26 Fuerzas de compresión que actúan en el tornillo extrusor	138
Figura 3. 27 Diagramas de fuerzas de compresión en el tornillo extrusor.....	138
Figura 3. 28 Arreglo de catarinas entre el motor y el tornillo extrusor	139
Figura 3. 29 Distribución de fuerzas en el tornillo extrusor plano Y-Z.....	140
Figura 3. 30 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante en el tornillo extrusor.....	141
Figura 3. 31 Distribución de fuerzas en el tornillo extrusor plano Y-Z.....	142
Figura 3. 32 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante en el tornillo extrusor.....	143
Figura 3. 33 Momento Torsor en el tornillo extrusor	144
Figura 3. 34 Diagrama del momento Torsor en el tornillo extrusor	144
Figura 3. 35 Retenedores mecánicos	156
Figura 3. 36 Estructura.....	166
Figura 3. 37 Características del tubo estructural cuadrado	167
Figura 3. 38 Sujeción del motor mediante pernos	170
Figura 3. 39 Distribución de fuerzas en la máquina	171

Figura 3. 40 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en la maquina extrusora.....	171
Figura 3. 41 Soldadura eléctrica con electrodo metálico revestido	179
Figura 3. 42 Geometría de soldaduras y parámetros que se usan cuando se consideran varios tipos de carga.....	182
Figura 3. 43 Soldadura TIG.....	185

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Porcentaje de aceite de las partes del fruto Morete	14
Tabla 1. 2 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	23
Tabla 1. 3 Factor de confiabilidad para seis probabilidades	24
Tabla 1. 4 Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	25
Tabla 1. 5 Duración recomendada para rodamientos.....	38
Tabla 1. 6 Dimensiones en pulgadas de cuñas cuadradas y rectangulares estándar ...	40
Tabla 1. 7 Especificaciones para el acero usado en los pernos de la serie en milímetros.....	46
Tabla 1. 8 Propiedades mecánicas y físicas del acero inoxidable.	52
Tabla 2. 1 Clasificación de los procesos utilizados en la industria agroalimentaria según el tipo de operación o fenómeno aplicado.....	54
Tabla 2. 2 Clasificación de los procesos utilizados en la industria agroalimentaria según su finalidad.	55
Tabla 2. 3 Parámetros y selección de alternativa.....	69
Tabla 2. 4 Parámetros y selección de alternativa para la extrusión	77

Tabla 3. 1 Resistencia al aplastamiento que presenta la fruta Morete	101
Tabla 3. 2 Angulo al cual el fruto de Morete empieza a deslizarse	102
Tabla 3. 3 Características geométricas del tornillo extrusor	131
Tabla 3. 4 Significado del sufijo para electrodos revestidos	180
Tabla 3. 5 Significado del sufijo de la última cifra de los electrodos.....	180
Tabla 3. 6 Resistencia mínima de las clases de electrodos	184
Tabla 4. 5 Costos de materiales e insumos utilizados.....	190
Tabla 4. 6 Costos indirectos de fabricación	192
Tabla 4. 7 Costos de fabricación rodillos dentados y extrusor.....	193
Tabla 4. 8 Costos de fabricación bases de rodillos	194
Tabla 4. 9 Costos de fabricación de tolvas y protecciones	195
Tabla 4. 10 Total de costos por carga fabril.....	196
Tabla 4. 11 Resumen de costos	196

ANEXO 2

Tabla 1 Verificación general de la máquina

Tabla 2 Verificación visual de materiales y elementos de la máquina

Tabla 3 Verificación de juntas apertadas y soldadura

Tabla 4 Funcionamiento en vacío de la máquina

Tabla 5 Grado de molienda gruesa

Tabla 6 grado de molienda fina

Tabla 7 Extracción de aceite

ANEXO 4

Tabla A.4. 1 Propiedades mecánicas de los materiales

Tabla A.4. 2 Propiedades mecánicas del acero de transmisión SAE 1018

Tabla A.4. 3 Criterios de selección y propiedades mecánicas del acero inoxidable

Tabla A.4. 4 Composición química y Propiedades mecánicas de tubos de acero inoxidable

Tabla A.4. 5 Diámetro estándar de los tubos con costura en acero inoxidable.

Tabla A.4. 6 Test Hidrostático en tubos de acero inoxidable

Tabla A.4. 7 Cadenas sencillas (Roller Chains ANSI B29.1-1975)

Tabla A.4. 8 Candados para cadenas

Tabla A.4. 9 Piñones o catarinas NK 50 ANSI (ASA)

Tabla A.4. 10 Rodamiento rígido de bolas serie 6000

Tabla A.4. 11 Rodamiento rígido de bolas serie 6000

Tabla A.4. 12 Rodamientos de rodillos cónicos serie 30, 31, 32

Tabla A.4. 13 Tubo Estructural Cuadrado

GLOSARIO

Oleaginosas: Las plantas oleaginosas son vegetales de cuya semilla o fruto puede extraerse aceite, en algunos casos comestibles y en otros casos de uso industrial.

Mauritia Flexuosa: el burití, moriche, canangucha, mirití, morete o aguaje es una especie de palmera perteneciente a la familia Arecaceae,

Areaceae: normalmente se las conoce como palmeras o palmas

Raíces fúlcreas: se les conoce con el nombre de raíces zancudas. Son raíces visibles como “patas de araña”, sobre las cuales se apoya el tronco o fuste.

Endocarpio o endocarpo: es la capa más interior del pericarpio, es decir la parte del fruto que rodea a las semillas.

Mesocarpio o mesocarpo: Es la parte de la fruta que se consume normalmente y es resultado de la transformación de la pared ovárica de la flor, por lo que normalmente envuelve al endocarpio que a su vez envuelve a las semillas.

Epicarpio: es la parte que suele proteger al fruto del exterior, es decir es la cáscara.

Chicha: es el nombre que recibe la sustancia espesa de color amarillo extraída del fruto morete.

Presurización: Elevación de la presión en el interior de un recipiente o un recinto cerrado por encima de la presión exterior

Trituración: es un proceso de reducción de materiales comprendido entre los tamaños de entrada

Extrusión: es un proceso utilizado para crear objetos con sección transversal definida y fija.

Reología: estudio de la deformación y el flujo de la materia.

Fluido pseudoplástico: fluido que se caracteriza por una disminución de su viscosidad y de su esfuerzo cortante, con la velocidad de deformación.

Estopas: Filamentos gruesos y toscos de la fibra vegetal.

INTRODUCCIÓN

El fruto del Morete es consumido en su gran parte por los habitantes nativos de la región amazónica, dadas las condiciones alimenticias y vitamínicas que posee este fruto existe la necesidad de la extracción de su aceite crudo para luego realizar su respectiva refinación para este fin se necesita de un molino de extracción, el cual posea todas las características para poder realizar una correcta extracción del aceite.

Los aceites y grasas constituyen un grupo de alimentos altamente energéticos, estos aceites que se acumulan en algunas especies vegetales (oleaginosas) producto de su metabolismo; constituyen reservas de energía para el embrión cuando este empieza su desarrollo.

En el Ecuador en los últimos 50 años se ha desarrollado una floreciente industria en torno al aprovechamiento de cultivos herbáceos oleaginosos y leñosos, mismos que comprenden un conjunto variado de especies vegetales de diferentes familias; están caracterizadas por producir frutos y semillas con altos contenidos de aceite.

Su aprovechamiento ha estado basado en la extracción de aceite, pero muchos de los subproductos de esta extracción tienen igual importancia en el aspecto económico. El mayor consumo de los aceites de tipo vegetal se encuentra destinado a la alimentación humana y animal, debido a su alto contenido de ácidos grasos insaturados, los que proporcionan energía a los organismos que la consumen para satisfacer sus requerimientos energéticos diarios.

Cabe mencionar que, una buena parte de los mismos también se utilizan como materia prima para otros procesos industriales tales como: jabones, pinturas, barnices, medicamentos, carburantes, lubricantes, balanceados, entre otros.

El Ecuador por ser un país tropical, posee las características ideales para el establecimiento de explotaciones comerciales de especies oleaginosas. La industria aceitera del Ecuador para satisfacer su demanda interna de aceites y grasas comestibles, se basa exclusivamente en dos tipos de oleaginosas, como son la palma y soya; siendo la forma común de su utilización la mezcla realizada de la siguiente manera: 73,6% aceite de palma, 24% aceite de soya y 2,4% otros aceites.

En la Fundación Chankuap que se encuentra ubicada en la región amazónica, ciudad de Macas, se observó que para la obtención de aceites vegetales se parte desde la extracción del aceite crudo del fruto del morete. La técnica para la extracción del aceite crudo se la realiza con la utilización de medios mecánicos como una prensa para exprimir la semilla para obtener aceite bruto y un subproducto llamado torta que se utiliza en la alimentación animal. El aceite obtenido si se limpia de eventuales residuos e impurezas (ceras, gomas, etc.), se corrige su pH (a neutro) y decolora, se transforma en aceite refinado.

Esta técnica puede ser sencilla pero no tan eficiente, por ello se realizaron estudios para el diseño y posterior construcción de un molino para extraer aceite del fruto de Morete de manera más eficiente.

El diseño del molino para la extracción del aceite, parte de una correcta selección de las alternativas que se plantean en los capítulos posteriores, empleando criterios de ingeniería para su correcto diseño y construcción.

CAPÍTULO 1

1.1. FRUTA DEL MORETE - “Mauritia Flexuosa”

La fruta del Morete, presenta gran variabilidad morfológica (morfortipos), representada principalmente por el color del mesocarpio de sus frutos; a continuación se presentan varias definiciones e información sobre la fruta del Morete



Figura 1. 1 Morete, (Mauritia Flexuosa)

Fuente:

http://www2.biodiversityinternational.org/Information_Sources/Species_Databases/New_World_Fruits_Database/images/Arecaceae_Mauritia_flexuosa_Fruits2_R1_SP.jpg

1.1.1. Características de la palma de morete "Mauritia Flexuosa"

Esta palma cuyo nombre vulgar es " morete " es un árbol esbelto con troncos sin ramificar que se mantiene casi con el mismo grosor desde la base hasta el ápice, terminando en un penacho de hojas.

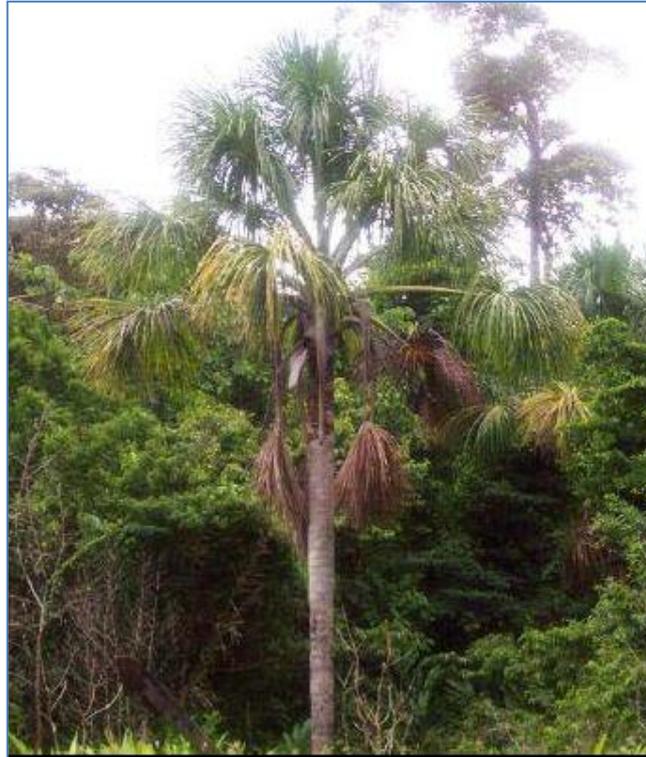


Figura 1. 2 Tallo de la palmera, Mauritia Flexuosa

Fuente: <http://www.pacsoa.org.au/palms/Mauritia/flexuosa.html>

1.1.1.1. Nombre científico

De acuerdo a la bibliografía consultada se denomina **Mauritia Flexuosa**, existe una subespecie cuyo nombre científico es *Mauritia vinífera*, sus características son similares al morete con la diferencia que la pulpa tiene color rojo. Otros autores agrupan a estas dos especies en una sola denominada *Mauritia flexuosa*.

1.1.1.2. Nombre vulgar

Esta palma es conocida con dos nombres en El Ecuador: en el Nororiente y Centro oriente (provincias de Napo y Pastaza) se la denomina " morete". En el Sur-oriente (provincias de Morona Santiago y Zamora Chinchipe) se la nombra como " acho " o "achual". Las extensiones que ocupan estas palmas se conocen como " moretales " o "achuales". En el Perú es conocida con el nombre de "aguaje".

1.1.2. Clasificación Taxonómica

REINO:	Vegetal
SUBREINO:	Embriofitás
DIVISIÓN:	Traqueofitas (plantas vasculares)
SUBDIVISIÓN:	Pteropsidas
CLASE:	Angiospermas
ORDEN:	Principes o arecales
FAMILIA:	Arecaceas o Palmáceas
GENERO:	Mauritia
ESPECIE:	Flexuosa

1.1.3. Descripción botánica de las partes de la palma

La raíz es un sistema fasciculado o fibroso. Cerca de la base del tronco nacen muchas raíces zancudas de color negro (fúlcreas), Las raíces profundizan hasta 60 cm y luego desarrollan horizontalmente hasta 40 m, tienen raíces secundarias aeríferas que le permiten respirar en condiciones hidromorfas

El tallo es una estípote es recto, liso, cilíndrico, columnar, de 30 a 60 centímetros de diámetro, con una altura de 20 a 25 metros (plantas adultas). Su color es café grisáceo.

En la hoja, la corona o penacho de hojas, consta de un número variable de hojas compuestas pinnadas, cuyo eje principal tiene de 20 a 25 pares de hojuelas alternas, con un fuerte peciolo de un metro de largo. Las hojas adultas pueden alcanzar una longitud de 3 a 5 metros. Cada hojuela es sentada y coriácea, con nervaduras paralelas, haz de color verde lustroso y el envés de color verde mate oscuro.

Es una palmera polígamo dioica en condiciones naturales puede alcanzar una altura de 35m. Las flores se agrupan en inflorescencia espádice, rodeada por una bráctea grande o espata; las femeninas ocupan la base y las masculinas, el resto de la inflorescencia.



Figura 1. 3 Flores y frutos en la palmera, Mauritia Flexuosa

Fuente: <http://www.pacsoa.org.au/palms/Mauritia/flexuosa.html>

El fruto es ovoide, de 5 a 7 centímetros de largo y 3.5 a 4 centímetros de diámetro. Es una drupa de ovario tricarpelar, pero que generalmente se desarrolla un carpelo. Consta de la cascara (epicarpio), de color pardo rojizo en la madurez; la pulpa (mesocarpo) amarilla - anaranjada cuando madura. El corozo (endocarpo) de un color pardo oscuro exteriormente y blanco interiormente.

1.1.4. Ecología

El hábitat natural del aguaje está formado por pantanos y zonas con mal drenaje en la Amazonía, donde predominan los suelos permanente o temporalmente inundados. Esta palma crece en los suelos hidromórficos de las formaciones ecológicas: bosque húmedo - tropical, bosque húmedo subtropical, bosque seco - tropical y bosque muy húmedo - tropical. Se la encuentra a alturas inferiores a los 300 metros sobre el nivel del mar, en terrenos planos mal drenados, por esta razón son anegadizos y fácilmente inundables por los ríos y por las lluvias.

1.1.5. Fisiografía

El área en donde se localiza el morete se caracteriza por su topografía relativamente plana (0 - 10%). Se lo encuentra generalmente en dos tipos de bosques: los bosques de meseta poco disecada que se encuentran localizados sobre terrenos planos u ondulados, son bosques altos, desarrollados y mal drenados. La mayor cantidad de la palma *Mauritia Flexuosa* se la encuentra en los bosques de llanura aluvial de origen sedimentario y/o acumulación. Este tipo de bosque se caracteriza por estar permanentemente inundado o temporalmente inundado.

1.1.6. Suelos

Los suelos en los que aparece el morete se los puede clasificar en:

- a) Suelos aluviales recientes.

- b) Suelos aluviales antiguos.

- c) Suelos aluviales muy antiguos.

El hábitat natural del aguaje está formado por pantanos y zonas con mal drenaje en la Amazonía, donde predominan los suelos permanente o temporalmente inundados.

Crece en ecosistemas típicos denominados “aguajales”, también se encuentran en terrazas bajas que no son inundadas por el río o en partes altas con suelos hidromórficos, en estos casos los grupos de plantas son más pequeños. Se adapta en terrenos no inundables con buen drenaje o drenaje deficiente, desde arenosos hasta provistos de abundante materia orgánica.

1.2. Métodos experimentales, fruta del morete

1.2.1. Composición del fruto

Para efectos de estudio el fruto se divide en tres partes: cascara (epicarpio), pulpa (mesocarpio) y semilla (endocarpio).

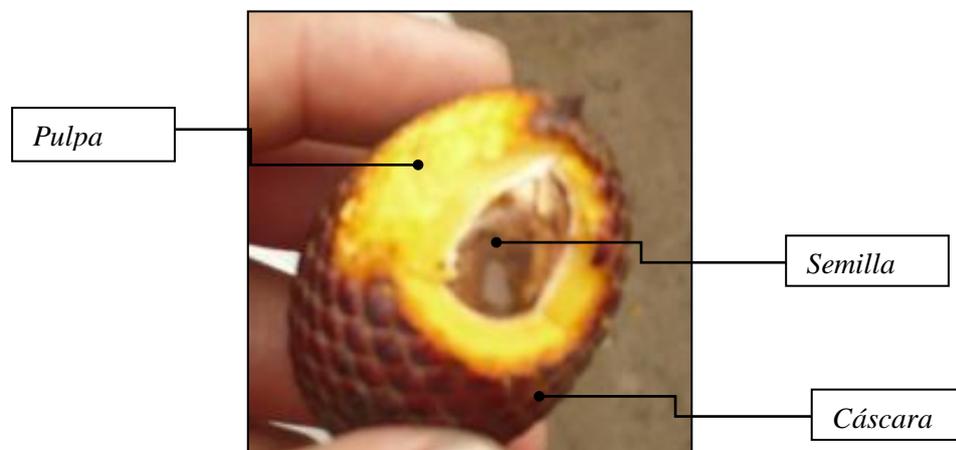


Figura 1. 4 Composición del fruto.

Fuente: Los Autores

La cascara es anaranjada antes de la madurez y pardo - rojiza cuando el fruto está maduro.

La pulpa es verde en el fruto tierno y anaranjada - amarillenta cuando el fruto ha madurado.

La semilla (corozo) tiene color blanco y está recubierta de una capa muy fina de color café.

1.2.2. Tamaño

Se determinó midiendo el ancho y el largo de cada fruto con un calibrador cuya precisión es de ± 0.1 mm

1.2.3. Peso

Se pesó el fruto en una balanza de precisión ± 0.1 g.

1.2.4. Porcentajes de cascara, pulpa y semilla

Se establecieron pesando el fruto entero y luego en forma separada la cascara, pulpa y semilla. Se usó una balanza de ± 0.1 g de precisión.

1.3. Resultados

1.3.1. Características físicas del fruto

Se analizó una muestra de 80 frutos para determinar las características físicas del fruto, obteniéndose los siguientes resultados:

1.3.2. Tamaño y Forma

Longitud: 5.2 ± 0.9 cm

Diámetro: 3.5 ± 0.4 cm



Figura 1. 5 Tamaño y forma del fruto Morete.

Fuente: <http://www.generacion.com/secciones/biodiversidad/pdfs/Generacion-Edicion-96-biodiversidad-464.pdf>

1.3.3. Color

La cascara es anaranjada antes de la madurez y pardo rojiza cuando el fruto está maduro. La pulpa es verde en el fruto tierno y anaranjada cuando ha madurado. La semilla es blanca y está recubierta de una capa muy fina de color café.



Figura 1. 6 Cascara, Pulpa y Semilla del Fruto Morete.

Fuente: Los Autores

1.3.4. Peso

41.8 ± 6.4 g

1.3.5. Porcentajes de cascara, pulpa y semilla

Cascara: 15.3 ± 2.1 %

Pulpa: 39.0 ± 3.8 %

Semilla: 45.7 ± 3.5 %

1.4. Procesos para la obtención de aceite a partir de la fruta del morete

Una vez analizadas las características del fruto del Morete se procede al proceso de extracción del aceite; Existen dos métodos para la extracción de aceite crudo de la fruta del Morete:

- Extracción mecánica (Prensado)
- Extracción por solventes

El proceso general para la obtención de aceite a partir de la fruta del morete se realiza en las siguientes etapas:

1.4.1. Recolección de Frutos de la palma del Morete

La recolección de frutos de Morete se la realiza en la selva amazónica de la Provincia de Zamora Chinchipe, (predios de la Fundación Chankuap).

En esta localidad se ubicaron algunas palmas del fruto de Morete, la cosecha de los frutos se realizó sin afectar la planta, mediante la trepada en la palma y posterior corte del racimo, además se recolectó frutos que se encontraban caídos en la cercanía de la palma.

1.4.2. Transporte

Una vez almacenados los frutos de Morete en sacos de yute, se procede a llevarlos al lugar donde se encuentra la máquina para la respectiva extracción del aceite crudo.

1.4.3. Selección y clasificación

Se realiza la selección de los frutos que se encuentran en buen estado y se los clasifica para su posterior procedimiento.

1.4.4. Limpieza de los frutos

Se realiza un lavado de los frutos durante 15 minutos y luego a una posterior desinfección

1.4.5. Extracción de aceite

El primer paso consistió en remojar los frutos en agua para ablandarlos y luego cocinarlos a $90^{\circ} C$ durante treinta minutos. Este procedimiento es necesario para evitar la degradación de las grasas presentes en el mesocarpio.

Otro factor a considerar es la rápida descomposición del fruto el cual conserva sus propiedades por una semana.

El segundo paso consiste en triturar los frutos cocinados anteriormente, este procedimiento lo realizamos en la máquina de trituración, la cual está compuesta de dos rodillos dentados

El siguiente paso es comprimir las frutas trituradas para extraer el aceite crudo, este procedimiento lo realizaremos en la máquina de extrusión, De aquí se obtiene una sustancia espesa de color amarillo denominada “chicha”, que contiene aceite, agua y otra serie de compuestos como carbohidratos. La “chicha” obtenida, se somete luego a una extracción por solventes con hexano para extraer finalmente el aceite



Figura 1. 7 Aceite refinado extraído del Fruto del Morete

Fuente: <http://www.solucionespracticas.org.pe/Biodiesel3/torres.pdf>

En la tabla se muestra partes del fruto del Morete y los porcentajes de aceite que obtiene de cada parte.

Parte del fruto	% aceite
Exocarpio + mesocarpio	3,16
Semilla	0,22
Torta (cáscara + pulpa)	1,5

Tabla 1. 1 Porcentaje de aceite de las partes del fruto Morete

Fuente: <http://www.solucionespracticas.org.pe/Biodiesel3/torres.pdf>

1.5. Teoría de diseño

1.5.1. Efectos estáticos para triturador de rodillos

1.5.1.1. Esfuerzos de compresión

La fuerza que se ejerce sobre el elemento, figura 1.7, produce un esfuerzo de compresión:

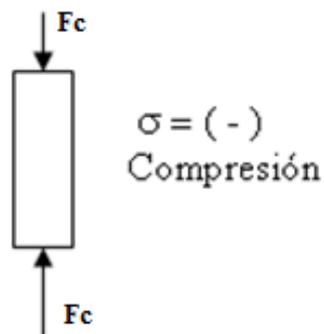


Figura 1. 8 Diagrama de cuerpo libre donde las fuerzas producen esfuerzo de compresión

Debido a la convención de signos los esfuerzos de compresión son negativos

$$\sigma_c = - \frac{F_c}{A} \quad \text{Ecuación 1.1}$$

La fuerza de compresión se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{\text{Presión}}{\text{Area}} \quad \text{Ecuación 1.2}$$

$$\sigma_c = - \frac{4 F_c}{\pi D^2} \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Donde:

$\sigma_c =$ *esfuerzo de compresión (Pa)*

$F_c =$ *fuerza de compresión (N)*

$D =$ *diámetro (m)*

1.5.1.2. Momento flexionante y torsión

La fuerza que se ejerce sobre un eje en la dirección transversal (perpendicular al eje del eje), produce un esfuerzo máximo de:

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi D^3} \quad \text{Ecuación 1.4}$$

En forma similar

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Donde:

$\sigma_x =$ *esfuerzo normal (Pa)*

$M =$ *momento máximo (N.m)*

$\tau_{xy} =$ *esfuerzo cortante (Pa)*

$T =$ *torque máximo (N.m)*

Para el estado del plano de esfuerzos, cuando $\sigma_y = 0$, los esfuerzos normales principales son:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 1.6}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{16}{\pi * D^3} \left(M \pm \sqrt{M^2 + T^2} \right) \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Para el estado del plano de esfuerzos, cuando $\sigma_y = 0$, los esfuerzos cortantes principales son:

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2} \quad \text{Ecuación 1.8}$$

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \frac{16}{\pi * D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad \text{Ecuación 1.9}$$

1.5.1.3. Teoría del esfuerzo normal máximo (MNST)

Se estipula que una parte sujeta a cualquier combinación de cargas fallará cuando el esfuerzo principal positivo mayor, exceda la resistencia a la fluencia a la tensión, o cuando el esfuerzo principal negativo mayor, exceda la resistencia a la fluencia a la compresión. Esta teoría funciona mejor para materiales frágiles fibrosos, como puede esperarse esta teoría no es adecuada para predecir las fallas en materiales dúctiles.

La falla ocurrirá usando la MNST si:

$$\sigma_1 \geq \frac{S_{ut}}{n_s} \quad \text{Ecuación 1.10}$$

$$\sigma_3 \geq \frac{S_{uc}}{n_s} \quad \text{Ecuación 1.11}$$

Donde:

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 = \text{esfuerzo normal principal}$$

$$S_{ut} = \text{esfuerzo último uniaxial en tensión}$$

$$S_{uc} = \text{esfuerzo último uniaxial en compresión}$$

$$n_s = \text{factor de seguridad}$$

1.5.1.4. Teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST)

Esta teoría también es conocida como **Criterio de Fluencia de Tresca**, la cual estipula que una parte sujeta a cualquier combinación de cargas fallará (por fluencia o por fractura) cuando el esfuerzo cortante exceda un valor crítico. El valor crítico se puede determinar por medio de pruebas estándar de tensión uniaxial.

Si la nomenclatura $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ se usa para los esfuerzos principales, el esfuerzo cortante máximo dice que la fluencia ocurrirá cuando:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 1.12}$$

Donde:

$S_y = \text{esfuerzo de fluencia del material}$

Así en la MSST se predice el diámetro más pequeño donde primero empezará a ocurrir la falla como:

$$d = \left(\frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 1.13}$$

Si el diámetro se conoce y el factor de seguridad es una incógnita, la ecuación se transforma en:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + T^2}} \quad \text{Ecuación 1.14}$$

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

Esta teoría también es conocida como el **Criterio de Von Mises**, postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la deformación por cortante. Esta teoría es válida para materiales dúctiles y predice la fluencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría reconocida (aunque las diferencias entre la DET y la MSST son pequeñas).

Para un estado de esfuerzos biaxial, suponiendo $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

Donde:

$$\sigma_e = \text{esfuerzo de Von Mises, (Pa)}$$

De esta forma, la DET predice la falla si:

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 1.16}$$

La DET predice el diámetro más pequeño donde la falla empezará a ocurrir como:

$$d = \left(\frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 1.17}$$

Si el diámetro del eje se conoce y el factor de seguridad es una incógnita la ecuación se transforma en:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

1.5.1.6. Esfuerzo equivalente debido a compresión, flexión y torsión

La teoría de Von Mises nos permite calcular el esfuerzo equivalente en la sección crítica debido a las fuerzas de compresión, momento flector máximo y momento Torsor, para ello se utiliza la ecuación de Von Mises:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{x \max}^2 + 3 \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 1.19}$$

El esfuerzo máximo debido a la fuerza de compresión y al momento flector máximo se obtiene de:

$$\sigma_{max} = \sigma_C + \sigma_x \quad \text{Ecuación 1.20}$$

$$\sigma_{max} = -\frac{4 F_C}{\pi D^2} - \frac{32 M}{\pi D^3} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

El factor de seguridad es:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_e} \quad \text{Ecuación 1.22}$$

1.5.2. Efectos dinámicos

1.5.2.1. Factores que modifican el límite de resistencia a fatiga

La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas a fatiga. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. Si la cantidad de ciclos es infinita, el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga.

Marín identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura, varios otros puntos. Por lo tanto, una ecuación de Marín se escribe:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e \quad \text{Ecuación 1.23}$$

Donde:

K_a = factor de modificación de la condición superficial

K_b = factor de modificación de tamaño

K_c = factor de modificación de la carga

K_d = factor de modificación de la temperatura

K_e = factor de modificación de los efectos varios

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de la resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una de máquina en la geometría y condición de uso

1.5.2.1.1. Límite de resistencia a la fatiga, S'_e

$$S'_e = \begin{cases} 0.506 S_{ut} & \text{si } S_{ut} \leq 1460 \text{ MPa} \\ 107 \text{ Ksi} & \text{si } S_{ut} > 212 \text{ Ksi} \\ 740 \text{ MPa} & \text{si } S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ecuación 1.24}$$

1.5.2.1.2. Factor de superficie, K_a

El factor de modificación de la condición superficial depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y la resistencia a la tensión

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

Ecuación 1.25

Acabado superficial	a		b	coeficiente de variación, C
	ksi	Mpa		
Esmerilado	1,34	1,58	-0,048	0,12
Maquinado o laminado en frio	2,7	4,51	-0,265	0,058
Laminado en caliente	14,5	56,1	-0,719	0,11
Como sale de la forja	39,8	271	-0,995	0,145

Tabla 1. 2 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Fuente:

SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag.380

1.5.2.1.3. Factor de tamaño, K_b

Los resultados para flexión y torsión se expresan como:

$$K_b = \begin{cases} (d/7.62)^{-0.107} = 1.24 d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 0.859 - 0.000837d & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación 1.26}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por tanto

$$K_b = 1$$

1.5.2.1.4. Factor de confiabilidad, K_c

Para obtener el límite de resistencia a fatiga correspondiente a una confiabilidad se aplica la ecuación:

$$K_c = 1 - 0.08 \zeta \quad \text{Ecuación 1.27}$$

Donde:

$\zeta = \text{desviación estándar}$

De la ecuación anterior se obtiene la siguiente tabla, para la variable estandarizada, correspondiente a las diversas confiabilidades que se requieren en el diseño. La tabla se basa en el límite de fatiga con una desviación estándar de 8%, generalmente límite superior para aceros.

Probabilidad de sobrevivencia, porcentaje	Factor de confiabilidad, K_c
50	1,00
90	0,90
95	0,87
99	0,82
99,9	0,75
99,99	0,70

Tabla 1. 3 Factor de confiabilidad para seis probabilidades

Fuente:

HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, "Elementos de Máquinas", Primera edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2000, Mexico, Pag.275

1.5.2.1.5. Factor de temperatura, K_d

El factor de temperatura se puede obtener de la tabla:

Temperatura °C	Kd	Temperatura °F	Kd
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Tabla 1. 4 Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Fuente:

SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag.385.

1.5.2.1.6. Factor de efectos varios, K_e

Aunque el factor de efectos varios tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de K_e no siempre están disponibles.

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ecuación 1.28}$$

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{q_n} \quad \text{Ecuación 1.29}$$

Donde:

K_t = factor de concentración de esfuerzos

q_n = factor de sensibilidad a la muesca

La figura 1.9 es una gráfica de la sensibilidad a la muesca contra el radio de la misma, para algunos materiales comúnmente usados con varios tipos de carga. En todos los materiales incluidos, la sensibilidad ala muesca se aproxima a cero cuando el radio de la muesca se aproxima también a cero. Así mismo, los aceros más duros y más resistentes tienden a ser más sensibles a la muesca.

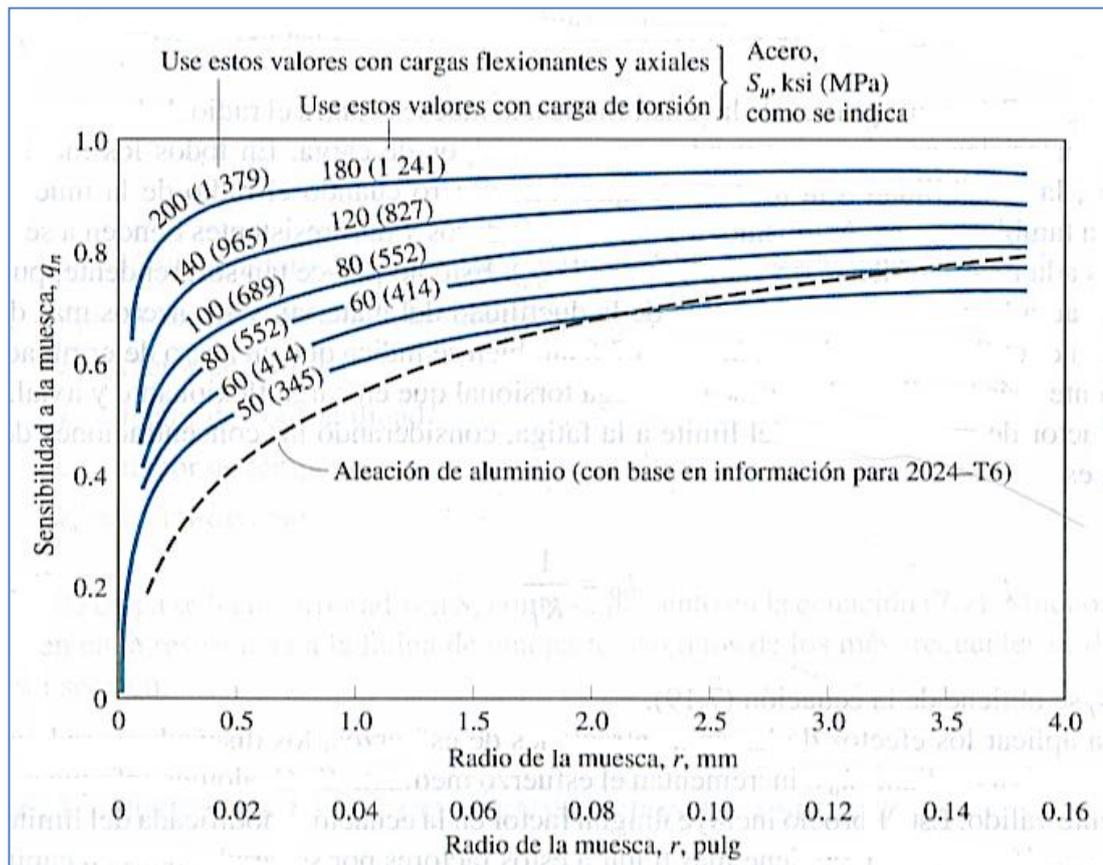


Figura 1. 9 Sensibilidad a la muesca como una función del radio de la muesca para varios materiales y tipos de carga.

Fuente:

HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, "Elementos de Máquinas", Primera edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2000, Mexico, Pag.272

1.5.2.2. Esfuerzo normal de diseño–carga por fatiga

Para la flexión repetida e invertida en un eje, causada por cargas transversales aplicadas al eje giratorio, el esfuerzo de diseño se relaciona con la resistencia del material del eje a fatiga. Al especificar el esfuerzo de diseño se deben considerar las condiciones reales bajo las cuales se fabrica y funciona el eje.

La potencia transmitida causa torsión y las fuerzas transversales sobre los elementos causan flexión. En general, las fuerzas transversales no actúan todas en el mismo plano, en estos casos, se preparan los diagramas de momento flexionante para dos planos perpendiculares, para luego determinar el momento flexionante resultante en cada punto de interés.

Se deduce una ecuación para el diseño, basada en la hipótesis de que el esfuerzo cortante en el eje es repetido, y se invierte cuando gira el eje, pero el esfuerzo cortante por torsión es casi uniforme; la ecuación resultante para calcular el menor diámetro es la siguiente:

$$d = \left(\frac{32 n_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 1.30}$$

Se consideran aquí las discontinuidades geométricas encontradas con más frecuencia en ejes de transmisión de potencia: cuñeros, escalones y ranuras para anillos de retención. En cada caso, un valor sugerido es relativamente alto, para llegar a un resultado conservador en la primera aproximación del diseño.

Cuñeros: los valores usuales manejados en el diseño son:

$$K_t = 2.0 \quad (\text{perfil})$$

$$K_t = 1.6 \quad (\text{de trineo})$$

Chaflanes en escalones:

$$K_t = 1.5 \quad (\text{transición bien redondeada})$$

Ranuras para anillos de retención

$$K_t = 3.0$$

El factor de seguridad para el diseño carga por fatiga es:

$$n_s = \frac{\pi d^3}{32 \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad \text{Ecuación 1.31}$$

1.5.2.3. Esfuerzos fluctuantes

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria por lo general adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Se ha determinado que en los patrones periódicos que presentan un solo máximo y n solo mínimo de la fuerza, la forma de la onda no resulta fundamental, pero en los picos en el lado alto (máximo) y en el lado bajo (mínimo) son importantes,

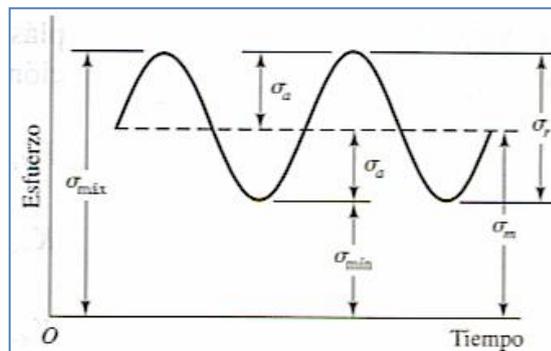


Figura 1. 10 Esfuerzo fluctuante senoidal

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag.403

Cuando una muestra rotativa se somete a una fuerza de compresión, un momento flexionante y a un par de torsión, los esfuerzos respectivos son:

Esfuerzo de compresión:

$$\sigma_c = \sigma_{xm} = -\frac{4 F_c}{\pi D^2} \quad \text{Ecuación 1.32}$$

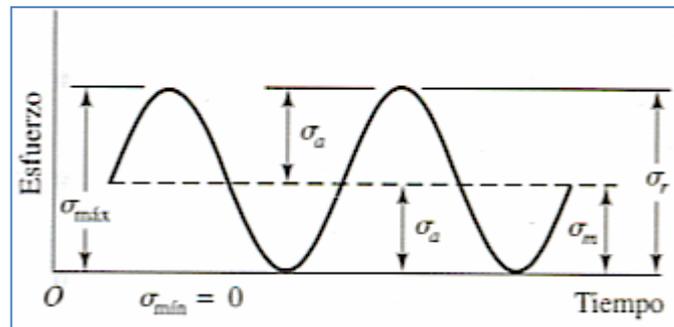


Figura 1. 11 Esfuerzo repetido

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag.403

Esfuerzo normal:

$$\sigma_x = \sigma_{xa} = \frac{32 M}{\pi D^3} \quad \text{Ecuación 1.33}$$

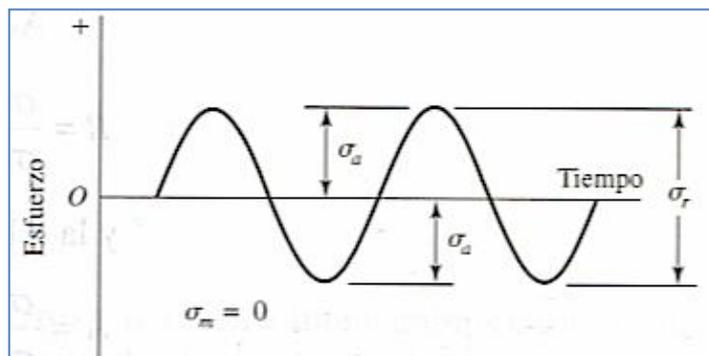


Figura 1. 12 Esfuerzo senoidal completamente invertido

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag.

Esfuerzo cortante:

$$\tau_{xy} = \tau_{xym} = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ecuación 1.34}$$

Mediante la interpretación de la energía de la distorsión, calculamos los esfuerzos equivalentes alternos y medio respectivamente:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3 \tau_{xym}^2} \quad \text{Ecuación 1.35}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3 \tau_{xym}^2} \quad \text{Ecuación 1.36}$$

El límite medio de resistencia a la fatiga es:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e}{S_{ut}} + \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m}} \quad \text{Ecuación 1.37}$$

El factor de seguridad para la resistencia a la fatiga se obtiene de:

$$n_s = \frac{S_m}{\sigma'_m} \quad \text{Ecuación 1.38}$$

1.5.3. Efecto de la presurización

Se debe hacer una distinción entre los cilindros de pared delgada y los cilindros de pared gruesa. Cuando el diámetro interior de un cilindro d_i es 40 veces más grande que su espesor t , se puede usar con seguridad el análisis de pared delgada. Para razones más pequeñas de los diámetros interiores en los cilindros con el espesor, se debe usar el análisis de pared gruesa.

$$\frac{d_i}{t} > 40 \quad \text{Cilindros de pared delgada}$$

$$\frac{d_i}{t} < 40 \quad \text{Cilindros de pared gruesa}$$

1.5.3.1. Esfuerzos en los cilindros

En los recipientes cilíndricos a presión, cilindros hidráulicos, tubos de conducción de fluidos a altas presiones, se desarrollan esfuerzos radiales y tangenciales con magnitudes que dependen del radio del elemento bajo consideración. Al determinar el esfuerzo radial σ_r y el esfuerzo tangencial σ_t , se supone que la elongación longitudinal es constante alrededor de la circunferencia del cilindro.

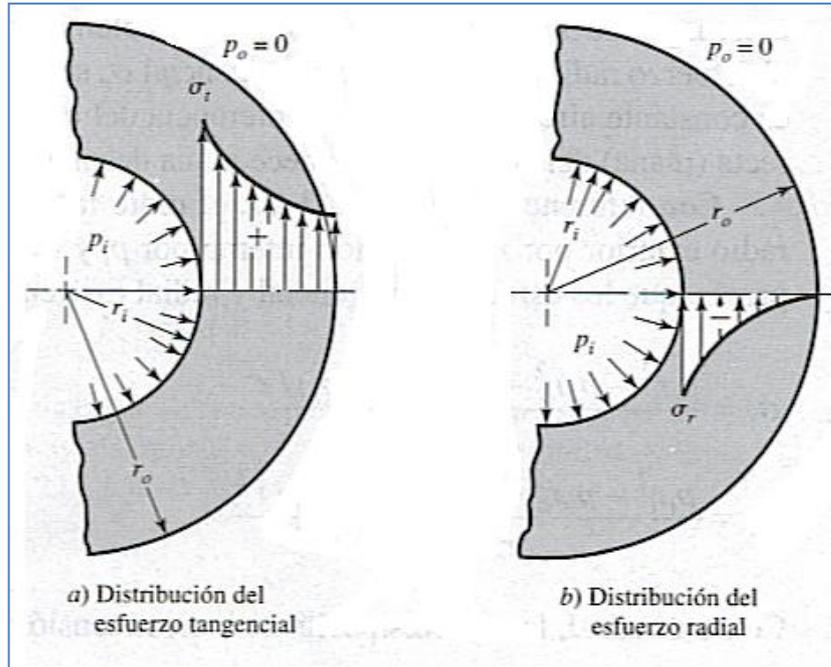


Figura 1. 13 Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag. 134

Con referencia a la figura, el radio interior se designa por r_i , el radio exterior r_o , la presión interna p_i , la presión externa p_o , entonces se prueba que los esfuerzos tangencial y radial existen, y se expresan como:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad \text{Ecuación 1.39}$$

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad \text{Ecuación 1.40}$$

El esfuerzo radial máximo ocurrirá en el radio interior:

$$\sigma_r = -p_i \quad \text{Ecuación 1.41}$$

El esfuerzo tangencial máximo ocurrirá en el radio interior:

$$\sigma_t = p_i \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ecuación 1.42}$$

Para el cálculo del factor de seguridad en cilindros se emplea la teoría de la energía de la distorsión, donde:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r} \quad \text{Ecuación 1.43}$$

El factor de seguridad para cilindros presurizados es:

$$n_s = \frac{S_{uc}}{\sigma_e} \quad \text{Ecuación 1.44}$$

1.6. Cadenas y catarinas

1.6.1. Cadenas de rodillos

Las cadenas de rodillos sirven para transmitir la potencia a ruedas catarinas girando en el mismo plano. La mayor ventaja de usar una cadena de rodillos respecto a una banda es que las cadenas de rodillos no se deslizan. Se pueden salvar distancias centrales grandes más fácilmente con cadenas de rodillos con menos elementos y en menos espacio que con los engranes. Las cadenas de rodillos también tienen una eficiencia elevada. No se necesita una tensión inicial por lo que las cargas sobre los ejes son más pequeñas que con las transmisiones por banda. El único mantenimiento que se requiere después de una cuidadosa alineación de los elementos es la lubricación, y si esta es adecuada se puede asegurar una vida larga.

1.6.2. Longitud de la cadena

La longitud de la cadena debe ser un múltiplo entero del paso, y se recomienda tener un número de par de pasos. La distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena, y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales. Utilizamos la siguiente ecuación:

$$L = 2 C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 \pi^2 C} \quad \text{Ecuación 1.45}$$

Donde:

C = relación adecuada de la distancia entre centros

N_2 = número de dientes de la catarina grande

$N_1 = \text{número de dientes de la catarina pequeña}$

1.6.3. Análisis de fuerzas en ruedas catarinas

Un par de ruedas catarinas transmiten potencia, donde la parte superior de la cadena está a tensión y produce el par torsional en cada catarina. El tramo inferior de la cadena, llamado lado flojo, no ejerce fuerzas sobre las catarinas. En consecuencia la fuerza flexionante total sobre el eje que sostiene las catarinas es igual a la tensión en el lado tenso de la cadena. Si se conoce el par torsional en una catarina, la fuerza es:

$$F = \frac{T}{D/2} \quad \text{Ecuación 1.46}$$

1.6.4. Selección del tamaño de la rueda catarina y la distancia central

Para asegurar una operación suave y una vida larga, las ruedas catarinas deberán constar de al menos 17 dientes y no más de 67. Para situaciones especiales donde la velocidad es baja o donde existe limitación de espacio, se pueden usar las ruedas catarinas con menos de 17 dientes.

La razón de velocidad es:

$$g_r = \frac{d_2}{d_1} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ecuación 1.47}$$

Donde:

$N = \text{número de dientes en la rueda catarina}$

$w = \text{velocidad angular rad/s}$

$d = \text{diámetro}, m$

La rueda catarina pequeña deberá tener un ángulo de cobertura de la cadena de 120 grados, para tener una operación y un rendimiento satisfactorios. El ángulo de cobertura de la cadena de la rueda catarina más pequeña en una transmisión de dos ruedas catarinas con una razón de velocidad de menos de 3.5, siempre será 120 grados o más. El ángulo de cobertura de la cadena incrementa con el aumento de la distancia central. Para aplicaciones normales la distancia central se encuentra entre 30 y 50 pasos de la cadena.

1.7. Rodamientos

1.7.1. Selección de rodamientos

Los rodamientos montados proporcionan un medio de sujetar la unidad del rodamiento en forma directa al armazón de la máquina, con tornillos y sin introducirlos al hueco maquinado de una caja. La configuración más común de un rodamiento montado es la caja de chumacera.

1.7.2. Relación de carga y duración

A pesar de usar aceros de muy alta resistencia, todos los rodamientos tienen una duración finita, y terminaran de fallar debido a la fatiga causada por altos esfuerzos de contacto. Pero es obvio que, mientras menor sea la carga, la duración será mayor, y viceversa. La relación para los cojinetes con contacto de rodadura, entre la carga P y la duración L se determina:

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^k \quad \text{Ecuación 1.48}$$

$k = 3.0$ para rodamientos de bolas

$k = 3.33$ para rodamientos de rodillos

1.7.3. Duración de diseño

El procedimiento de cálculo para la capacidad de carga dinámica básica se determina de:

$$C = P_d * \left(\frac{h * rpm * 60}{10^6}\right)^{1/k} \quad \text{Ecuación 1.49}$$

Donde:

$C = \text{capacidad de carga (N)}$

$P_d = \text{carga dada de diseño (N)}$

$h = \text{duracion para rodamientos recomendada, Tabla}$

$rpm = \text{velocidad de giro en rpm}$

Aplicación	Duración de diseño, h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores, transmisiones de uso múltiple	8000-15000
Motores eléctricos, máquinas industriales en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100000-200000

Tabla 1. 5 Duración recomendada para rodamientos

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag. 711

Con la capacidad de carga, seleccionamos el rodamiento del catálogo

1.8. Chavetas

Una cuña o chaveta es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional.

La cuña es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema en el eje.

El tipo más común de cuñas para ejes, hasta 6.5 pulgadas de diámetro, es una cuña cuadrada, la cual se ilustra en la figura.

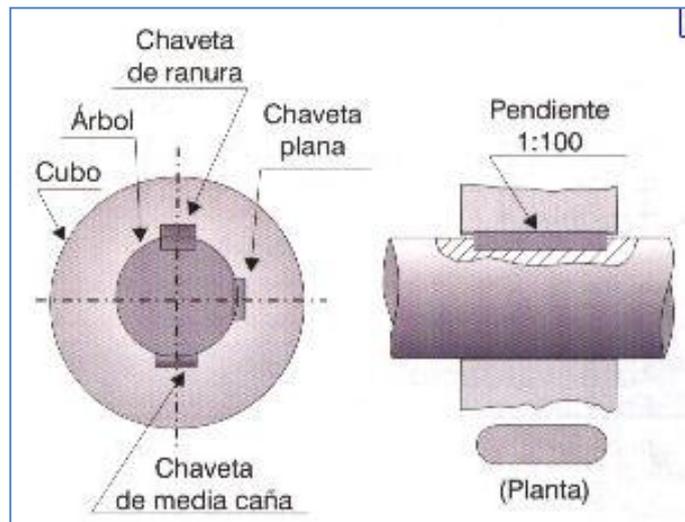


Figura 1. 14 Ilustración de una cuña cuadrada

Fuente:

http://www.google.com/search?hl=es&rlz=1R2TSNA_enEC408&biw=1366&bih=572&noj=1&q=chavetas&um=1&ie=UTF-8&tbn=isch&source=og&sa=N&tab=pi

La tabla muestra las dimensiones preferidas de cuñas paralelas, en función del diámetro del eje, tal como se especifican en la norma ANSI B17.1-1967.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña	
Mas de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H
5/16	7/16	3/32	3/32
7/16	9/16	1/8	1/8
9/16	7/8	3/16	3/16
7/8	1 1/4	1/4	1/4
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8

Tabla 1. 6 Dimensiones en pulgadas de cuñas cuadradas y rectangulares estándar

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag. 516

1.8.1. Análisis de esfuerzos para determinar la longitud de las cuñas

Existen dos modos básicos de falla potencial de las cuñas que transmiten potencia:

- Corte a través de interfaz eje / cubo
- Falla por compresión
- Debido a la acción de empuje entre los lados de la cuña y el material del eje o del cubo.

Para analizar cada uno de estos modos de falla, es necesario comprender las fuerzas que actúan sobre la cuña. Donde el par torsional sobre el eje crea una fuerza sobre la cara de la cuña; a su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre la cara del cuñero del cubo. La fuerza de reacción del cuñero, de regreso hacia la cuña, produce un conjunto de fuerzas opuestas que someten a la cuña a un cortante directo a través de la sección transversal, $W = H$, entonces el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{2 * T}{D * W * L} \quad \text{Ecuación 1.50}$$

En los diseños se puede igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño al cortante, para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo:

$$\tau = \frac{0.5 * S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 1.51}$$

Despejando:

$$L = \frac{2 * T * n_s}{0.5 * S_y * D * W} \quad \text{Ecuación 1.52}$$

La falla por empuje se relaciona con el esfuerzo de compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero en el eje, o el lado del cuñero en el cubo. El área de compresión es igual para cualquiera de estas zonas. Así, la falla sucede en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión. El esfuerzo de diseño para compresión se define como:

$$\sigma = \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 1.53}$$

Sustituyendo obtenemos:

$$L = \frac{4 * T * n_s}{S_y * D * W} \quad \text{Ecuación 1.54}$$

Donde:

$T = \text{par torsional (N.m)}$

$n_s = \text{factor de seguridad}$

$S_y = \text{resistencia a la fluencia (Pa)}$

$D = \text{diámetro del eje (m)}$

$W = \text{ancho de la cuña}$

$H = \text{altura de la cuña}$

En aplicaciones industriales típicas, el factor de diseño $n_s = 3$, es adecuado.

1.9. Pernos

Un perno es un sujetador con cabeza y vástago recto roscado, pensado para utilizarse con una tuerca, a fin de mantener unido un conjunto. Un perno está fabricado para ser mantenido estacionario, en tanto que se aprieta una tuerca sobre el mismo para hacer la unión. Una de las aplicaciones principales de los pernos y tuercas es sujetar las piezas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas colocan los pernos a tensión. Es práctica común precarga la unión apretando los pernos con un par de torsión suficiente para crear cargas a tensión cercanas a su resistencia de prueba.

1.9.1. Selección de pernos para soportar carga a tensión

El análisis de la tensión en juntas atornilladas se hará a partir de la figura 1.10, se supone que el perno tiene una precarga inicial y se aplica una carga P (tal como se esquematiza en la Figura 1.15). Esta carga P se reparte entre el perno y las piezas unidas respectivamente. El reparto depende de la relación entre las rigideces de ambos elementos (siempre que se mantenga el contacto), además se definen las siguientes variables y la carga a tensión se determina con la ecuación 1.46

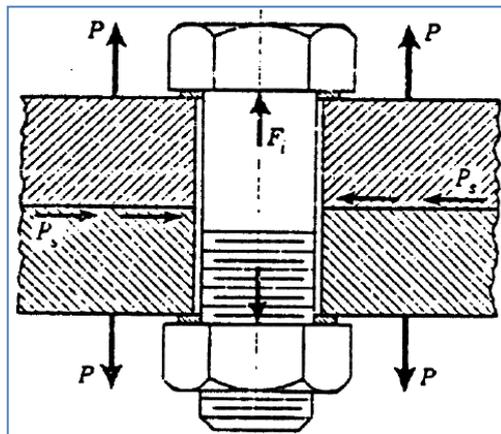


Figura 1. 15 Junta atornillada

$$F_i = 0.75 (F_p - C n P)$$

Ecuación 1.55

Donde:

$$C = \left(\frac{K_b}{K_m + K_b} \right) \quad \text{Ecuación 1.56}$$

$$F_i = 0.75 (A_t S_p - C n P) \quad \text{Ecuación 1.57}$$

Donde:

$C =$ constante de rigidez

$K_b =$ constante de rigidez del perno

$K_m =$ módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada

$P =$ la carga externa que se aplica

$F_i =$ es la precarga

El módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada es:

$$K_m = \frac{\pi E D}{2 \ln \left[5 \left(\frac{l + 0.5D}{l + 2.5D} \right) \right]} \quad \text{Ecuación 1.58}$$

$$K_b = \frac{A E}{l} = \frac{\pi D^2 E}{4 l} \quad \text{Ecuación 1.59}$$

Donde:

$D =$ diámetro del perno

$E = \text{módulo de elasticidad del material}$

$l = \text{longitud de agarre de la junta atornillada}$

La condición para seguridad de precarga debe estar en el siguiente intervalo:

$$0.6 F_p < F_i < 0.9 F_p \quad \text{Ecuación 1.60}$$

Donde F_p es la carga de prueba y es igual a:

$$F_p = A_t S_p \quad \text{Ecuación 1.61}$$

Donde:

$A_t = \text{área de esfuerzos a la tensión}$

$S_p = \text{resistencia a prueba, obtener valores de Tabla}$

Propiedades mecánicas de elementos roscados de clase métrica					
Clase	Rango del diámetro	Carga de prueba [MPa]	Esfuerzo de ruptura [MPa]	Material	Marcado de la cabeza
4.6	M5 - M36	225	400	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
4.8	M1.6 - M16	310	420	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
5.8	M5 - M24	380	520	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
8.8	M16 - M36	600	830	Acero al carbono, Templado y Revenido	
9.8	M1.6 - M16	650	900	Acero al carbono, Templado y Revenido	
10.9	M5 - M36	830	1040	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
12.9	M1.6 - M36	970	1220	Acero aleado, Templado y Revenido	

Tabla 1. 7 Especificaciones para el acero usado en los pernos de la serie en milímetros.

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, Mexico, Pag. 477

Además es posible determinar un factor de seguridad contra la separación de la unión a partir de:

$$n_{sep} = \frac{F_p - F_i}{P C}$$

Ecuación 1.62

1.9.2. Selección de pernos para soportar carga a corte

Los pernos sirven también para resistir cargas al cortante. Según se observa en la figura 1.11, aunque esta aplicación es más común en el diseño estructural que en el diseño de máquinas. La precarga a tensión en este caso tiene la finalidad de crear elevadas fuerzas de fricción entre los elementos atornillados que pueden resistir la carga por cortante. Por lo que, los pernos siguen cargados a tensión con alta precarga. Si la fricción en la unión no es suficiente para soportar las cargas de cortante, entonces los pernos quedarán colocados a cortante directo.

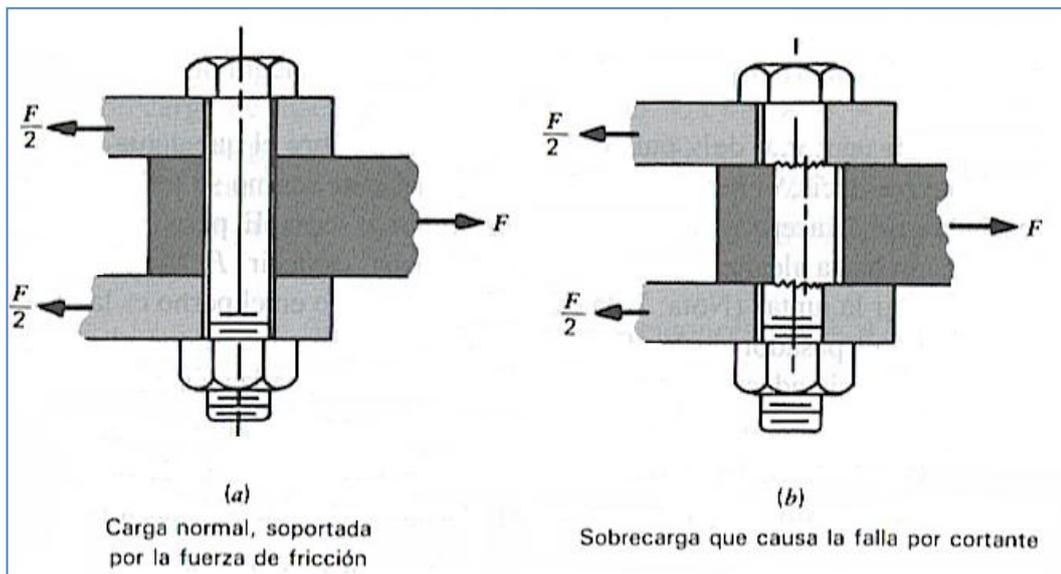


Figura 1. 16 Perno sometido a corte doble

El esfuerzo cortante al que está sometido el perno es:

$$\tau = \frac{F_{\text{perno}}}{A} = \frac{4 F_{\text{perno}}}{\pi D^2} \quad \text{Ecuación 1.63}$$

Donde:

F_{perno} = fuerza que soporta cada perno

$D = \text{diámetro del perno}$

$A = \text{área de corte}$

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad \text{Ecuación 1.64}$$

Además es posible determinar un factor de seguridad a partir de:

$$n_{sep} = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ecuación 1.65}$$

1.10. Acero inoxidable

El acero inoxidable es una aleación de hierro y carbono que contiene por definición un mínimo de 10,5% de cromo. Algunos tipos de acero inoxidable contienen además otros elementos aleantes. Los principales son el níquel y el molibdeno. Es un tipo de acero resistente a la corrosión, el cromo que contiene posee gran afinidad por el oxígeno y reacciona con él formando una capa pasivadora que evita la corrosión del hierro contenido en la aleación. Sin embargo, esta película puede ser afectada por algunos ácidos dando lugar a un ataque y oxidación del hierro por mecanismos ínter granulares o picaduras generalizadas.

1.10.1. Tipos y grados de acero inoxidable

Existen muchos tipos de acero inoxidable y no todos son adecuados para aplicaciones estructurales, particularmente cuando se llevan a cabo operaciones de soldadura. Hay cinco grupos básicos de acero inoxidable clasificados de acuerdo con su estructura metalúrgica: austeníticos, ferríticos, martensíticos, dúplex y de precipitación endurecimiento (endurecimiento por precipitación).

Acero inoxidable extra suave: Contiene un 13% de Cromo y un 0,15% de Carbono. Se utiliza en la fabricación de: elementos de máquinas, álabes de turbinas, válvulas, etc. Tiene una resistencia mecánica de 80 kg/mm² y una dureza de 175-205 HB.

- Acero inoxidable 16Cr-2Ni: Tiene de 0,20% de Carbono, 16% de Cromo y 2% de Níquel; resistencia mecánica de 95 kg/mm² y una dureza de 275-300 HB. Se suelda con dificultad, y se utiliza para la construcción de álabes de turbinas, ejes de bombas, utensilios de cocina, cuchillería, etc.
- Acero inoxidable al cromo níquel 18-8: Tiene un 0,18% de Carbono, un 18% de Cromo y un 8% de Níquel Tiene una resistencia mecánica de 60 kg/mm² y una dureza de 175-200Hb, Es un acero inoxidable muy utilizado porque resiste bien el calor hasta 400 °C.

- Acero inoxidable al Cr- Mn: Tiene un 0,14% de Carbono, un 11% de Cromo y un 18% de Manganeso. Alcanza una resistencia mecánica de 65 kg/mm² y una dureza de 175-200HB. Es soldable y resiste bien altas temperaturas. Es a magnético. Se utiliza en colectores de escape.

1.10.2. Comportamiento tenso-deformacional básico

El comportamiento tensión-deformación del acero inoxidable difiere del comportamiento del acero al carbono en varios aspectos. La diferencia más importante reside en la forma de la curva tensión-deformación. Mientras el acero al carbono exhibe un comportamiento elástico lineal hasta su límite elástico y una zona plana antes del endurecimiento por deformación, el acero inoxidable presenta una curva tensión-deformación con forma más redondeada sin límite elástico definido.

Por ello, el “límite elástico” del acero inoxidable se expresa, en general, en términos de una resistencia de prueba definida para un determinado valor de deformación remanente (convencionalmente la deformación del 0,2%), tal y como se muestra en la figura 1.15.

En la Figura 1.15 se presentan otras curvas tensión-deformación experimentales típicas, representativas de los materiales acero al carbono y acero inoxidable. Dichas curvas no deben utilizarse en el dimensionamiento.

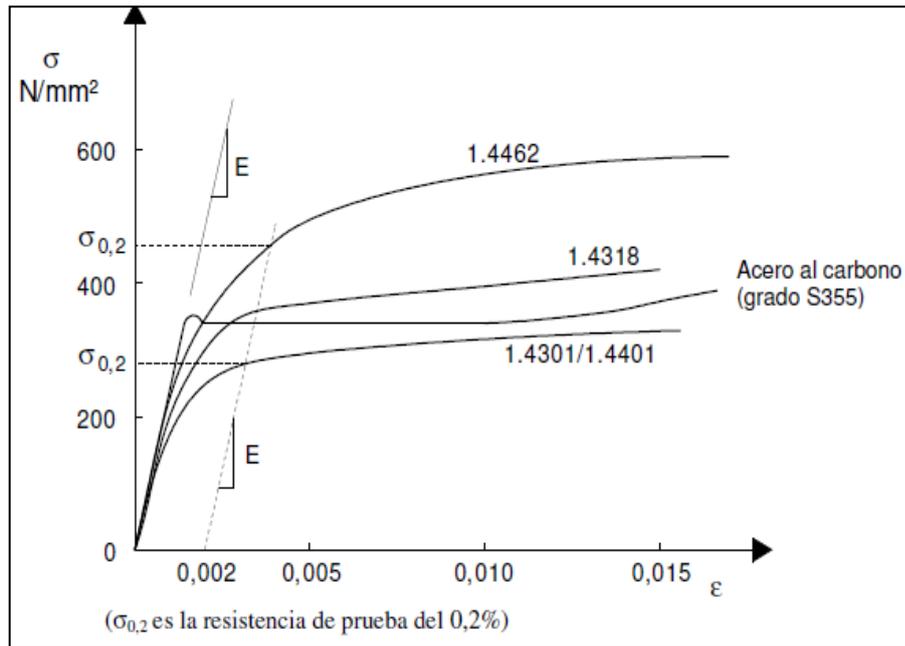


Figura 1. 17 Curvas tensión-deformación típica para el acero inoxidable y el acero al carbono

En cualquier caso, debe señalarse que el acero inoxidable puede absorber impactos considerables sin que sobrevenga la fractura, gracias a su excelente ductilidad (especialmente los grados austeníticos) y a sus características de endurecimiento por deformación.

1.10.3. Propiedades mecánicas y físicas del acero inoxidable

Las propiedades físicas de los aceros al carbono y los inoxidables austeníticos son bastante diferentes, y esto requiere una revisión de los procesos de soldadura.

En la Tabla 1.8 de Propiedades Físicas, se incluyen algunos ítems como el punto de fusión, expansión térmica, conductividad térmica, y otros que no cambian significativamente con el tratamiento térmico o mecánico.

Resistencia a la corrosión y durabilidad general □ Alta resistencia mecánica a alta temperatura y buena resistencia y ductilidad a baja temperatura: Excelente

resistencia, ductilidad y tenacidad sobre un amplio rango de temperaturas, desde criogénicas hasta mayores a 1000 °C, dependiendo del tipo de acero inoxidable. □
 Atractiva apariencia: El acero inoxidable es un material moderno, que mantiene su apariencia a lo largo del tiempo, lo cual es uno de sus principales características. □
 Fácil de trabajar: El acero inoxidable puede ser fácilmente conformable, mediante diferentes técnicas como embutición, doblado, rolado, soldadura, etc. . □
 El acero inoxidable no altera el sabor de los productos alimenticios: Esta es una importante propiedad para alimentos e industria de bebidas. □
 El acero inoxidable es fácil de limpiar, desinfectar o esterilizar y tiene perfecta resistencia a los agentes usados para esos propósitos como por ej. Vapor a alta presión para esterilización. □
 Bajos costos: Cuando se calcula el precio de inversión inicial más los bajos costos de mantenimiento, el acero inoxidable resulta un material barato. □
 Reciclable: El acero inoxidable es 100% reciclable

PROPIEDADES	ACERO INOXIDABLE
<i>Número</i>	304
<i>Esfuerzo Último σ_u</i>	400 - 1000 MPa
<i>Módulo de Elasticidad E</i>	190 GPa.
<i>Módulo de Rigidez G</i>	73.1 GPa.
<i>Relación de Poisson V</i>	0.305
<i>Peso Especifico w</i>	76.0 KN/m ³
<i>Resistencia Mínima a la Tensión S_{UT}</i>	568 MPa
<i>Esfuerzo de Fluencia σ_f</i>	700 MPa
<i>Resistencia a la Deformación m</i>	0.45
<i>Resistencia a la Fractura ϵ_f</i>	1.67

Tabla 1. 8 Propiedades mecánicas y físicas del acero inoxidable.

Fuente: TIMOSHENKO, Stephen, "Mecánica de Materiales", Segunda edición, Grupo Editorial Iberoamérica, Año 1986, México D.F., Pág.: 140

CAPITULO 2

2. Análisis de alternativas

2.1. Proceso y métodos para la extracción de aceite.

En el procesamiento y producción de los alimentos es necesario analizar el estado de la materia prima y del producto final. La materia prima (fruto del morete) se debe considerar características tanto geométricas (alto, ancho, espesor), como mecánicas (resistencia a la rotura, viscosidad), para su debido tratamiento industrial; así mismo, debemos considerar cuales son las características que se requiere del producto final, como su forma o estado (sólido, líquido, gaseoso) y lograr el desarrollo del proceso tecnológico adecuado.

El proceso tecnológico de transformación para desarrollar el tratamiento de la materia prima (estado natural) es determinado por las exigencias pretendidas del producto final. Los procedimientos son varios, desde una selección y clasificación por su color, tamaño, estado de madurez, hasta su transformación para alcanzar la producción de diferentes productos finales, harinas, jugos, etc.

A los procesos para el tratamiento de alimentos, se los puede clasificar en base de varios criterios, expresados en las siguientes tablas (2.1 y 2.2).

Fenómeno	Proceso
Transmisión de Calor	<ul style="list-style-type: none"> • Pasteurización • Esterilización • Evaporación-concentración • Escaldado • Refrigeración • Congelación • Secado y deshidratado
Mecánicos	<ul style="list-style-type: none"> • Clasificación - selección • Molienda y desmenuzado • Prensado • Mezcla y batido • Filtración • Ósmosis • Centrifugación • Fluidización • Homogenización
Separación de la materia	<ul style="list-style-type: none"> • Limpieza • Destilación • Extracción
Radiación electromagnética	<ul style="list-style-type: none"> • Ionización • Horneado • Infrarrojos • Microondas, etc.
Ingeniería bioquímica	<ul style="list-style-type: none"> • Fermentación • Reacciones enzimáticas

Tabla 2. 1 Clasificación de los procesos utilizados en la industria agroalimentaria según el tipo de operación o fenómeno aplicado

Fuente: Boucher, Francois. Tecnología Alimentaria y Agroindustrial Rural. Primera Edición. Cali.

En la siguiente tabla, se plasma una segunda clasificación -según el criterio de *Brenman*- los agrupa por la finalidad del proceso,

Operación	Proceso
Operaciones previas	<ul style="list-style-type: none"> • Limpieza • Selección y clasificación
Operaciones de transformación	<ul style="list-style-type: none"> • Reducción del tamaño de las sustancias: <i>molienda.</i> • Tamizado • Mezcla • Emulsionado • Filtración • Prensado • Cristalización • Centrifugación • Procesos térmicos, Escaldado y cocido
Operaciones de operación	<ul style="list-style-type: none"> • Procesos térmicos: Esterilización y pasteurización • Evaporación • Congelación • Deshidratación o secado • Irradiación

Tabla 2. 2 Clasificación de los procesos utilizados en la industria agroalimentaria según su finalidad.

Fuente: Seoáñez Calvo, Mariano; Manual de tratamiento, reciclado, aprovechamiento y gestión de las aguas residuales de las industrias agroalimentarias, Editorial Ediciones Mundi-Prensa, Madrid, 2002

2.1.1. Análisis y selección del Método de Proceso Tecnológico de Transformación.

Es necesario comprender, que particularmente, la tecnología (del vocablo griego, *tekne*: arte)¹ que vamos a aplicar, es el arte para transformar la fruta del morete (la materia prima) en aceite (producto final). Según Boucher, Francois; el sistema agroindustrial es la suma de subsistemas para la transformación de productos agrícolas.

En base a las características y propiedades del fruto del Morete, citados en el apartado 1.3 y 1.4, se representa las técnicas de transformación para la obtención del aceite de la fruta en un esquema de nivel jerárquico indicado en la figura 2.1. Cabe considerar que las operaciones tanto previas (limpieza, selección) y de operación (filtración, esterilización) son considerados como procedimientos propios e independientes desarrollados por el usuario o cliente que utilice la máquina, correspondientemente.

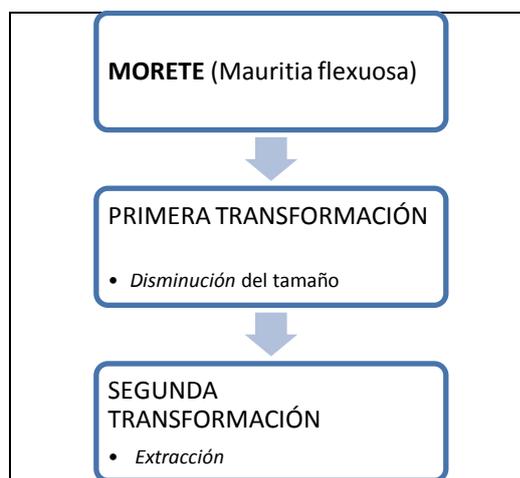


Figura 2. 1 Diagrama del Proceso Primario de transformación del Morete

Fuente: Autores

¹ Boucher, Francois. *Tecnología Alimentaria y Agroindustrial Rural*. Primera Edición. Cali: Celater, 1991.

2.1.1.1. Proceso de Transformación

El proceso de transformación es una cadena de operaciones tecnológicas - mecánicas, siendo el objetivo la necesidad de realizar una primera operación de transformación para la disminución del tamaño de la fruta para que sea manipulada fácilmente en el siguiente tratamiento de extracción, para obtener el aceite. A continuación se analiza las operaciones unitariamente.

2.1.1.2. Primera Transformación

En la primera transformación, se requiere la disminución del tamaño de la materia prima, este proceso es una operación mecánica, cuya finalidad es obtener partículas del menor tamaño posible.

La técnica adecuada para dicho proceso, es la *molienda*.

2.1.1.3. Segunda Transformación

La segunda transformación, es la operación de *extracción*, dicha operación como tal es la separación de materia, cuyo objetivo es obtener aceite de las partículas previamente tratadas en la primera transformación.

2.2. Molienda (Primera Transformación)

La molienda es una operación mecánica, que tiene por objeto reducir de tamaño la materia prima, esta etapa constituye la primera fase de transformación dentro del proceso macro (figura 2.1) para la extracción de aceite. Para el procesamiento de alimentos se utiliza la molienda en mayor parte para el procesamiento de frutas, cereales, productos cárnicos, semillas.

El propósito de la operación de molienda es ejercer un control directo en el tamaño del producto y, por esta razón una molienda correcta es la clave, porque suministra un sub producto homogéneo de fácil manejo mecánico.

2.2.1. Reducción del Tamaño de la Materia Prima.

En la operación de la extracción de aceites vegetales, es importante considerar, el tamaño del producto de partida o materia Prima, para tener la posibilidad de elegir un dispositivo que se pueda ajustar a los requerimientos necesarios de la operación.

La reducción del tamaño de la materia prima se caracteriza por:

a) Grado de Reducción

El grado de reducción, también denominada módulo de fineza o desmenuzamiento, es el cociente entre el de mayor dimensión lineal de la materia prima y el la mayor dimensión lineal del sub producto molido.

$$\text{Modulo de fineza} = \frac{D_{fmax}}{d_{fmax}} \qquad \text{Ecuación 2.1}^2$$

² HALL, Carl W.; Salas Arango, Freddy *Equipo para Procesamiento de Productos Agrícolas*. Salas Arango Freddytrad.. Lima, IICA, 1968.

La relación de reducción, se la puede expresar redondeando a números enteros; el valor de grado de reducción mientras más alto sea, es mayor la acción de molienda. En la industria de alimentos, el módulo de finesa se utiliza para clasificar las muestras conjuntamente con la intervención de tamices normalizados, en términos de grueso, medio, fino y muy fino.

Por razones de practicidad en el proceso de molienda, en particular, no es necesario utilizar los tamices, debido a que es un sub producto y debe ser procesado en una segunda transformación; por tanto es recomendable expresarlo en términos de porcentaje el grado de reducción. Mientras mayor sea el porcentaje, mayor es la acción de la molienda.

$$Gr = 1 - \frac{d_{lmax}}{D_{lmax}} \times 100 [\%] \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Donde:

$Gr =$ *Grado de reducción*

$D_{fmax} =$ *Diámetro mayor del fruto antes de la molienda (materia prima)*

$d_{fmax} =$ *diámetro mayor de las partículas del fruto molido*

b) Razones y ventajas

Por motivos de la naturaleza de la fruta a procesar, encontramos importantes las siguientes razones de la reducción del tamaño:

- Al reducir el tamaño de la materia prima, facilita el manejo del producto para la extracción de un constituyente deseado, en este caso, para que la obtención de aceite en la segunda transformación se la pueda manejar de una manera fácil.
- La obtención de las partículas son de un tamaño determinado y en la medida de lo posible es controlado en el proceso de trituración, según el tipo de aparato utilizado,

2.2.2. Tipos de Molinos.

Según su principio para desmenuzamiento, en la agroindustria³

- a. Molinos de discos.
- b. Molinos de Martillos.
- c. Molinos de Rodillos.
- d. Molinos combinados.

Según el curso y proceso seguido por el material, se distinguen:

- e. En el proceso de molienda:
 - i. Molienda en circuito abierto; el material de molienda pasa una sola vez por el molino.
 - ii. Molienda en circuito cerrado. Se separa por medios mecánicos o neumáticos el material que rebosa el tamaño exigido de los finos, que retorna al molino para someterlo a una pulverización más avanzada y pasa por el molino dos o más veces.
- f. Según el estado del material en molienda:
 - i. Molienda vía seca; el material llega seco al molino.
 - ii. Molienda Secado; el material húmedo se seca durante la molienda a expensas del calor suministrado desde el exterior.
 - iii. Molienda por vía húmeda; el material se mezcla con la cantidad conveniente de agua para ser molturado como papilla de materias primas.

³ HALL, Carl W.; Salas Arango, Freddy *Equipo para Procesamiento de Productos Agrícolas*. Salas Arango Freddy trad.. Lima, IICA, 1968.

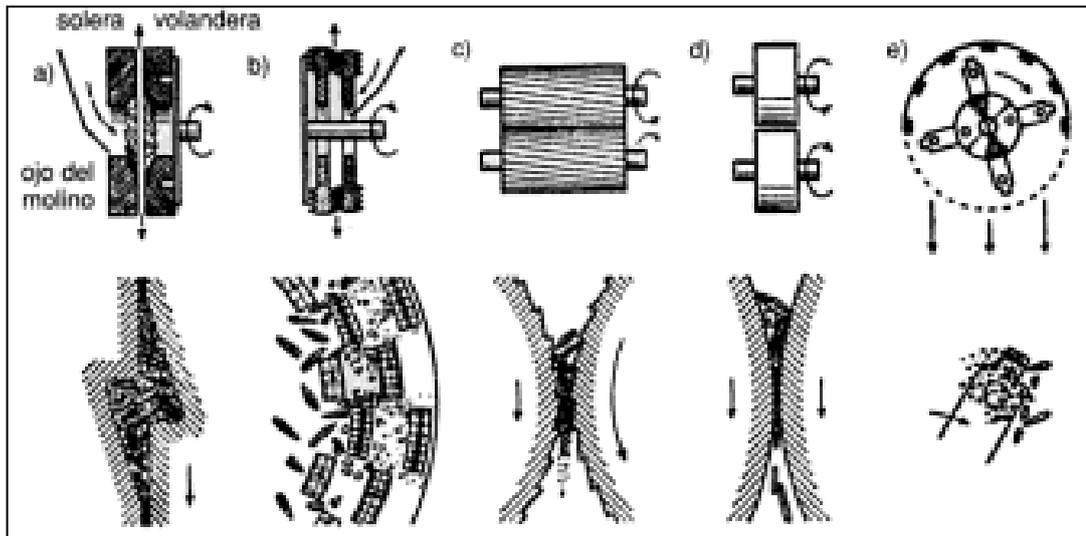


Figura 2. 2 Diferentes tipos de molinos: a) de piedras; b) de discos metálicos; c) de cilindros o rodillos estriados; d) de rodillos lisos, y e) de martillos

Fuente: Ortiz Cañavate, Jaime; Las máquinas Agrícolas y su aplicación; 6ta. Edición, Madrid, Ediciones Mundi Prensa, 2003

2.2.2.1. Molino de Discos.

Molinos que tienen como principio la molienda a través de dos o tres placas o platos, una o dos giratorias que muele el producto por acción de fricción y aplastamiento. Los discos pueden estar en posición vertical u horizontal, los cuales poseen nervaduras cortantes sobre las superficies de acción, a través de los cuales muele la materia prima. Se debe evitar el uso en vacío debido a que pueden frotarse entre las superficies de contacto de los discos y causar desgastes excesivos y daños permanentes.

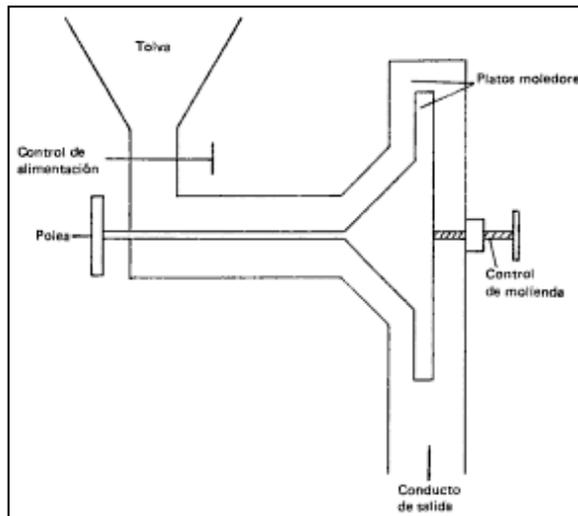


Figura 2. 3 Diagrama de un molino de platos (discos)

Fuente: Ghosh, Biswa Nath. *Maquinaria para el procesamiento de cosechas*. Primera edición. San José: IICA, 1986.

Estas unidades se las utiliza frecuentemente para uso doméstico, como son los molinos para granos y carnes (figura 2.2).



Figura 2. 4 Molino de Discos⁴

Fuente: <http://www.landars.com.co/productos/Default.aspx?li=10>

⁴ Molino Para Granos "corona" Tolva Baja;
<http://www.landars.com.co/productos/Default.aspx?li=10>
 62

2.2.2.2. Molino de Martillos

El principio de los molinos de Martillos es el impacto, impacto producido por el material entre dos cuerpos. El molino consta de un cuerpo móvil denominado martillo gira alrededor de un eje de rotación, una criba, considerado como un tamiz que filtra a través de sus orificios el producto molido. Estos dispositivos giran a gran velocidad, que oscilan entre 1710 y 4000 RPM, la alta velocidad es necesaria para que la energía cinética transmitida al martillo pueda romper al producto en el punto de contacto, haciendo que estos se comporten como materiales frágiles.

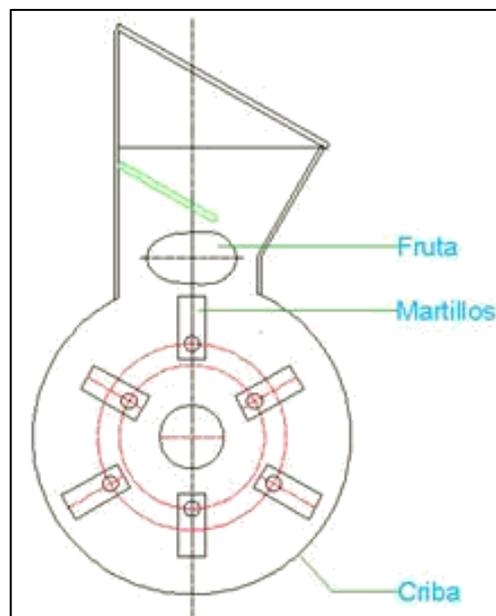


Figura 2. 5 Molino de Martillos, partes principales

Fuente: Los Autores

Estos molinos son fáciles de limpiar y operar, además permiten cambiar sus tamices, y operan en un sistema cerrado reduciendo el riesgo de explosión y contaminación cruzada.

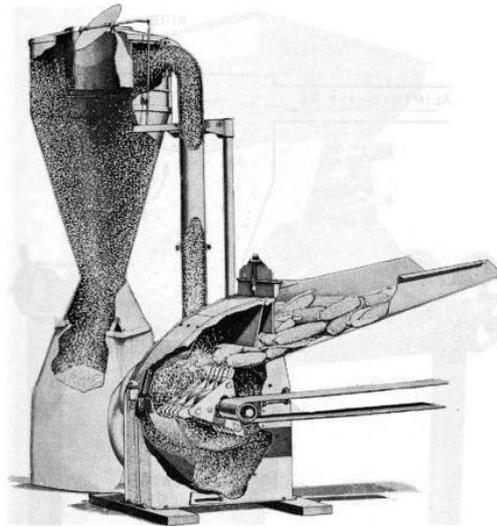


Figura 2. 6 Molino de Martillos⁵

2.2.2.3. Molino de Rodillos

La reducción del tamaño de la materia prima en el molino de rodillos se basa en el aplastamiento ejercido por la presión entre los rodillos giratorios y el fruto.

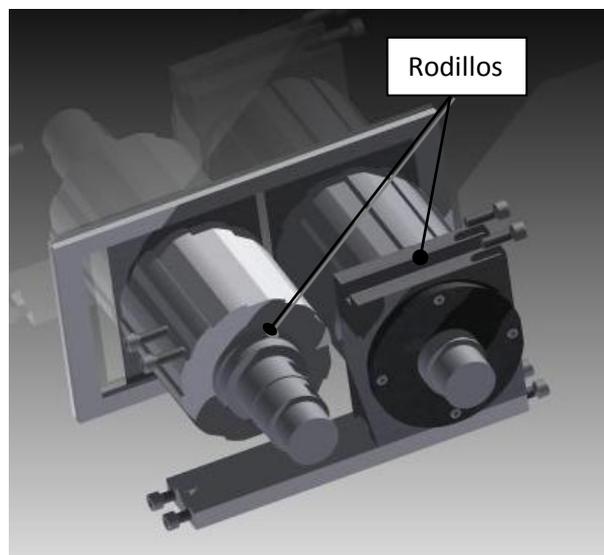


Figura 2. 7 Molino de Rodillos

Fuente: Los Autores

⁵ Ghosh, Biswa Nath. *Maquinaria para el procesamiento de cosechas*. Primera edición. San José: IICA, 1986.

El tamaño de la trituración se la controla a través de la distancia o espacio entre los rodillos giratorios. Las superficies de los rodillos puede ser lisa, con dentado o estriados, esto dependientemente de la acción de agarre que necesite el molino para el desmenuzamiento del fruto.

En la agroindustria en su mayoría se utiliza los molinos con rodillos estriados, los cuales tienen las nervaduras paralelos al eje del rodillo.

2.2.3. Estudio del tipo de molino.

El estudio se basa en una breve descripción de cada una de las alternativas que han sido considerados en los tipos de molinos. En la cual se expone de manera general las ventajas y desventajas de las soluciones que tengan mayor ponderación de los parámetros fundamentales para el proceso de transformación planteado.

2.2.3.1. Alternativa 1: Molino de discos

a) Ventajas.

- Reducción de partículas para frutos secos o húmedos,
- Sistema de alimentación es sencillo,
- Usado habitualmente para molienda gruesa y media,
- Fácil mantenimiento.

b) Desventajas

- Tamaño de las partículas no es controlable y homogéneo,
- Para una molienda fina, es más costoso,
- Superficies de corte tendencia a una mayor desgaste,
- Requiere de discos de corte de elaborada construcción,
- El grado de finesa depende del disco que se use.

2.2.3.2. Alternativa 2: Molino de martillos

a) Ventajas.

- Pueden operar continuamente,
- Operación de mantenimiento es sencilla,
- Apto para molienda en seco,
- El producto se muele continuamente en la cámara de molido hasta que pueda filtrar la criba,
- Alimentación del producto puede ser los lados o sobre el rotor.

b) Desventajas

- Las partículas deben pasar por la criba, con materiales fibrosos puede embotarse y no moler todo el volumen,
- Su funcionamiento es alto en vibraciones,
- Necesita de un alto esfuerzo de par del motor,
- Carga adicional cuando la materia prima se mantiene en la cámara de molido, para lo cual requiere una potencia considerable.

2.2.3.3. Alternativa 3: Molino de rodillos

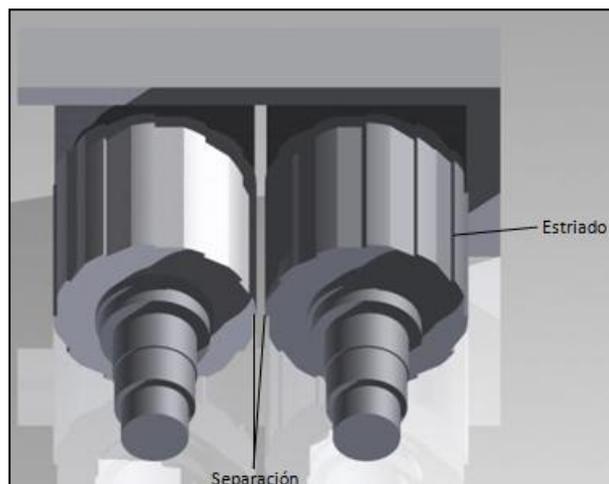


Figura 2. 8 Separación de rodillos

Fuente: Los Autores

a) Ventajas.

- Pueden operar continuamente,
- Control del tamaño de las partículas, con la regulación del espacio de separación de los rodillos,
- El tamaño de las partículas es homogéneo,
- El tiempo de vida útil es alto,
- El desgaste de los rodillos no es excesivo, y se puede compensar con un ajuste en la separación de los mismos

b) Desventajas

- El contenido de aceite del fruto debe ser considerable.
- Sistema de alimentación puede embotarse.
- Necesita de un sistema de reducción de velocidad, costo considerable.

2.2.4. Selección de la Alternativa

La selección de la alternativa se basa en el planteamiento de parámetros de funcionamiento y costos, que cumplan en mayor parte con los requerimientos para el procesamiento de la fruta del morete. Los parámetros considerados son los siguientes.

2.2.4.1. Grado de reducción

En la primera transformación es necesario que las partículas obtenidas sean lo más finas posibles para poder tratarlas en la extracción, y sean lo más homogéneas posibles.

2.2.4.2. Control del tamaño del producto

Es la capacidad de la máquina para controlar y regular el tamaño de la partícula, según sea la necesidad para la segunda transformación.

2.2.4.3. Facilidad de operación

Facilidad y capacidad de operar la maquina por el usuario, evitando riesgos de trabajo como accidentes o daños a la propia máquina por su complejidad de operación.

2.2.4.4. Fabricación

Parámetro que se basa en la facilidad de fabricación y construcción de sus partes y piezas.

2.2.4.5. Partes y piezas

La cantidad de elementos que conforman su conjunto; a menor cantidad de elementos y de fácil construcción mayor puntuación.

2.2.4.6. Montaje

La técnica de montaje debe ser coordinada y coherente para que las partes y piezas puedan ser montadas según el diseño.

2.2.4.7. Fácil Mantenimiento

Factor fundamental que garantiza el buen desempeño y correcto funcionamiento de la máquina, que pueda ser ejecutado por el usuario sin la necesidad de conocimientos técnicos o sea un especialista.

2.2.4.8. Costo

Factor fundamental para la toma de decisiones, en el cual se considera la capacidad de financiamiento para el desarrollo desde el proceso de diseño hasta la construcción y fabricación de la máquina. A mayor puntuación, es un mejor beneficio costo.

2.2.4.9. Seguridad

Parámetro que garantiza la seguridad de manipulación del equipo.

En la tabla 2.3 se realiza la selección más apropiada:

Parámetros	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	M. Discos	M. Martillos	M. Rodillos
1. Grado de reducción	7	8	8
2. Control del tamaño del producto	6	8	9
3. Facilidad de operación	8	6	8
4. Fabricación	6	6	9
5. Partes y piezas	6	7	9
6. Montaje	7	8	9
7. Fácil Mantenimiento	8	8	9
8. Costo	6	6	8
9. Seguridad	8	7	8
Total /90	62	64	77

Tabla 2. 3 Parámetros y selección de alternativa

Fuente: Los Autores

Por lo tanto, la alternativa 3, “Molino de Rodillos”, es la máquina que ofrece mejores características para desarrollar el proyecto, en su primer proceso de transformación de la materia prima, cuyo objeto es la reducción del tamaño.

2.3. Extracción (Segunda Transformación)

La segunda transformación, como se ha seleccionado en el apartado 2.1.1, es la extracción, dicho proceso como tal es para la obtención del aceite del fruto del morete.

2.3.1. Tipos del Método de Extracción

A continuación se citan los métodos que generalmente se utiliza en la industria alimenticia.

2.3.1.1. Prensa Hidráulica

El método de uso es manual con el empleo de una prensa o *gata hidráulica*, un cilindro perforado, y una placa conectada al pistón de la gata hidráulica. Su principio de funcionamiento es la compresión que transmite la acción del pistón hacia las frutas contra las paredes del cilindro perforado, las frutas se rompen y se comprimen, exprimiendo el fruto para la extracción del aceite. El método de la prensa hidráulica es actualmente utilizado por la comunidad de la Fundación Chankuap, en el cual se observa el procedimiento de uso.

2.3.1.2. Extrusión

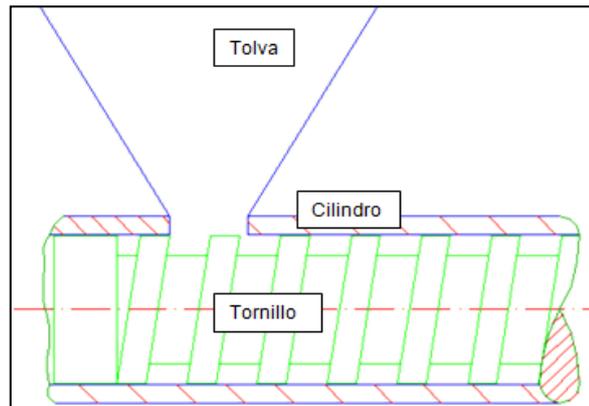


Figura 2. 9 Partes de máquina de extrusión

Fuente: Los Autores

La extrusión, es un método actualmente utilizado y desarrollado para el procesamiento de alimentos, generalmente en las grandes industrias debido a sus beneficios.

El principio de funcionamiento del extrusor es la transformación de la materia prima a través del *transporte*, *compresión* y *dosificación*. En este proceso se obliga al producto⁶ a fluir a través de un cilindro con la acción de un tornillo. En la figura se muestran las direcciones de alimentación a la extrusora y el flujo del producto final.

⁶ Producto, en nuestro caso en particular, es el morete molido, se referencia al sub producto previamente obtenido en la primera transformación (apartado 2.2).

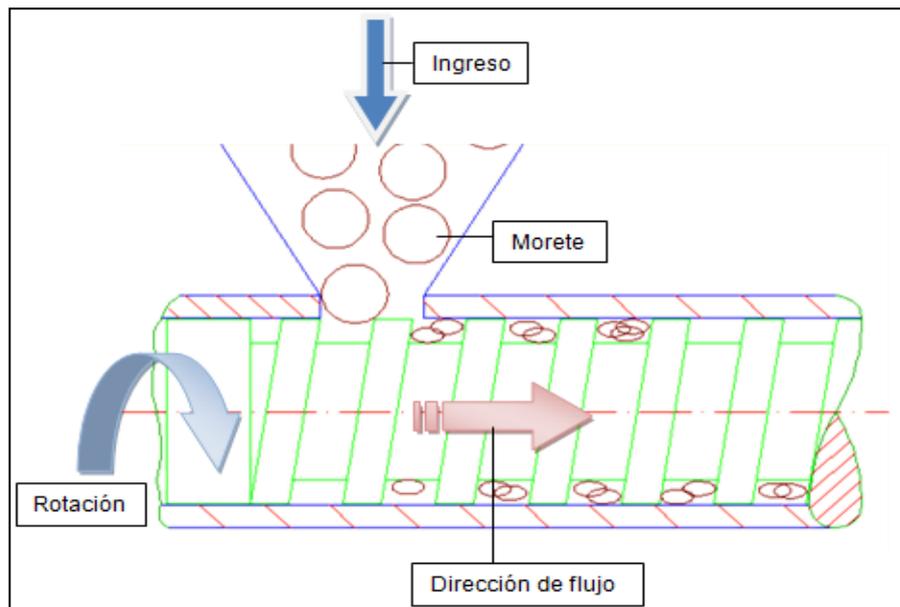


Figura 2. 10 Alimentación del producto y dirección de flujo

Fuente: Los Autores

El sistema de extrusión está formado por una tolva de carga, la cual realiza la acumulación del subproducto para la alimentación, el barril o cilindro, tornillo de extrusión, parte fundamental, y el sistema de transmisión de movimiento (rotación).

2.3.2. Tipos de Extrusores

El tipo de los extrusores, están dentro de su funcionamiento y tipo de arreglo que tienen, generalmente por la cantidad de tornillos pueden disponer.

2.3.2.1. Extrusores Húmedos

Los extrusores húmedos, se los denominan a los que se les inyecta vapor y/o agua dentro del cilindro o barril en el proceso de operación. Es un proceso muy utilizado debido a que procesa más cantidad de productos extruidos.

Generalmente, en la industria de alimentos se relaciona al extrusor húmedo con el arreglo de un solo tornillo o mono tornillo, también conocidos como extrusores simples. La tolva es la parte que ayuda a que el material de carga sea continuo.

El pre acondicionamiento del producto a transformar mejora el proceso debido a su contenido de humedad que puede aportar al proceso, para preservar la vida de los componentes del extrusor debido a que ayuda a mejorar el rozamiento.

El tornillo es el elemento clave en este método de extracción, y su geometría influye en el rendimiento del extrusor; los más utilizados son tornillos cónicos, en la zona de zona de alimentación con mayor profundidad de las hélices, hacia la descarga con la menor profundidad posible aumentando el diámetro de la raíz.

2.3.2.2. Extrusores Secos

Es el proceso de extrusión que no requiere el uso e inyección de vapor y/o agua para su funcionamiento, la disposición de vapor es como una fuente externa de calor. Este tipo de extrusor es utilizado cuando el producto a transformar posee contenidos altos de humedad. Se caracteriza por tener una pérdida de humedad en el proceso es en forma súbita del vapor.

Según Guy, la eficiencia/producción del extrusor es casi del doble si el material de partida se puede pre acondicionar con vapor y agua (pre cocción).

Generalmente, se relacionan este método de extrusores secos con la configuración de doble tornillo. La configuración de estos extrusores son más complejos que los de tornillos simples, pero tienen grandes ventajas en su operabilidad.

Los tornillos dobles también están catalogados según su dirección de rotación y al arreglo que se engranan.

- a. Extrusores de doble tornillo en contra-rotación
- b. Extrusores de doble tornillo en co-rotación.

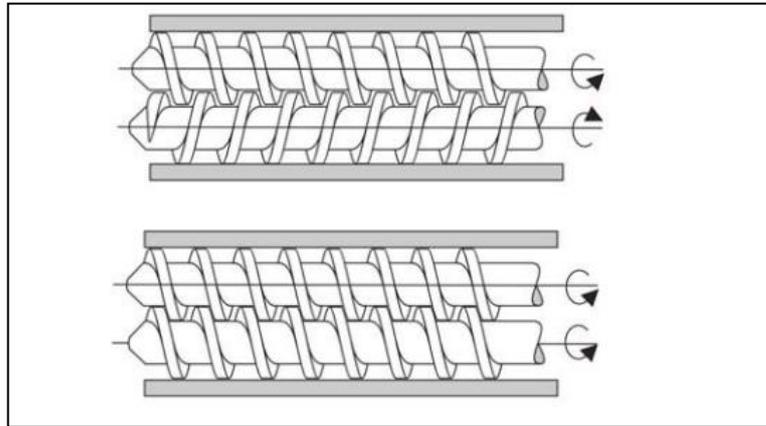


Figura 2. 11 Extrusores de doble tornillo contra-rotación y co-rotación

Fuente: GUY, Robin. Extrusión de alimentos, Tecnología y aplicaciones. Zaragoza, España: Acribia, S.A., 2001.

La disposición de contra rotación, el tornillo gira en la dirección opuesta, mientras que en el arreglo de co-rotación el tornillo gira en la misma dirección. Estas configuraciones se pueden dividir también según la posición de las hélices uno frente al otro.

- a. Extrusores de doble tornillo engranados
- b. Extrusores de doble tornillo sin engranar.

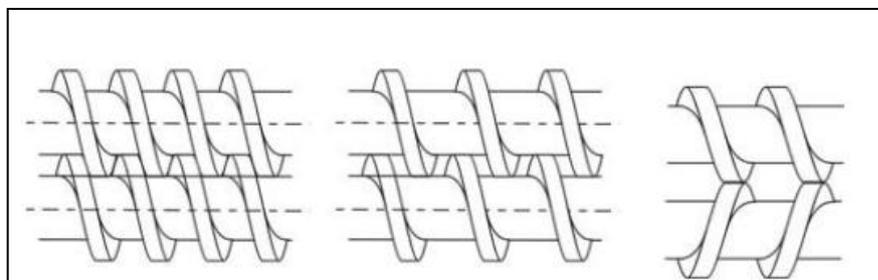


Figura 2. 12 Extrusores de tornillo doble engranado y sin engranar

Fuente: GUY, Robin. Extrusión de alimentos, Tecnología y aplicaciones. Zaragoza, España: Acribia, S.A., 2001.

El extrusor sin engranar es como dos extrusores de tornillos simples estuvieran de colocados de frente compartiendo una pequeña porción del barril, estos dependen la fricción por extrusión. En estos ni el bombeo ni es mezclado es positivo, es decir su acción no es de desplazamiento del producto hacia adelante.

Los tornillos engranados están montados parcialmente, según GUY, uno sobre otro en un camino del cilindro formando la figura de un 8, dando como resultado un bombeo positivo, un mezclado eficiente y una acción auto limpiante. Los tipos de extrusores auto limpiantes son los más utilizados en la industria de los alimentos

2.3.3. Estudio del tipo de extracción

El estudio se basa en una breve descripción de cada una de las alternativas que han sido considerados anteriormente. En la cual se expone de manera general las ventajas y desventajas de las soluciones que tengan mayor ponderación de los parámetros fundamentales para el proceso de transformación planteado.

2.3.3.1. Alternativa 1: Prensa Hidráulica

a) Ventajas.

- Bajo costo,
- Fácil utilización,
- Sencilla elaboración,
- Fácil mantenimiento.

b) Desventajas

- El proceso no es continuo,
- El uso y producción depende de la intervención de la fuerza generada por el operador,
- El proceso no garantiza la extracción de la mayor cantidad de aceite posible,
- Produce mucho desecho que puede ser útil para una mejor extracción.

2.3.3.2. Alternativa 2: Extrusora de tornillo simple.

c) Ventajas.

- Producción continua,
- Costo moderado,
- Extracción de la mayor cantidad de aceite de la fruta,
- Fácil mantenimiento,
- Montaje de partes y piezas es fácil, dependiendo del diseño.

d) Desventajas

- Debido a disponer de un solo eje, necesita de alimentación continua, caso contrario las últimas frutas no son procesadas,
- La zona de compresión puede generar excesiva presión,

2.3.3.3. Alternativa 3: Extrusora de tornillo doble, auto limpiante.

e) Ventajas.

- Producción continua,
- Bombeo positivo, pueden producir productos largos y uniformes
- Puede manejar materiales muy viscosos,
- El extrusor dispone de dos ejes en un solo cilindro, el interior se limpia por barrido y exprime todo el producto.
- Pueden manejar una amplia gama de tamaños triturados.

f) Desventajas

- Costo alto,
- Difícil construcción de partes y piezas,
- Complicado montaje y mantenimiento.

2.3.4. Selección de la Alternativa

La selección de la alternativa se basa en el planteamiento de parámetros de funcionamiento y costos, que cumplan en mayor parte con los requerimientos para el procesamiento de la extracción de aceite de la fruta del morete. Los parámetros considerados son los propuestos en el apartado en la sección 2.2.4.

En la siguiente tabla se realiza la selección más apropiada según los parámetros expresados, dando un valor a cada uno.

Parámetros	Alternativa 1 P. Hidráulica	Alternativa 2 Tornillo simple	Alternativa 3 Tornillo doble
1. Extracción	7	9	9
2. Capacidad Producción	6	9	10
1. Facilidad de operación	10	10	9
2. Fabricación	9	8	6
3. Partes y piezas	8	10	6
4. Montaje	10	8	6
5. Fácil Mantenimiento	8	8	6
6. Costo	9	8	5
7. Seguridad	6	8	9
Total / 90	73	78	66

Tabla 2. 4 Parámetros y selección de alternativa para la extrusión

Fuente: Los Autores

Por lo tanto, la alternativa 2, “Extrusor de tornillo simple”, es el proceso y método que ofrece las mejores características para desarrollar el proyecto, en el proceso de extracción de aceite de la fruta del morete.

CAPITULO 3.

3. Diseño de la máquina de trituración y extrusión

3.1. Ensayo de compresión.

El ensayo de compresión es un ensayo de materiales utilizado para conocer su comportamiento ante fuerzas o cargas de compresión. El ensayo de compresión es un ensayo técnico para determinar la resistencia de un material o su deformación ante un **esfuerzo de compresión σ_c** . Los ensayos de compresión tienen mucha similitud con los de tracción en la forma de cómo se conduce el ensayo y en el análisis e interpretación de los resultados.

Consiste en aplicar a la fruta de Morete, en la dirección de su eje longitudinal, una carga estática que tiende a provocar un acortamiento de la misma y cuyo valor irá incrementando hasta la rotura o suspensión del ensayo, este valor será el esfuerzo de compresión que se utilizara en los cálculos posteriores.

3.2. Coeficiente de fricción

El coeficiente de rozamiento o coeficiente de fricción expresa la oposición al movimiento que ofrecen las superficies de dos cuerpos en contacto. Es un coeficiente adimensional. Usualmente se representa con la letra griega μ (mu).

Cuando dos superficies son puestas en contacto, el movimiento de una respecto a la otra genera fuerzas tangenciales llamadas fuerzas de fricción, las cuales tienen sentido contrario a la fuerza aplicada.

Al considerar el deslizamiento de un cuerpo sobre un plano inclinado, se observa que al variar la inclinación de dicho plano, el objeto inicia el movimiento al alcanzarse un ángulo de inclinación crítico (figura 3.1).

Esto es debido a que al aumentar la inclinación, se reduce paulatinamente la componente perpendicular del peso, la fuerza normal (N), que es proporcional al coseno del ángulo de inclinación, (ecuación 3.1). De este modo, un coeficiente de rozamiento dado entre dos cuerpos equivale a un ángulo determinado, que se conoce como ángulo de rozamiento.

3.2.1. Deducción Matemática del Coeficiente de Fricción (μ_s)

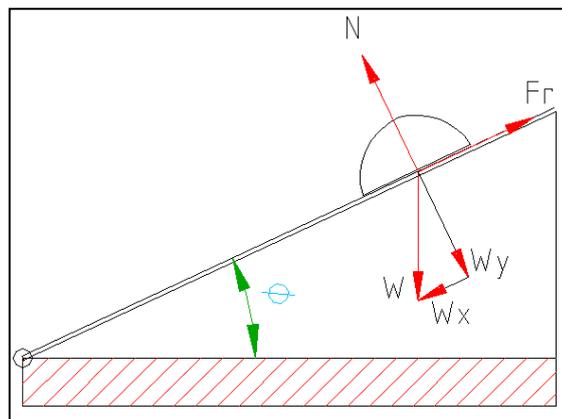


Figura 3. 1 Fruto Morete en plano inclinado

Fuente: Los Autores

$$\sum F_x = 0$$

$$Fr = (m * g * \text{Sin} \theta)$$

Ecuación 3.1

$$\sum F_y = 0$$

$$N = m * g * \text{Cos} \theta$$

Ecuación 3.2

$$\text{Si: } Fr = \mu * N$$

Entonces:

$$Fr = \mu * (m * g * \text{Cos}\theta)$$

$$(m * g * \text{Sin}\theta) = \mu * (m * g * \text{Cos}\theta)$$

$$\mu = \text{Tan}\theta$$

Ecuación 3.3

3.3. Diseño de molino de rodillos

Según el cuadro de selección de alternativas, el molino de rodillos es el ideal para el desmenuzamiento del fruto Morete, dado que el fruto necesita ser triturado antes de ser exprimido.

3.3.1. Molino de rodillos

El prototipo de máquina que se analiza está formado por dos rodillos estriados de acero inoxidable que giran uno hacia otro, que pueden girar a la misma o diferente velocidad. La finalidad de este tipo de molino es que las frutas del Morete sean atrapadas y arrastradas entre los rodillos, sufriendo una fuerza de compresión la cual permitirá la trituración.

De acuerdo a las características físicas del fruto Morete, (Cap. 1.4.1), se puede adaptar el diámetro, la longitud y el espacio de separación entre los rodillos.

3.3.2. Ángulo de separación de los rodillos (A)

El ángulo de separación de los rodillos es el ángulo formado por las tangentes a las caras de los rodillos en el punto de contacto entre el producto y los rodillos, el ángulo de separación de los rodillos es igual a:

$$\theta = \frac{A}{2} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

$$\mu = \text{Tan } \theta$$

$$\text{Tan } \frac{A}{2} = \mu$$

$$A = 2 \text{Tan}^{-1} \mu \quad \text{Ecuación 3.5}$$

3.3.3. Diámetro de los rodillos

Los rodillos son las herramientas de molienda en el molino de rodillos, debido al contacto directo con el material a ser triturado, las superficies de los rodillos pueden tener estrías, bordes rompedores o dientes.

Al girar los rodillos de manera opuesta, atrapan con sus dientes la fruta y la va desmenuzando obligándola a pasar por la separación entre los rodillos, estando los dientes situados de tal forma que se alteran para actuar además de cómo picas, haciendo pasar rápidamente todos los tamaños inferiores ya producidos.

Los trituradores de rodillos dentados son más versátiles. Trituran por picado (tracción) al actuar los dientes, por compresión en el momento de obligar a pasar a los trozos de fruta entre los rodillos, también por impacto y cizalladura. La selección se hace teniendo en cuenta el tamaño de grano máximo a triturar y el tamaño del grano que se desea obtener, estimándose el tamaño del rodillo.

Utilizamos la siguiente ecuación:

$$D_r = \frac{\left(D_t * \cos \left(\frac{A}{2} \right) \right) - D_f}{1 - \cos \left(\frac{A}{2} \right)} \quad \text{Ecuación 3.6}^7$$

Donde:

D_t = diámetro medio de las partículas añadidas

D_f = diámetro medio de las partículas finales

D_r = diámetro del rodillo

3.3.4. Longitud de los rodillos

La longitud de los rodillos se determinara de acuerdo a las características físicas del fruto Morete, (Cap. 1.4.1).

3.3.5. Longitud de arco de contacto entre la fruta morete y los rodillos

La longitud de arco en los rodillos (la), forma una superficie de contacto, en esta superficie será donde se ejerzan las fuerzas de compresión y cizallamiento.

$$la = \frac{D_r * A}{4} \quad \text{Ecuación 3.7}^8$$

Donde:

⁷ BALCÁZAR Díaz, Maritza; Diseño de un Triturador de Cacao Proyecto Previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico; EPN; 2009; pp 34.

⁸ BALCÁZAR Díaz, Maritza; Diseño de un Triturador de Cacao Proyecto Previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico; EPN; 2009; pp 36

$la = \text{longitud de arco de contacto entre el morete y los rodillos (mm)}$

$D_r = \text{diámetro del rodillo (mm)}$

$A = \text{ángulo de contacto en radianes (rad)}$

3.3.6. Análisis de los esfuerzos unitarios de la fruta

Las cargas que se producen en los rodillos dependen directamente del esfuerzo a la compresión entre el fruto Morete y la superficie de los rodillos.

La acción que ejerce el fruto Morete sobre los rodillos es directamente proporcional a su longitud del arco de contacto, por lo tanto se tiene que calcular el esfuerzo unitario de compresión q_c , con la siguiente ecuación:

$$q_c$$

$$= \sigma_c * la$$

Ecuación 3.8

3.4. Momento de inercia de la masa

3.4.1. Cálculo de momento de inercia de la masa en los ejes

Se considera diámetro de las secciones respectivas con la densidad del material utilizado, entonces:

$$I_i = \frac{\pi D^4 \rho l}{32}$$

Ecuación 3.9

Donde:

$I_i =$ momento de inercia de la masa de cada elemento ($kg.m^2$)

$D =$ diámetro de cada sección del eje (m)

$\rho =$ densidad del acero

$l =$ longitud de cada sección del eje (m)

3.4.2. Cálculo de momento de inercia de la masa en los rodillos

Se considera diámetro de las secciones respectivas con la densidad del material utilizado, entonces:

$$I_R = \frac{\pi (DE^4 - DI^4) \rho a}{32} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Donde:

$I_R =$ momento de inercia de la masa del rodillo ($kg.m^2$)

$DE =$ diámetro exterior del rodillo (m)

$DI =$ diámetro interior del rodillo (m)

$\rho =$ densidad del acero

$a =$ ancho del engrane (mm)

3.4.3. Cálculo de momento de inercia de masa total

Para determinar el momento de inercia de masa total, se deben sumar todos los momentos de inercia de masa de los elementos que intervienen en la máquina.

$$I_T = \sum I_i \quad \text{Ecuación 3.11}$$

3.4.4. Cálculo de la potencia para vencer el momento de inercia de la masa

El molino de rodillos entra en funcionamiento únicamente cuando vence la inercia de todos los elementos que interactúan en la misma, por lo tanto la potencia para vencer el momento de inercia de masa de todos los elementos es:

$$P_i = T_i * W_f \quad \text{Ecuación 3.12}$$

$$T_i = I_T * \alpha_m \quad \text{Ecuación 3.13}$$

$$\alpha_m = \frac{W_f}{t_f^2} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Donde:

P_i = potencia para vencer la inercia de los elementos (Watts)

T_i = torque para vencer el momento de inercia de masa (N.m)

W_f = velocidad angular $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$

I_T = momento de inercia de masa de todos los elementos (kg.m²)

$\alpha_m = \text{aceleración media producida durante el arranque del motor (rad/s}^2\text{)}$

3.5. Cálculo de potencia

3.5.1. Cálculo de potencia debido a las cargas en los rodillos

Para determinar la potencia necesaria de trituración de la fruta morete, se debe calcular el torque que ejerce la fruta morete al rodillo, utilizando la siguiente ecuación:

$$T = \mu \cdot q_c \cdot l \cdot r \quad \text{Ecuación 3.15}$$

$T = \text{torque que es ejercido por la fruta (N.m)}$

$\mu = \text{coeficiente de rozamiento}$

$q_c = \text{esfuerzo de compresion unitario (N/mm)}$

$l = \text{longitud del rodillo (mm)}$

$r = \text{radio del rodillo (m)}$

Para el cálculo de la potencia de trabajo P_o se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_o = T * W_f \text{ (HP)} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

Para saber la potencia total de trabajo que se necesita, sumamos la potencia total para vencer el momento de inercia de masa P_i , y la potencia debido a las cargas en los rodillos P_o .

$$P_{TOTAL} = P_i + P_o$$

Ecuación 3.17

3.6. Diseño de la máquina de extracción de aceite del fruto morete

Una extrusora debe disponer de un sistema de alimentación del material, un sistema de fusión - plastificación, un sistema de bombeo y presurización, que habitualmente generará también un efecto de mezclado. La figura 3.2 muestra, como ejemplo, una representación esquemática de una extrusora típica de husillo simple.

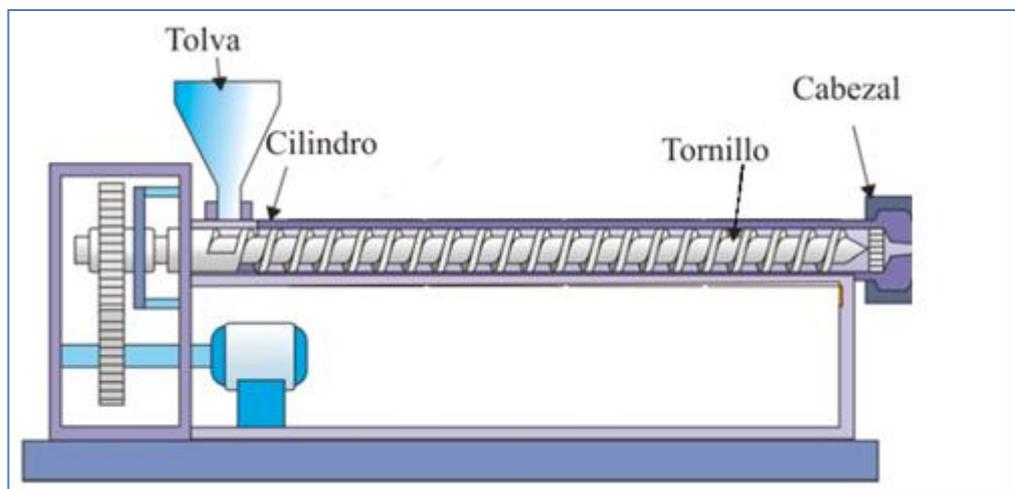


Figura 3. 2 Representación esquemática de una extrusora de husillo simple.

Como puede apreciarse el sistema de alimentación más habitual es una tolva, en la que el material a procesar se alimenta. El dispositivo de fusión - plastificación, bombeo y presurización está constituido por un tornillo de Arquímedes que gira en el interior de un cilindro. La parte esencial de la máquina es el sistema cilindro - tornillo que, como consecuencia del giro, compacta el alimento sólido y lo transporta hacia la zona de salida.

La función principal de la máquina de extracción de aceite es la de generar la suficiente presión mediante un tornillo, para hacer que el fruto del Morete pase de la zona de alimentación hasta la zona de compresión, donde el fruto va a ser aplastado y exprimido, para finalmente hacer pasar la masa o torta a través de la sección de salida.

3.6.1. Características geométricas del tornillo extrusor

El tornillo extrusor es una bomba de arrastre de material, por lo tanto la presión necesaria para hacer pasar el material depende principalmente de la geometría del tornillo extrusor, las propiedades del flujo del material y de la tasa de flujo.

En la figura 3.3 podemos observar las características geométricas de un husillo normal para extrusión.

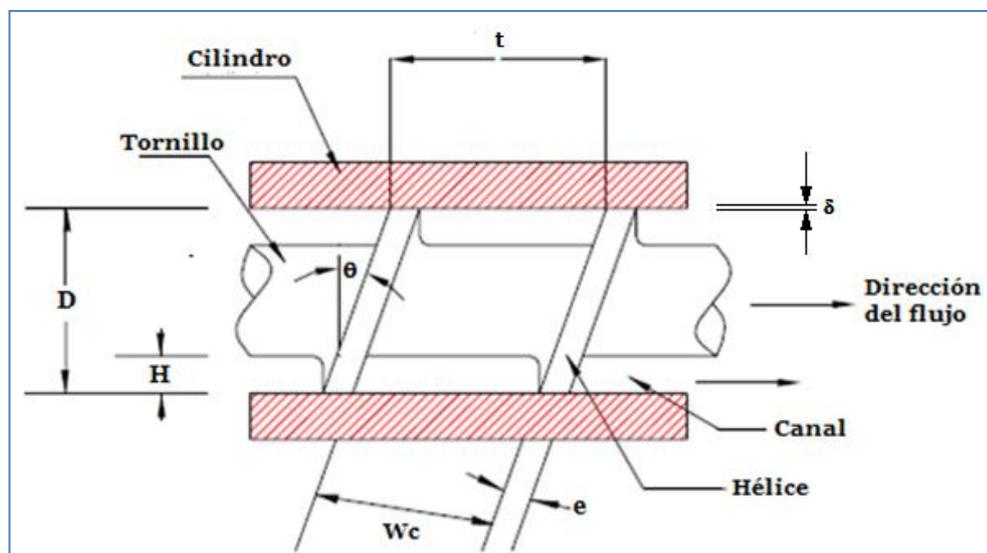


Figura 3. 3 Detalles de un tornillo extrusor dentro del barril

Fuente: GROOVER Mikell; *Fundamentos de la manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas*, Prentice Hall Hispanoamericana S.A, Primera Edición, México, 1996, Pag 314

Donde:

$D =$ diámetro del tornillo

$H =$ profundidad del husillo

$w_c =$ ancho del canal entre hélices

$e = \text{espesor del diente}$

$t = \text{paso del husillo}$

$\delta = \text{holgura radial entre la cresta del filete del husillo y el barril}$

$\theta = \text{ángulo de hélice}$

$N = \text{velocidad del tornillo (rpm)}$

El diámetro interno del cilindro extrusor fluctúa típicamente entre 25 y 150 milímetros. El cilindro es largo con respecto a su diámetro, con una relación L/D usualmente entre 5 y 30.

Para el cálculo de las características del husillo de extrusión, se recomienda emplear las siguientes ecuaciones empíricas⁹:

$$H = (0.2 - 0.3)D \quad \text{Ecuación 3.18}$$

$$w_c = \pi D \sin \theta \quad \text{Ecuación 3.19}$$

$$e = (0.06 - 0.1)D \quad \text{Ecuación 3.20}$$

$$t = (0.8 - 1.2)D \quad \text{Ecuación 3.21}$$

$$\delta = (0.002 - 0.003)D \quad \text{Ecuación 3.22}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{t}{\pi D} \right) \quad \text{Ecuación 3.23}$$

⁹ GROOVER, Mikell P. *Fundamentos de Manufactura Moderna, Materiales, Procesos y Sistemas*. Mexico: Prentice-Hall Hispanoamerica S.A., 1997.

3.6.2. Análisis de la extrusión

El tornillo consiste en canales que conducen al material para luego comprimirlo. Al girar el tornillo, las paletas empujan el material hacia delante. Este hecho de acero endurecido para resistir el desgaste al girar y al pasar en el interior del cilindro.

Un tornillo simple se puede dividir en tres zonas de procesado: la zona de alimentación, la zona de amasado o de compresión, y la zona fina de cocción, ver figura 3.4

La zona de alimentación generalmente tiene canales profundos que reciben el alimento. El material preacondicionado o seco que está entrando en esta zona se transporta a la zona de amasado o compresión, en este punto se puede inyectar agua para ayudar al desarrollo de la pasta y mejorar la transmisión de calor en el cilindro extrusor.¹⁰

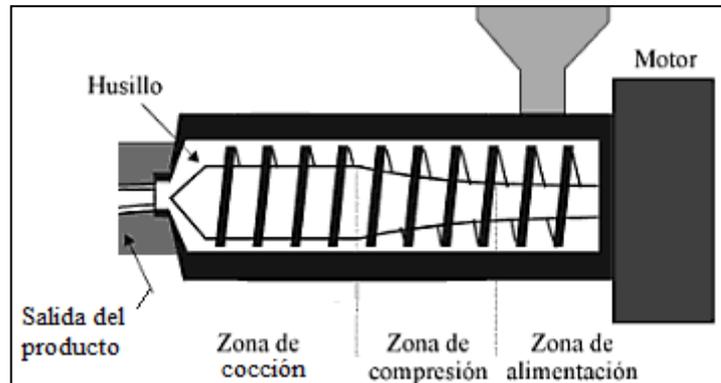


Figura 3. 4 Zonas de procesado en una extrusora

Fuente: GUY, Robin. *Extrusión de alimentos, Tecnología y aplicaciones*. Zaragoza, España: Acribia, S.A., 2001.

¹⁰ GUY, Robin. *Extrusión de alimentos, Tecnología y aplicaciones*. Zaragoza, España: Acribia, S.A., 2001.

3.6.3. Reología de los alimentos fluidos.

El comportamiento de los fluidos bajo la acción de fuerzas aplicadas es tema de estudio de la mecánica de fluidos. Sin embargo, el estudio del comportamiento viscoso de los fluidos pertenece al campo de la reología, que es la ciencia que estudia el flujo y la deformación de los materiales.

Existen tres tipos de fluidos:

- Newtonianos, proporcionalidad entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación.
- No Newtonianos conocido también como dilatante pseudoplástico, no hay proporcionalidad entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación.
- Viscoelásticos, se comportan como líquidos y sólidos, presentando propiedades de ambos.

Las suspensiones densas, lodos, emulsiones, soluciones de polímeros de cadena larga, almidones de alimentos, se consideran fluidos No Newtonianos.

Para nuestro análisis nos enfocaremos en los fluidos No Newtonianos, debido a que el producto que vamos a utilizar tiene un comportamiento dilatante pseudoplástico, es decir la viscosidad aparente, η , no permanece constante sino que está en función de la velocidad cortante.

Un fluido pseudoplástico se caracteriza por una disminución de su viscosidad y de su esfuerzo cortante, con la velocidad de deformación. Su comportamiento lo podemos observar en la figura 3.5

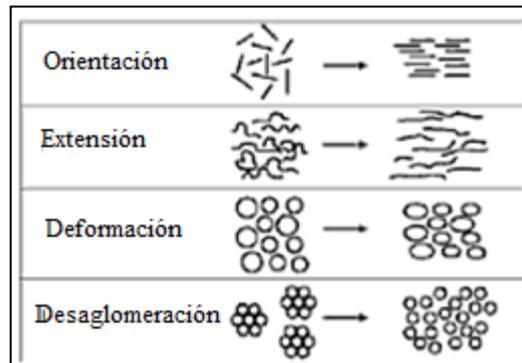


Figura 3. 5 Pseudoplasticidad, efecto de cizalla sustancias fluidificantes.

Fuente: RAMÍREZ NAVAS Juan Sebastián, *Introducción a la Reología de los Alimentos*, Colombia, Recitela – V.6 n.1, 2006, Pág. 34

La ecuación reológica de este tipo de fluidos sigue el modelo de Ostwald de Waele, cuya expresión es:

$$\tau = k \gamma^n \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Dónde:

$\tau =$ esfuerzo de corte

$k =$ coeficiente de consistencia

$\gamma =$ razón de corte aparente (s^{-1})

$n =$ índice de comportamiento al flujo

La razón de corte aparente se relaciona directamente con las características geométricas del tornillo extrusor:

$$\gamma = \frac{\pi D N}{H} \quad \text{Ecuación 3.25}$$

La ley de potencia de Ostwald de Waele, es una representación conveniente para muchos fluidos, y la tabla muestra los valores de los parámetros de flujo para algunas sustancias familiares que pueden representarse razonablemente en este modelo.

Parameters K and n of the Power Law Equation for Pastes from Extruded ^a Starchy Products					
Material	Concentration (%)	Dispersion Procedure	K	n	Reference ^b
Wheat starch	8.5	Preheating to 96°C, variable heating and agitation	490–5,370	0.53–0.82	1
Cereal starches, wheat semolina, wheat flour	5.5–10	Viscoamylograph (Brabender) at 96°C	25–650	0.06–0.85	2
Potato flakes	9.1	No preheating	71–2,028	0.67–0.86	3
		Preheating at 80°C	387–9,920	0.52–0.77	
Maize grits	9.1	No preheating	10–390	0.74–1.00	4
		Preheating at 80°C	40–900	0.60–0.96	

^aAll with twin-screw extruders.
^bReferences: 1 = Doublier et al (1986), 2 = Launay and Lisch (1983), 3 = Senouci and Smith (1986), 4 = Richmond and Smith (1985).

Figura 3. 6 Parámetros de flujo de algunos fluidos de ley de potencia familiares.

Fuente: C. MERCIER, P. LINKO, J. HARPER, *Extrusion Cooking*; American Association of Cereal Chemists, EEUU, 1989, p 284.

Para los fluidos No Newtonianos se utiliza el concepto de viscosidad aparente, η , que se relaciona con la ecuación 3.26, la viscosidad aparente en el caso de los fluidos seudoplástico viene dada por la relación¹¹:

$$\eta = k \gamma^{n-1} \quad \text{Ecuación 3.26}$$

¹¹ Villarroel González, Carlos. «INGENIARE.» *REVISTA CHILENA DE INGENIERIA*, Chile, 2008: pp 246.

3.6.4. Flujo en el extrusor

Al girar el tornillo dentro del barril o cilindro, forzamos al producto a desplazarse a lo largo del mismo.

El principal mecanismo de transporte es el flujo de arrastre, que resulta de la fricción entre el fluido viscoso y las dos superficies opuestas que se mueven una con respecto a la otra; el cilindro estacionario y el canal del tornillo giratorio. El arreglo puede parecerse al flujo de fluido que ocurre entre una placa estacionaria y una placa móvil separada por un líquido viscoso, como se ilustra en la 3.7. Dado que la placa móvil tiene una velocidad v , se infiere que la velocidad promedio de fluido es $v / 2$, generando una velocidad de flujo volumétrico.¹²

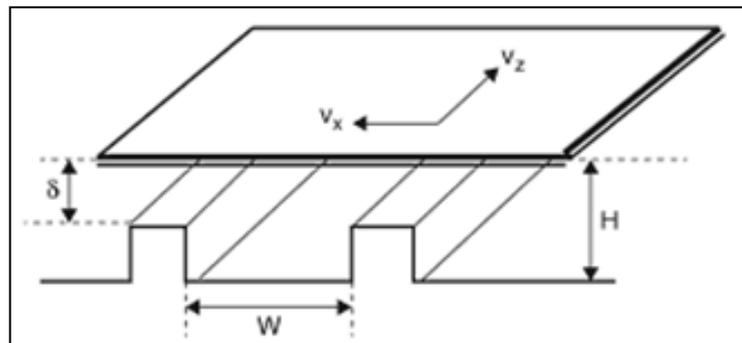


Figura 3. 7 Modelo del canal de flujo

Fuente: BERK, Zeki; *Food Process Engineering and Technology, USA, Elsevier Inc., First Edition, 2009, Pag. 338*

$$Q_d = 0.5 v H w_c$$

Ecuación 3.27

$Q_d =$ velocidad de flujo volumétrico por arrastre (m^3 / s)

$v =$ velocidad de la placa movable (m/s)

¹² GROOVER, Mikell P. *Fundamentos de Manufactura Moderna, Materiales, Procesos y Sistemas*. Mexico: Prentice-Hall Hispanoamerica S.A., 1997. pp 315.

Estos parámetros se pueden comparar con aquellos en el canal, definidos por el tornillo de extrusión rotatorio y la superficie del cilindro estacionario.

$$v = \pi D N \cos \theta \quad \text{Ecuación 3.28}$$

Al sustituir la ecuación 3.27 obtenemos:

$$Q_d = 0.5 \pi^2 D^2 N H \sin \theta \cos \theta \quad \text{Ecuación 3.29}$$

En nuestro análisis existen fuerzas que se oponen al movimiento del fluido con dirección a la salida, entonces la ecuación 3.29 no es lo suficiente para el análisis, debido a que al comprimir el producto, se crea una contrapresión en el cilindro que reduce el transporte del producto por arrastre. Esta reducción de flujo, a la que llamaremos flujo a contrapresión, depende de las dimensiones del tornillo, la viscosidad del producto fundido y la gradiente de presión a lo largo del cilindro ver figura 3.8

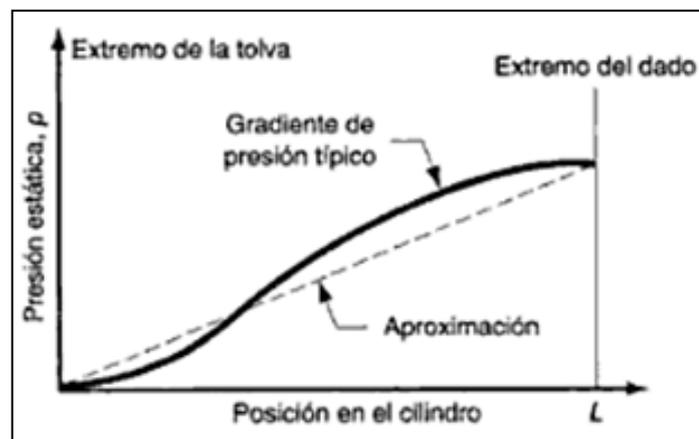


Figura 3. 8 Gradiente típico de presión en un extrusor.

Fuente: GROOVER Mikell; *Fundamentos de la manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas*, Prentice Hall Hispanoamericana S.A, Primera Edición, México, 1996, Pág. 316

El flujo de contrapresión, Q_p , puede ser visualizado como un tornillo sin rotación, con el material que fluye hacia la salida del producto. Este flujo de contrapresión es calculado con:

$$Q_p = \frac{\pi D H^3 \sin^2 \theta \Delta P}{12 \eta} \cdot \frac{\Delta P}{L} \quad \text{Ecuación 3.30}$$

Donde:

$\Delta P =$ presión estática en el cilindro (MPa)

$L =$ longitud del cilindro

$\eta =$ viscosidad aparente newtoniana (Pa.s)

El flujo a contrapresión es una reducción del flujo de arrastre, entonces se puede calcular la magnitud del flujo neto, Q_{neto} , en el extrusor como la diferencia entre el flujo de arrastre y el flujo a contrapresión:

$$Q_{neto} = Q_d - Q_p \quad \text{Ecuación 3.31}$$

$$Q_{neto} = 0.5 \pi^2 D^2 N H \sin \theta \cos \theta - \frac{\pi D H^3 \sin^2 \theta \Delta P}{12 \eta} \cdot \frac{\Delta P}{L} \quad \text{Ecuación 3.32}$$

El flujo neto máximo, Q_{max} , ocurrirá cuando el flujo de arrastre sea igual al flujo a contrapresión, es decir cuando el flujo neto máximo es cero, esto es:

$$Q_{max} = Q_d - Q_p = 0,$$

es decir: $Q_d = Q_p$

Usando las ecuaciones 2.27 y 2.28, podemos resolver y determinar el valor de la presión máxima estática, P_{max} , que podría anular el flujo en el extrusor.

$$P_{max} = \frac{6 \pi D N L \eta \cot \theta}{H^2} \quad \text{Ecuación 3.33}$$

Dennis Heldman en su libro Handbook of Foods Engineering, sugiere que las ecuaciones deben ser corregidas, debido a las consideraciones que se realizó en el análisis de flujo en el extrusor, los factores de corrección dependen de la geometría del husillo y del barril. Los factores de corrección son proporcionados de las siguientes figuras:¹³

Los factores F_d y F_p , dependen de la profundidad y el ancho del canal del husillo, figura 3.9

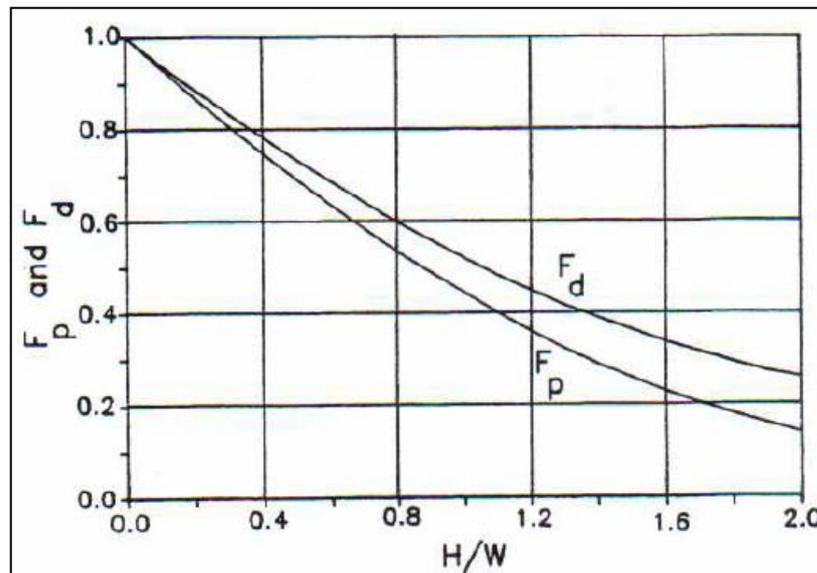


Figura 3. 9 Factores de corrección del flujo de arrastre y flujo de presión

¹³ Dennis Heldman, Handbook of Food Engineering, Edit Marcel Decker, EEUU, 1992, Páginas 625-627.

Los factores F_{dc} y F_{pc} , se aplica por el número de espiras que tendrá el tornillo del extrusor, figura 3.10 y figura 3.11 respectivamente.

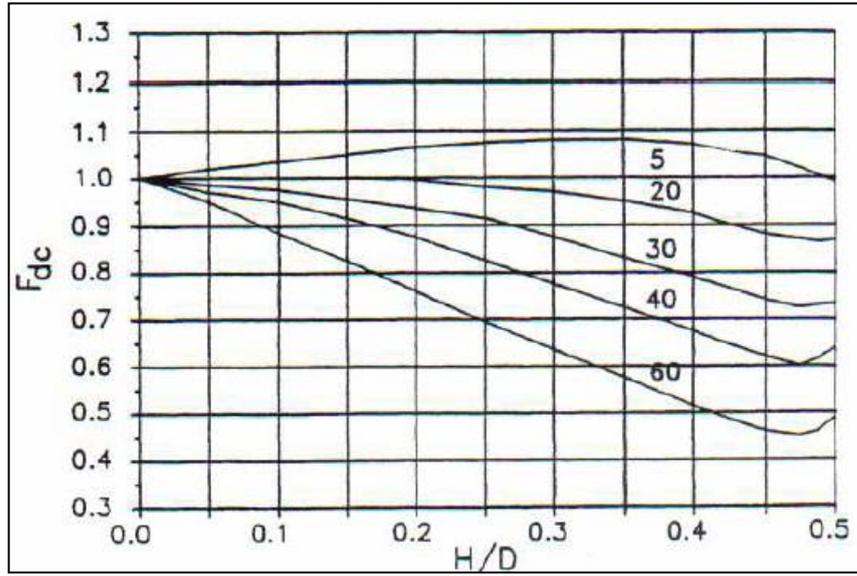


Figura 3. 10 Factor de corrección del flujo de arrastre debido al número de espiras

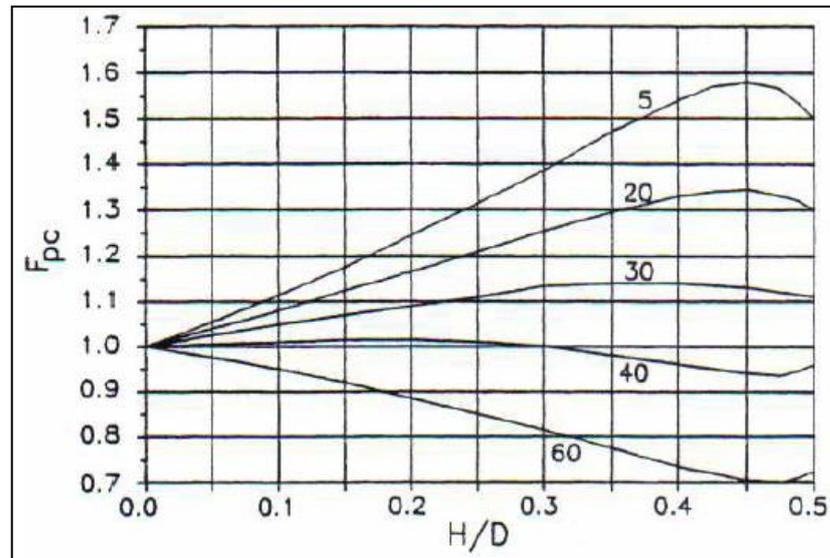


Figura 3. 11 Factor de corrección del flujo de presión debido al número de espiras

Los factores F_{de} y F_{pe} , dependen del ángulo de hélice, figura 3.12 y figura 3.13 respectivamente.

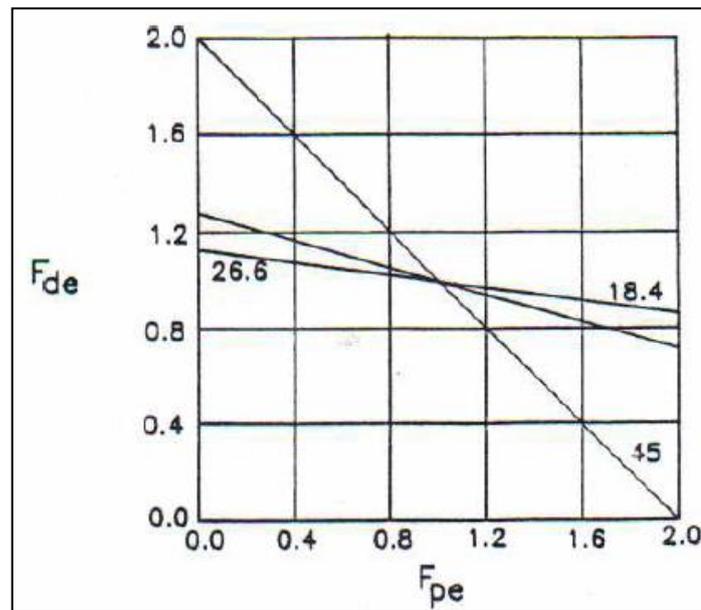


Figura 3. 12 Factor de corrección del flujo de arrastre en función del ángulo de hélice

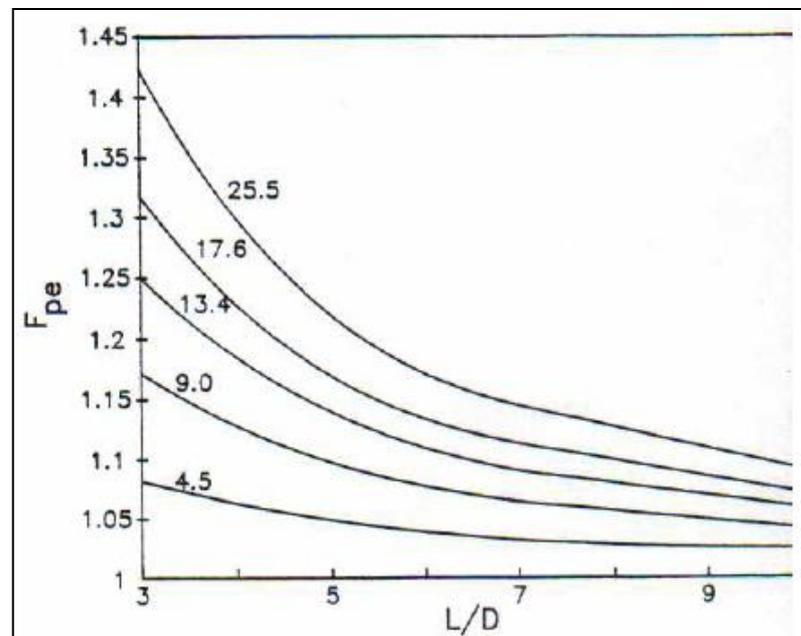


Figura 3. 13 Factor de corrección del flujo de presión en función del ángulo de hélice

Los factores de corrección se aplican en la ecuación 3.34, obteniendo la ecuación de flujo corregida:

Ecuación 3.34

$$Q_{neto} = 0.5 \pi^2 D^2 N H \sin\theta \cos\theta (F_d F_{dc} F_{de}) + \frac{\pi D H^3 \sin^2 \theta}{12 \eta} \cdot \frac{\Delta P}{L} (F_p F_{pc} F_{pe})$$

3.6.5. Potencia requerida para la extracción

La potencia requerida para el proceso de extracción de aceite del fruto de Morete, se obtiene a partir de:

$$Pot = Q_{neto} * \Delta P \quad \text{Ecuación 3.35}^{14}$$

3.7. Cálculo, diseño y selección de elementos de la máquina de trituración

3.7.1. Ensayo de compresión

Para obtener los datos de presión, fuerza, se realizó un ensayo de compresión el cual arroja datos válidos para los cálculos posteriores.

El ensayo se lo realizó en:

Lugar: Laboratorio de ensayos de materiales; Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica Salesiana; Campus Kennedy

¹⁴ Fox, R.W. y Alan McDonald. 1995. Introducción a la Mecánica de Fluidos. McGraw-Hill, México, Pág. 916

La resistencia al aplastamiento que presenta la fruta Morete es un parámetro fundamental del diseño de ésta máquina, la misma que se determinó de manera experimental. Al fruto Morete, se lo aplastó en la máquina universal de ensayos Marca DUPLOMATIC, obteniéndose como resultados los siguientes:

FRUTO	ENSAYO	
	RESISTENCIA ESTÁTICA DE COMPRESION (σ_c)	RESISTENCIA ESTÁTICA DE COMPRESION (σ_c)
	(psi)	(N / mm ²)
MORETE 1	200	1,379
MORETE 2	180	1,241
MORETE 3	150	1,034
MORETE 4	200	1,379
MORETE 5	180	1,241

Tabla 3. 1 Resistencia al aplastamiento que presenta la fruta Morete

Fuente: Los Autores

La tabla nos muestra la resistencia estática de compresión que tiene cada fruto Morete al ser aplastado, razón por la cual se debe tomar el valor más alto de la resistencia estática de compresión σ_c , para el diseño.

$$\sigma_c = 200 \text{ psi}$$

$$\sigma_c = 1.379 \frac{N}{mm^2}$$

3.7.2. Deducción Experimental de Coeficiente de Fricción (μ)

Para realizar esta deducción se utilizó los siguientes elementos:

- Una plancha de acero inoxidable de (50 x 15)mm
- 1 fruta de morete
- 3 pedazos de corteza de morete

3.7.2.1. Angulo de separación (A)

Una vez obtenido el coeficiente estático de fricción, es posible obtener el ángulo de separación de los rodillos a partir de la ecuación 3.5:

$$A = 2 \operatorname{Tan}^{-1} \mu$$

$$A = 55.3^\circ$$

3.7.2.2. Diámetro de los rodillos

Debido al tamaño que presenta la fruta del Morete es necesario dimensionar un diámetro mínimo requerido que sea mayor al diámetro medio de la fruta, ya que los rodillos cumplen con la función de atrapar y luego triturar, el diámetro mínimo requerido se obtiene de la ecuación 3.6, teniendo en cuenta que:

$$D_t = 25 \text{ mm}$$

$$D_f = 10 \text{ mm}$$

$$D_r = \frac{\left(D_t * \operatorname{Cos} \left(\frac{A}{2} \right) \right) - D_f}{1 - \operatorname{Cos} \left(\frac{A}{2} \right)}$$

$$D_r = 106,2 \text{ mm}$$

Los rodillos para este tipo de trabajo deben tener estriaduras para poder atrapar la fruta, para poder evitar en lo posible el resbalamiento de la fruta con el rodillo, por lo tanto, considerando las estriaduras se establece un diámetro en los rodillos de:

$$D_r = 120 \text{ mm}$$

3.7.2.3. Longitud de los rodillos

Considerando el diámetro mayor en la fruta, y la propuesta que se hace es que los rodillos puedan triturar 2 frutas al mismo tiempo, podemos considerar una longitud de:

$$L = 110 \text{ mm}$$

3.7.2.4. Longitud de arco de contacto entre la fruta morete y los rodillos

La longitud de arco de contacto es necesaria ya que forma una superficie de contacto entre el fruto Morete y los rodillos, y es en esta área donde se ejercerán las fuerzas de compresión, se obtiene de la ecuación 3.7

$$la = \frac{D_r * A}{4}$$

$$la = 28.95 \text{ mm}$$

3.7.2.5. Esfuerzo unitario de la fruta del Morete

Según el ensayo de compresión realizado, obtuvimos el valor de la resistencia estática de compresión σ_c del fruto Morete de:

$$\sigma_c = 1.38 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo unitario que ejerce la fruta del Morete sobre los rodillos se obtiene de la ecuación 3.8

$$q_c = \sigma_c * la$$

$$q_c = 39.95 \frac{N}{mm}$$

3.7.3. Cálculo de momento de inercia de la masa

3.7.3.1. Cálculo de momento de inercia de la masa en el eje motriz

El momento de inercia de masa para los rodillos se obtiene de la ecuación 3.9, con la densidad del acero de $\rho = 76 \text{ KN/m}^3$

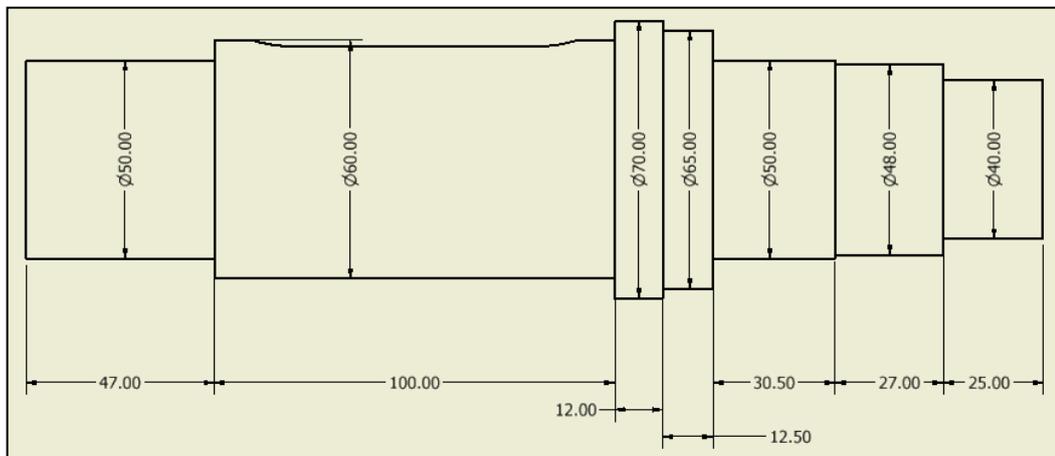


Figura 3. 14 Dimensiones del eje porta rodillos

Fuente: Los Autores

El momento de inercia de masa del eje del rodillo 1, es de:

$$I_{eje1} = 0.019 \text{ kg} * m^2$$

3.7.3.2. Cálculo de momento de inercia de la masa en el rodillo motriz



Figura 3. 15 Rodillo motriz para trituración

Fuente: Los Autores

El momento de inercia de masa para el rodillo motriz se obtiene de la ecuación 3.10, con la densidad del acero de $\rho = 76 \text{ KN}/\text{m}^3$:

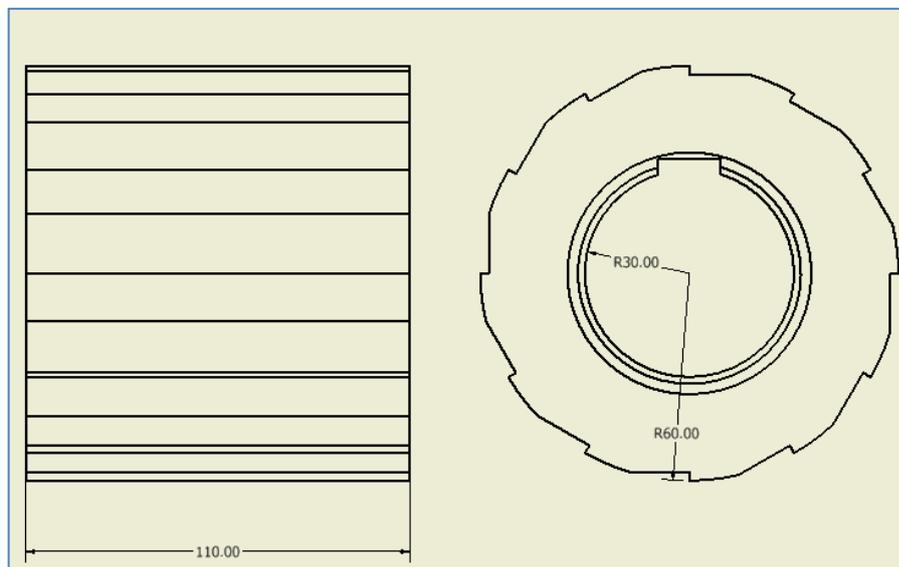


Figura 3. 16 Dimensiones del rodillo triturador

Fuente: Los Autores

$$I_{Rodillo1} = 0.163 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.7.3.3. Cálculo de momento de inercia de masa total

El momento de inercia de masa total se obtiene de la ecuación 3.11, por ello se suma los diferentes momentos de inercia de masa calculados anteriormente:

$$I_T = \sum I_i$$

$$I_T = I_{eje} + I_{rodillo}$$

$$I_T = (0.019 + 0.163) \text{ kg.m}^2$$

$$I_T = 0.182 \text{ kg.m}^2$$

3.7.4. Cálculo de la potencia

3.7.4.1. Cálculo de la potencia para vencer el momento de inercia de la masa total

Para que la máquina de trituración empiece a funcionar debe vencer el momento de inercia total, para el cálculo de potencia se toma las siguientes consideraciones:

$$W_f = 19 \text{ rpm} = 1.99 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\alpha_f = 1.99 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$I_T = 0.182 \text{ kg.m}^2$$

El torque para vencer el momento de inercia de masa se obtiene de la ecuación 3.13:

$$T_i = I_T * \alpha_m$$

$$T_i = 0.182 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 * 1.99 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T_i = 0.362 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La potencia para vencer el momento de inercia de masa total se obtiene de la ecuación 3.12

$$P_i = T_i \cdot \omega_f$$

$$P_i = 0.362 \text{ (N} \cdot \text{m)} * 1.99 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P_i = 0.721 \text{ Watts} = 0,00097 \text{ HP}$$

3.7.4.2. Cálculo de potencia debido a las cargas en los rodillos

Para calcular la potencia debido a las cargas en los rodillos, se debe calcular el torque que ejerce la fruta del Morete a los rodillos.

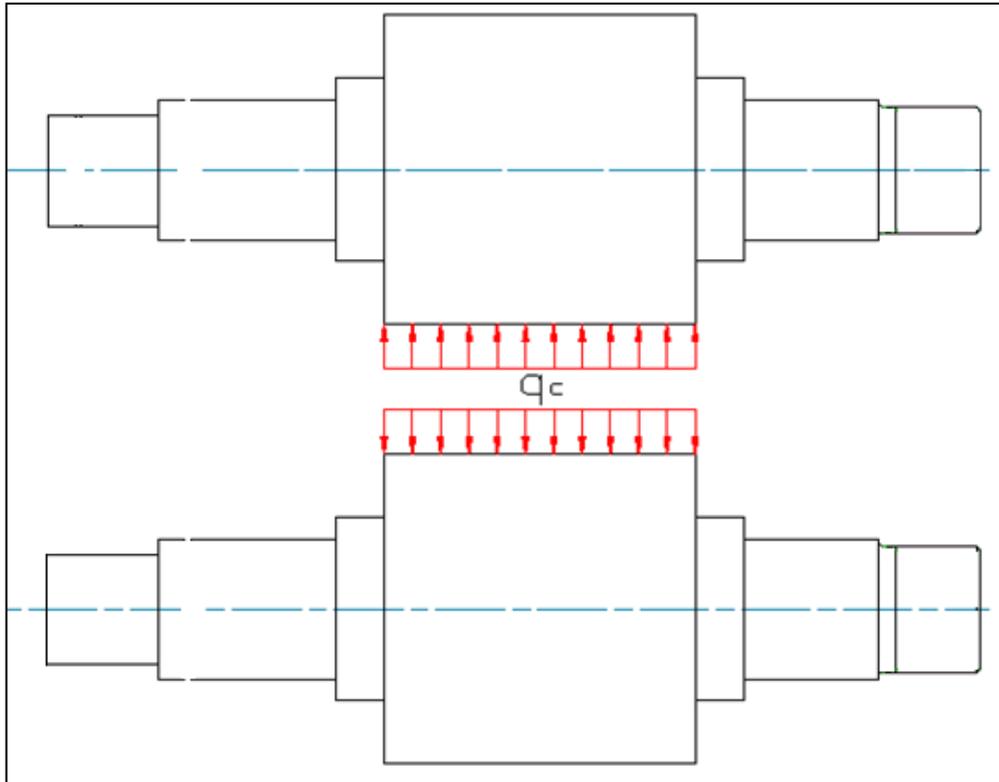


Figura 3. 17 Distribución de la carga ejercida por la fruta del morete a los rodillos

Fuente: Los Autores

Con los siguientes datos:

$$\mu = 0.524$$

$$q_c = 42.3 \frac{N}{mm}$$

$$l = 110 \text{ mm}$$

$$r = 0.06 \text{ m}$$

El torque ejercido lo obtenemos de la ecuación 3.15,

$$f_r = \mu \cdot q_c \cdot l$$

$$f_r = 0.524 * 42.3 \frac{N}{mm} * 110 \text{ mm}$$

$$f_r = 2438.2 \text{ N}$$

$$T = f_r \cdot r$$

$$T = 2438.2 \text{ N} * 0.06 \text{ m}$$

$$T = 146.3 \text{ N.m}$$

Para el cálculo de la potencia se utiliza la ecuación 3.16:

$$P_o = T * W_f$$

$$P_o = 146.3 \text{ N.m} * 1.99 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P_o = 291.14 \text{ Watts} = 0.3904 \text{ HP}$$

La potencia total de trabajo que necesita la máquina de trituración, obtenemos de la ecuación 2.21.

$$P_{TOTAL} = P_i + P_o$$

$$P_{TOTAL} = (0,00097 + 0.3904) \text{ HP}$$

$$P_{TOTAL} = 0.392 \text{ HP}$$

3.7.5. Selección de la catarina

Puesto que es necesaria la reducción de velocidad en el rodillo de trituración, y la reducción de la velocidad es de 3:1, seleccionamos la catarina del Anexo 2

3.7.5.1. Análisis de fuerzas en la catarina

F es la fuerza transmitida por la cadena hacia el tornillo.

La fuerza flexionante en la catarina la obtenemos de la ecuación 1.46:

$$F = \frac{T}{D/2}$$

$$F = \frac{480 \text{ N.m}}{0.14 \text{ m}}$$

$$F = 3428.6 \text{ N}$$

Debido al arreglo que se hizo, se debe calcular las componentes de la fuerza flexionante en el plano Y-Z, para ello se necesita el ángulo que forma el eje Y, con la línea formada entre los centros de los ejes.

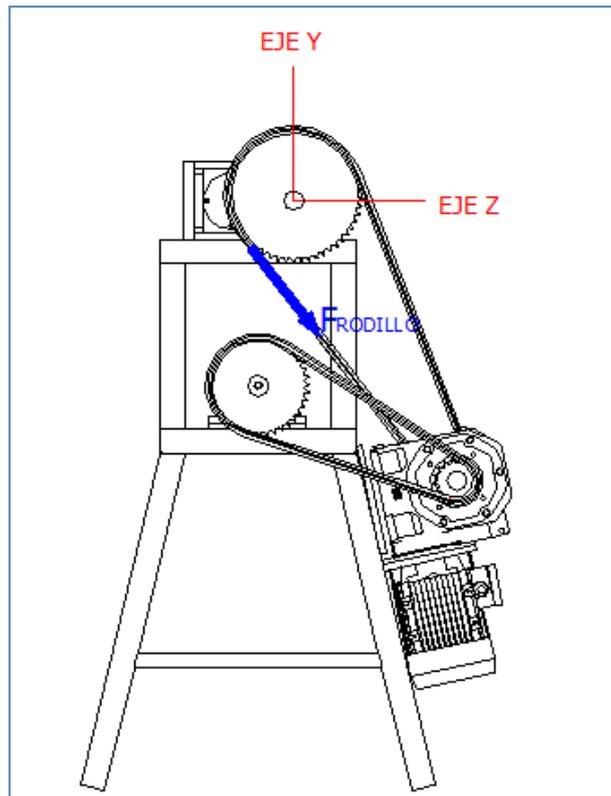


Figura 3. 18 Fuerza flexionante en catarina del rodillo

Fuente: Los Autores

Por tanto:

$$F_Y = F \cos 32^\circ$$

$$F_Y = 3428.6 \text{ N} * \cos 32^\circ$$

$$F_Y = 2907.6 \text{ N}$$

$$F_Z = F \sin 32^\circ$$

$$F_Z = 3428.6 \text{ N} * \sin 32^\circ$$

$$F_Z = 1817 \text{ N}$$

3.7.6. Diseño de ejes para los rodillos

3.7.6.1. Diagramas de fuerzas cortantes, momentos flexionantes y par de torsión

Para el diseño del eje central del rodillo, desarrollamos un diagrama de cuerpo libre, reemplazando los diversos elementos montados sobre el eje por su carga estáticamente equivalente o componentes de torsión

3.7.6.2. Diagrama de cuerpo libre del eje central del rodillo en el Plano X-Y

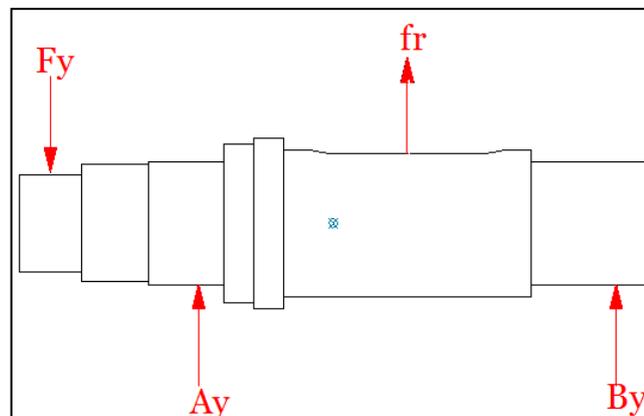


Figura 3. 19 Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Y

Fuente: Los Autores

3.7.6.3. Diagrama de la fuerza cortante y momento flexionante en el plano X-Y

Utilizando los siguientes valores y obteniendo los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del Programa MDSolids 3.5, tenemos:

$$f_r = 2438.2 \text{ N} = P_2$$

$$F_Y = 2907.6 \text{ N} = P_1$$

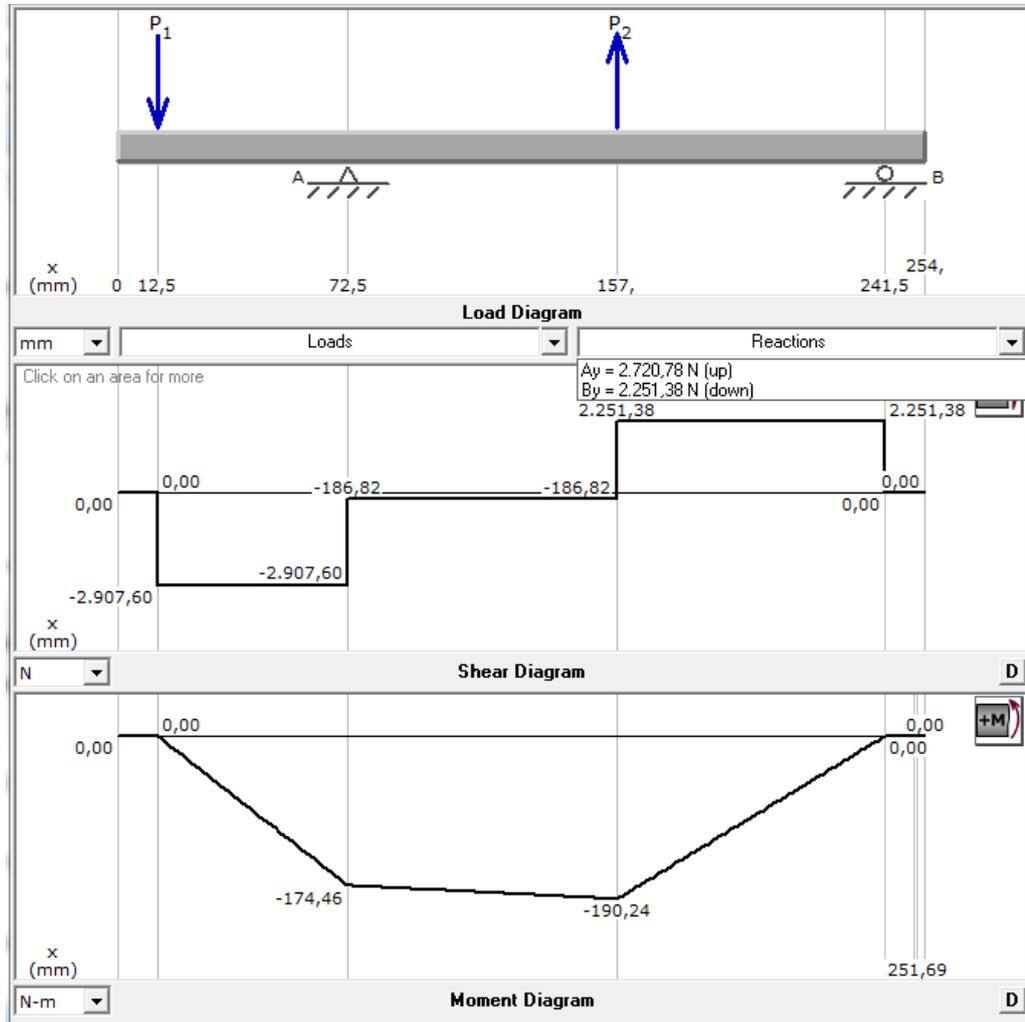


Figura 3. 20 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante en el plano X-Y

Fuente: Los Autores

El momento flexionante máximo en el plano X-Y, se encuentra en:

$$x = 157 \text{ mm} ; M_{\max Y} = 190.24 \text{ N.m}$$

3.7.6.4. Diagrama del eje central del rodillo en el Plano X-Z

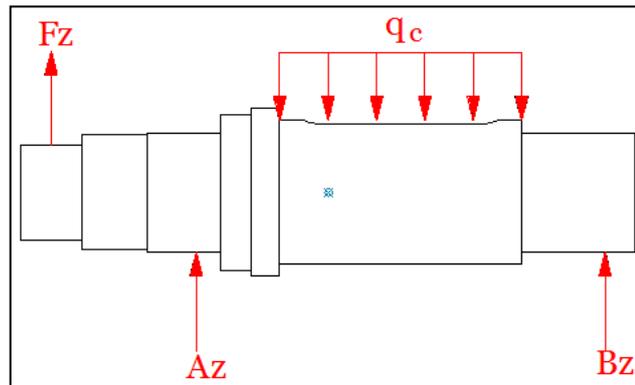


Figura 3. 21 Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Z

Fuente: Los Autores

3.7.6.5. Diagrama de la fuerza cortante y momento flexionante en el plano X-Z

Utilizando los siguientes valores y obteniendo los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del Programa MDSolids 3.5, tenemos:

Datos:

$$W_1 = q_c = 39.95 \text{ N/mm}$$

$$F_z = 1817 \text{ N}$$

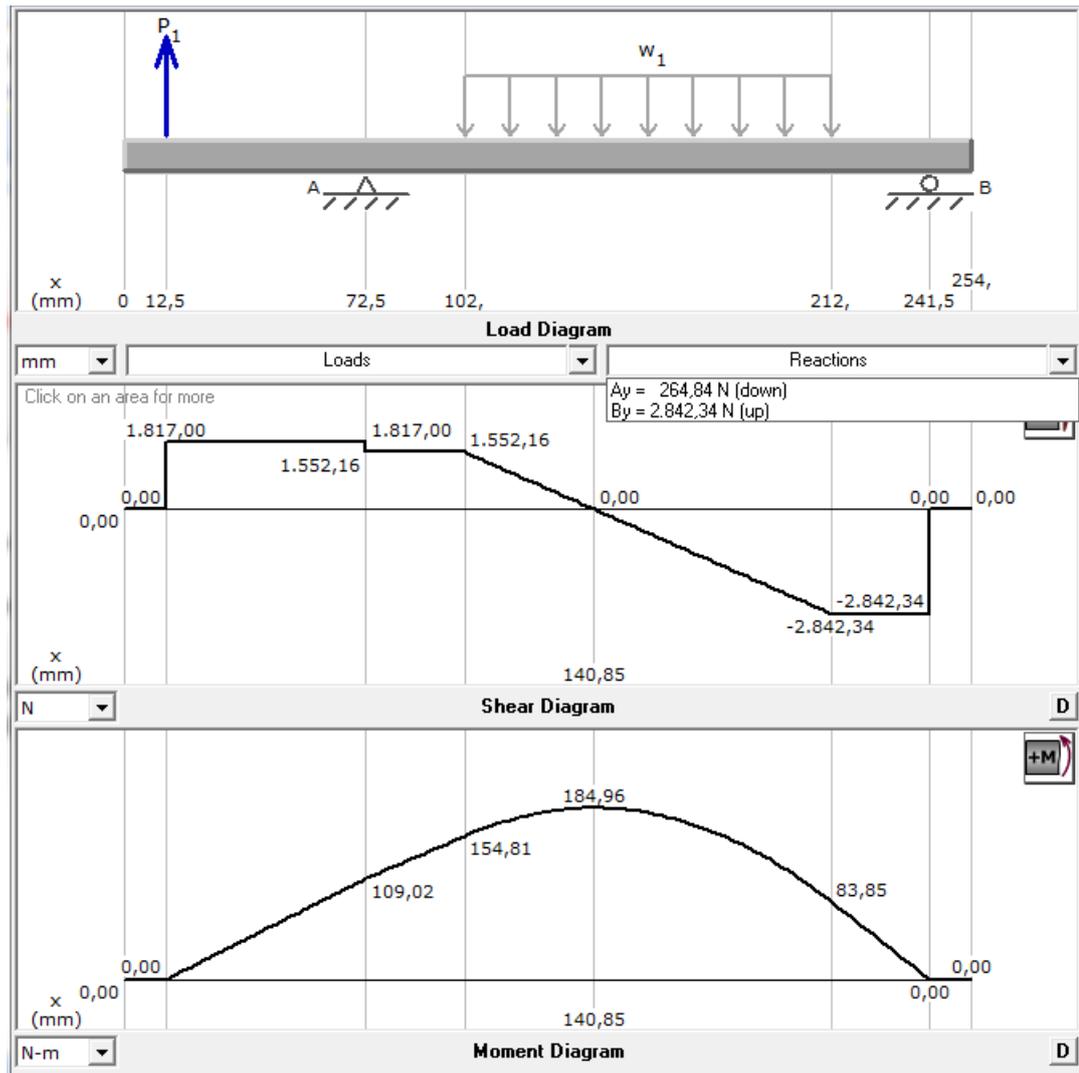


Figura 3. 22 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante en el plano X-Z

Fuente: Los Autores

En el plano X-Z, el momento flexionante a ser analizado se encuentra en el punto A:

$$x = 140.85 \text{ mm}; \quad M_{\max Z} = 184.96 \text{ N.m}$$

$$x = 157 \text{ mm}; \quad M_{x=157} = 179.76 \text{ N.m}$$

3.7.6.6. Diagrama del Momento Torsor en el eje central del rodillo

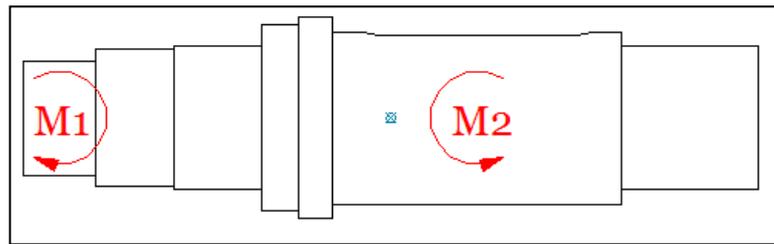


Figura 3. 23 Diagramas del par de torsión en el eje porta rodillo

Fuente: Los Autores

Datos:

$$T_1 = 480 \text{ N.m}$$

$$T_2 = 146.3 \text{ N.m}$$

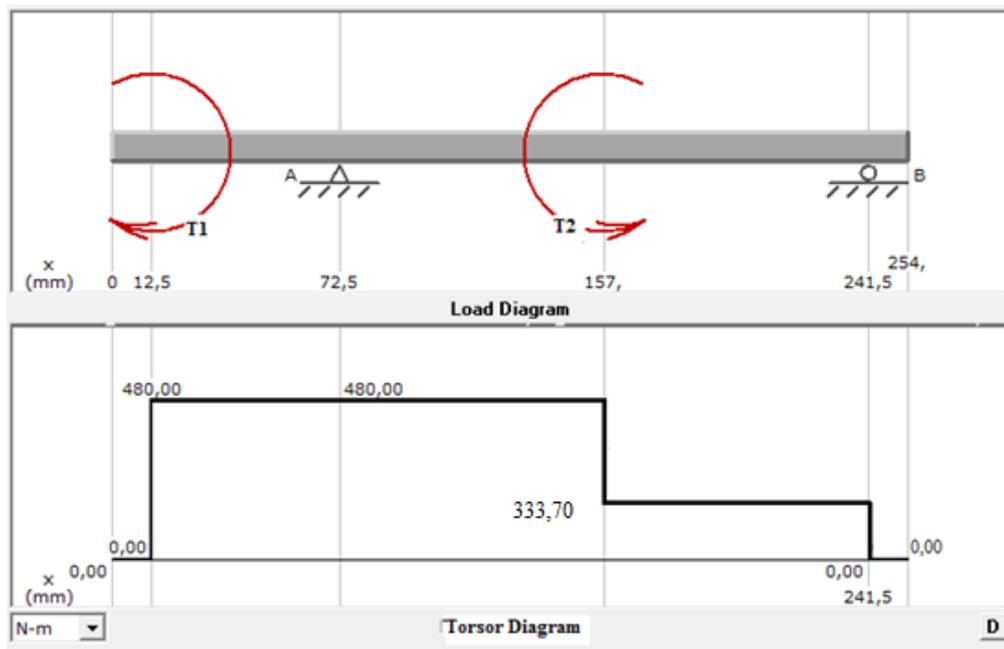


Figura 3. 24 Diagrama del par de torsión

Fuente: Los Autores

El momento Torsor en el punto de análisis es de: $T = 333.7 \text{ N.m}$

3.7.6.7. Diseño del eje central del rodillo

Se debe establecer el diámetro mínimo del eje para soportar adecuadamente las cargas que actúan sobre el eje, o el factor de seguridad para un diseño específico. Se presentan las ecuaciones para ambos casos.

El punto crítico se encuentra cuando $x = 157 \text{ mm}$, entonces el momento flector máximo es:

$$M_{\max A} = \sqrt{M_{\max Y}^2 + M_Z^2}$$

$$M_{\max A} = \sqrt{190.24^2 + 179.76^2}$$

$$M_{\max A} = 261.7 \text{ N.m}$$

El par Torsor en el punto $x = 157 \text{ mm}$ es:

$$T_{x=157} = 333.7 \text{ N.m}$$

3.7.6.8. Diseño estático del eje central del rodillo

Se tiene:

$$M_{\max A} = 261.7 \text{ N.m}$$

$$T_{x=157} = 333.7 \text{ N.m}$$

Estimando un factor de seguridad $n_s = 2$

Para eje central se utiliza acero bonificado para maquinaria AISI 4340, con las propiedades mecánicas utilizadas del catálogo de IVÁN BOHMAN C.A. pág. 25

$$S_y = 70 \frac{kgf}{mm^2} = 686.7 MPa$$

Según la MSST, podemos predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 1.13:

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

$$d = \left(\frac{32 * 2}{\pi * 686.7 * 10^6} \sqrt{261.7^2 + 333.7^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0233 m = 23.3 mm$$

Para la construcción vamos a maquinar un eje con un diámetro mínimo de:

$$d = 40 mm$$

Con este diámetro calculamos el factor de seguridad y comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizando la ecuación 1.14:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 40^3 * 686.7 * 10^6}{32 \sqrt{261.7^2 + 333.7^2}}$$

$$n_s = 10.2$$

Este coeficiente de seguridad obtenido de $n_s = 10.2$ expresa que el eje está sobredimensionado y que no va a fallar.

Según la DET podemos predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 1.17:

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

$$d = \left(\frac{32 * 2}{\pi * 276 * 10^6} \sqrt{261.7^2 + \frac{3}{4} * 333.7^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0306 \text{ m} = 30.6 \text{ mm}$$

El diámetro del eje que se va a maquinar tiene un diámetro de 40 mm, con este diámetro calculamos un nuevo factor de seguridad y comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizamos la ecuación 1.18:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 40^3 * 686.7 * 10^6}{32 \sqrt{261.7^2 + \frac{3}{4} * 333.7^2}}$$

$$n_s = 11.07$$

El factor de seguridad obtenido nos confirma que el eje no va a fallar con el diámetro de 40 mm

3.7.6.9. Diseño dinámico del eje central del rodillo

Para el diseño dinámico del eje central del rodillo tomamos en cuenta la resistencia a la fatiga, para ello identificamos los factores que modifican el límite de resistencia a fatiga:

$$S'_e = 546.33 \text{ MPa}; \text{ Ecuación 1.24}$$

$$K_a = 0.833; \text{ Ecuación 1.25, Tabla 1.1}$$

$$K_b = 0.836; \text{ Ecuación 1.26}$$

$$K_c = 0.87; \text{ Tabla 1.2}$$

$$K_d = 1.02; \text{ Tabla 1.3}$$

$$K_t = 1.2$$

$$q_n = 0.78 ; \text{ Figura 1.7}$$

$$K_f = 1.13 ; \text{ Ecuación 1.29}$$

$$K_e = 0.885; \text{ Ecuación 1.28}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e ; \text{ Ecuación 1.23}$$

$$S_e = 298.8 \text{ MPa}$$

Según el Esfuerzo Normal de Diseño–Carga por Fatiga, podemos deducir el diámetro mínimo requerido para el eje, utilizando la ecuación 1.30:

$$M_{max} = 261.7 \text{ N.m}$$

$$T_{x=157} = 333.7 \text{ N.m}$$

estimando un factor de seguridad $n_s = 2$

$$K_t = 1.1$$

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

$$d = \left(\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1.1 * 261.7}{298.8 * 10^6}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{333.7}{686.7 * 10^6}\right)^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0278 \text{ m} = 27.8 \text{ mm}$$

Una vez realizado el diseño del eje a fatiga, el diámetro mínimo que se requiere es de 35.6 milímetros, por lo tanto el diámetro de maquinado es de:

$$d = 40 \text{ mm}$$

Con este diámetro calculamos un nuevo factor de seguridad para proporcionar confiabilidad al diseño, utilizamos la ecuación 1.31:

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

$$n_s = \frac{\pi * 40^3}{32 \sqrt{\left(\frac{1.1 * 261.7}{298.8 * 10^6}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{333.7}{686.7 * 10^6}\right)^2}}$$

$$n_s = 5.97$$

El factor de seguridad obtenido, nos muestra que con el diámetro de 40 mm el eje no va a fallar a fatiga.

3.7.8. Selección de chavetas para los ejes porta rodillos

Se analiza la cuña de tipo plana, ya que el objetivo es que transmita el par de torsión completo.

Cálculos de chavetas.

Se tiene:

Acero AISI 1020

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$$

$$n_s = 3$$

$$T = 480 \text{ N.m}$$

$$D = 40 \text{ mm} = 0.040 \text{ m}$$

$$W = H = 12 \text{ mm} = 0.012 \text{ m}$$

Según la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo, obtenemos una longitud de la ecuación 1.52:

$$L = \frac{2 * T * n_s}{0.5 * S_y * D * W}$$

$$L = 0.034 \text{ m} = 34 \text{ mm}$$

El esfuerzo cortante lo calculamos con la ecuación 1.50, con una longitud de 62 milímetros

$$\tau = \frac{2 * T}{D * W * L}$$

$$\tau = 21.5 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad lo obtenemos de la ecuación 1.51

$$n_s = \frac{0.5 * S_y}{\tau}$$

$$n_s = 7.07$$

Según la teoría de falla por esfuerzo de compresión, obtenemos una longitud de la ecuación 1.54:

$$L = \frac{4 * T * n_s}{S_y * D * H}$$

$$L = 0.034 \text{ m} = 34 \text{ mm}$$

El esfuerzo a compresión lo calculamos con la ecuación 1.54, con una longitud de 62 milímetros

$$\sigma = \frac{4 * T}{D * W * L}$$

$$\sigma = 43.01 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad lo obtenemos de la ecuación 1.53

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n_s = 6.5$$

3.7.9. Selección de rodamientos para el eje porta rodillos

Se realiza el análisis de esfuerzos en el rodamiento que soporta mayores cargas, que en este caso se encuentra en el punto B, del eje porta rodillo:

$$F_{By} = 2251.38 \text{ N}$$

$$F_{Bz} = 2842.34 \text{ N}$$

Entonces la fuerza radial aplicada sobre el rodamiento es:

$$F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2}$$

$$F_B = \sqrt{2251.38^2 + 2842.34^2}$$

$$F_B = 3626 \text{ N} = P_d$$

La capacidad de carga dinámica básica se obtiene de la ecuación 1.49:

$$C = P_d * \left(\frac{h * rpm * 60}{10^6} \right)^{1/k}$$

$$h = 30000$$

$$k = 4$$

$$C = 8768.7 \text{ N}$$

Del catálogo de IVÁN BOHMAN, seleccionamos el Rodamiento rígido de bolas 6210 ZRN, el cual soporta una capacidad de carga dinámica radial de 36500 N

3.7.10. Selección de pernos

La selección de pernos la hacemos para soportar cargas a tensión y para soportar cargas a corte, para la selección de los pernos tomaremos en cuenta el peso de la maquina (cargas a tensión) y la fuerza de ruptura (cargas a corte).

Los pernos seleccionados son:

6 pernos inoxidables M8 x 75mm

El peso de la máquina de trituración es de:

$$Peso = 800 \text{ N}$$

La fuerza de ruptura de la fruta del Morete es de:

$$f_r = 2438.2 \text{ N}$$

3.7.10.1. Selección de pernos cargas a tensión

El peso de la máquina de trituración se divide en seis pernos, por lo tanto la carga externa aplicada es de:

$$P = \frac{\text{Peso}}{\# \text{ pernos}}$$

$$P = \frac{800N}{6}$$

$$P = 133.33 N$$

De la ecuación 1.58, obtenemos el valor de K_m :

$$K_m = \frac{\pi E D}{2 \ln \left[5 \left(\frac{l + 0.5D}{l + 2.5D} \right) \right]}$$

$$K_m = \frac{\pi * 190 * 10^9 Pa * 0.008 m}{2 \ln \left[5 \left(\frac{0.075 + 0.5 * 0.008}{0.075 + 2.5 * 0.008} \right) \right]}$$

$$K_m = 1.68 * 10^9 \frac{N}{m}$$

De la ecuación 1.59, obtenemos el valor de K_b :

$$K_b = \frac{A E}{l} = \frac{\pi D^2 E}{4 l}$$

$$K_b = \frac{\pi * 0.008^2 * 190 * 10^9 Pa}{4 * 0.075 m}$$

$$K_b = 0.127 * 10^9 \frac{N}{m}$$

El valor de la constante de rigidez es de:

$$C = \left(\frac{K_b}{K_m + K_b} \right)$$

$$C = \left(\frac{0.127 * 10^9}{0.127 * 10^9 + 1.68 * 10^9} \right)$$

$$C = 0.0703$$

Utilizando un factor de seguridad contra la separación de la unión de:

$$n = 3$$

La precarga la obtenemos de la ecuación 1.55:

$$F_i = 0.75 (A_t S_y - C n P)$$

$$F_i = 0.75 (848 - 28.12)$$

$$F_i = 8461.2 N$$

La condición para la seguridad debe estar en el siguiente intervalo, ecuación 1.60:

$$0.6 F_p < F_i < 0.9 F_p$$

$$F_p = A_t S_p$$

$$F_p = 11309.7 \text{ N}$$

$$6785.82 \text{ N} < F_i < 10178.73 \text{ N}$$

$F_i = 8461.2 \text{ N}$, por lo tanto el perno resistirá la carga a tensión con un factor de seguridad de 3

3.7.10.2. Selección de pernos para soportar carga a corte

Con esta selección se puede determinar si los pernos pueden soportar cargas a corte, para ello calculamos el esfuerzo cortante al que está sometido el perno, con la ecuación 1.63:

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A} = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

La fuerza de ruptura de la fruta es de:

$$f_r = 2438.2 \text{ N}$$

Debido a que ubicamos 6 pernos la fuerza en cada perno es:

$$F_{perno} = \frac{f_r}{\# \text{ pernos}}$$

$$F_{perno} = \frac{2438.2 \text{ N}}{6}$$

$$F_{perno} = 406.37 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

$$\tau = \frac{4 * 406.37 N}{\pi * (0.008 m)^2}$$

$$\tau = 8.084 * 10^6 Pa$$

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de la ecuación 1.64

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 129.82 MPa$$

Además es posible determinar un factor de seguridad a partir de la ecuación 1.65:

$$n_{sep} = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n_{sep} = \frac{129.82 MPa}{8.8084 MPa}$$

$$n_{sep} = 16$$

Es decir los pernos que se ha seleccionado van a resistir cargas a tensión y cargas a corte.

3.8. Diseño de la máquina de extracción de aceite del fruto morete

3.8.1. Características geométricas del tornillo extrusor

Las características geométricas del tornillo extrusor se muestran en la tabla 3.3, utilizando las ecuaciones 3.18 a 3.23:

Parámetro	Símbolo	Magnitud
Diametro del tornillo	D	78 mm
Profundidad del husillo	H	9,5 mm
Ancho del canal entre hélices	W	42 mm
Espesor del diente	e	8 mm
Paso del husillo	t	50 mm
Holgura radial	δ	0,5 mm
Ángulo de hélice	θ	11,53
Número de revoluciones	N	28,5 rpm = 2,99 rad /s
Longitud del Husillo	L	320 mm

Tabla 3. 3 Características geométricas del tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

3.8.1.1. Numero de hélices

Las hélices en el tornillo extrusor nos permite transportar los frutos, para calcular el número de hélices utilizamos la siguiente relación:

$$\# \text{ Hélices} = \frac{\text{Longitud}}{\text{Paso}}$$

$$\# \text{ Hélices} = \frac{320 \text{ mm}}{50 \text{ mm}}$$

$$\# \text{ Hélices} = 6.4$$

El número de hélices que se diseña en el tornillo son:

$$\# \text{ Hélices} = 6$$

3.8.1.2. Razón de corte aparente

Dadas las condiciones de la fruta de Morete al iniciar el proceso de extrusión, este tiene un comportamiento dilatante pseudoplástico, es decir la viscosidad aparente, η , no permanece constante sino que está en función de la velocidad cortante, para ello primero calculamos la razón de corte aparente con la ecuación 3.25:

$$\gamma = \frac{\pi D N}{H}$$

$$\gamma = \frac{\pi * 78 \text{ mm} * 2.99 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{9.5 \text{ mm}}$$

$$\gamma = 77.12 \text{ rad/s}$$

3.8.1.3. Viscosidad aparente

La viscosidad aparente, la calculamos con la ecuación 3.26, utilizamos los valores de k y n de la figura 3.6:

$$k = 500$$

$$n = 0.75$$

$$\eta = k \gamma^{n-1}$$

$$\eta = 219.3 \text{ Pa.s}$$

3.8.2. Capacidad de producción de la máquina extractora.

Para el cálculo de la capacidad de producción de la maquina extractora, nos planteamos un valor estimado de ácido graso (Aceite) que se quiere obtener.

El valor estimado de la chicha a obtener es de 20 a 30 *litros* en 200 *libras* del fruto del Morete; entonces la capacidad es:

$$200 \frac{lb}{dia} * \frac{1 Kg}{2.2 lb} * \frac{1 \text{ día trabajo}}{8 h} = 11.4 \frac{Kg}{h}$$

Se estima que por cada 5 *Kg* de fruta de Morete se obtiene 1 *litro* de ácido graso. El flujo volumétrico que se obtiene es de:

$$Q = 11.4 \frac{Kg}{h} * \frac{1 lt}{5Kg} * \frac{1 m^3}{1000 lt}$$

$$Q = 2.3 \frac{lt}{h} = 2.3 \times 10^{-3} \frac{m^3}{h}$$

3.8.3. Calculo de flujo de arrastre y flujo de presión

3.8.3.1. Flujo de arrastre

Calculamos el flujo de arrastre en el extrusor (Ecuación 3.29).

$$Q_d = 0.5 \pi^2 D^2 N H \sin\theta \cos\theta$$

$$Q_d = 1.67 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0.6 \frac{m^3}{h}$$

3.8.3.2. Presión estática máxima

Calculamos la presión máxima estática (Ecuación 3.33)

$$P_{max} = \frac{6 \pi D N L \eta \cot \theta}{H^2}$$

$$P_{max} = 16.7 \text{ MPa}$$

3.8.3.3. Flujo de presión

$$Q_p = \frac{\pi D H^3 \sin^2 \theta}{12 \eta L} \cdot \Delta P$$

$$Q_p = 1.94 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0.7 \frac{m^3}{h}$$

Ahora calculamos el flujo neto, utilizando los factores de corrección, que se obtienen de las figuras 3.9 a la 3.13:

$$F_d = 0.95$$

$$F_{dc} = 1.1$$

$$F_{de} = 1.05$$

$$F_p = 0.94$$

$$F_{pc} = 1$$

$$F_{pe} = 1$$

Utilizando los factores de corrección en la ecuación 3.34, obtenemos el flujo neto:

$$Q_{d \text{ corregido}} = 0.5 \pi^2 D^2 N H \sin\theta \cos\theta (F_d F_{dc} F_{de})$$

$$Q_{d \text{ corregido}} = 1.83 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0.65966 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{p \text{ corregido}} = \frac{\pi D H^3 \sin^2 \theta \Delta P}{12 \eta} \cdot \frac{1}{L} (F_p F_{pc} F_{pe})$$

$$Q_{p \text{ corregido}} = 1.823 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0.65649 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{neto} = Q_{d \text{ corregido}} + Q_{p \text{ corregido}}$$

$$Q_{neto} = 3.656 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

3.8.4. Cálculo de potencia en el extrusor

La potencia en el proceso de extracción de aceite del fruto de Morete, la obtenemos de la ecuación 3.35.

$$Pot = Q_{neto} * \frac{P_{max}}{2}$$

$$Pot = 3.656 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} * 8.35 MPa$$

$$Pot = 3052.76 \text{ Watts} = 4.093 \text{ HP}$$

3.9. Cálculo de la potencia de la máquina extrusora

$$Pot = Pot_{trituracion} + Pot_{extrusion}$$

$$Pot = 0.392 \text{ HP} + 4.093 \text{ HP}$$

$$Pot = 4.485 \text{ HP}$$

La potencia necesaria para la máquina de extracción de aceite, y dadas las condiciones en el mercado, se utiliza un motor eléctrico trifásico de:

$$Pot = 5 \text{ HP}$$

3.10. Cálculo del husillo de extrusión

3.10.1. Diagrama de cuerpo libre del tornillo extrusor

Para el diseño del tornillo extrusor, desarrollamos un diagrama de cuerpo libre, reemplazando los diversos elementos montados sobre tornillo extrusor por su carga estáticamente equivalente o componentes de torsión, donde:

$$T = 480 \text{ N}$$

$$F_C = \text{fuerza de compresión en el tornillo extrusor}$$

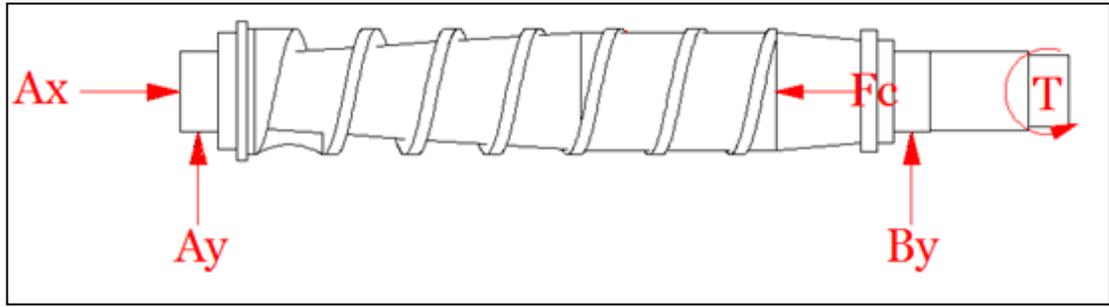


Figura 3. 25 Diagrama de fuerzas que actúan en el tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

Para el cálculo de la fuerza de compresión en el tornillo extrusor, vamos a tomar en cuenta la presión estática máxima, es decir cuando el flujo de arrastre es igual al flujo a contrapresión:

$$F_C = \Delta P * A$$

Debemos tomar en cuenta que la fuerza de extrusión es la fuerza generada en la salida de la torta, por lo tanto se debe considerar el área de salida en nuestro extrusor.

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

$$A = \frac{\pi (78^2 - 75^2)}{4}$$

$$A = 3.61 * 10^{-4} m^2$$

La fuerza de compresión entonces es de:

$$F_C = 16.7 MPa * 3.61 * 10^{-4} m^2$$

$$F_C = 6028.7 N$$

3.10.2. Diagrama de la fuerza de compresión en el tornillo extrusor

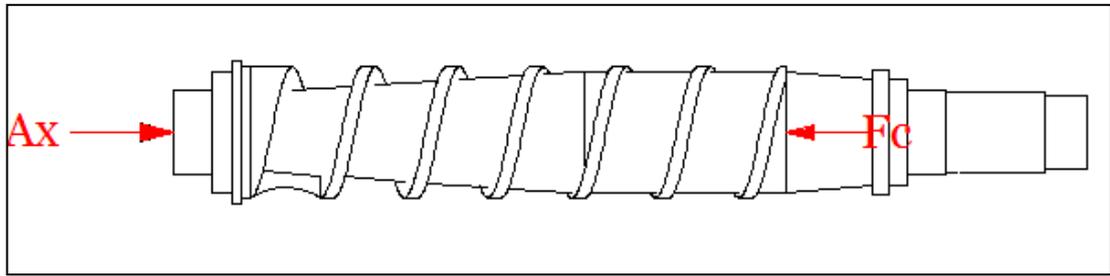


Figura 3. 26 Fuerzas de compresión que actúan en el tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

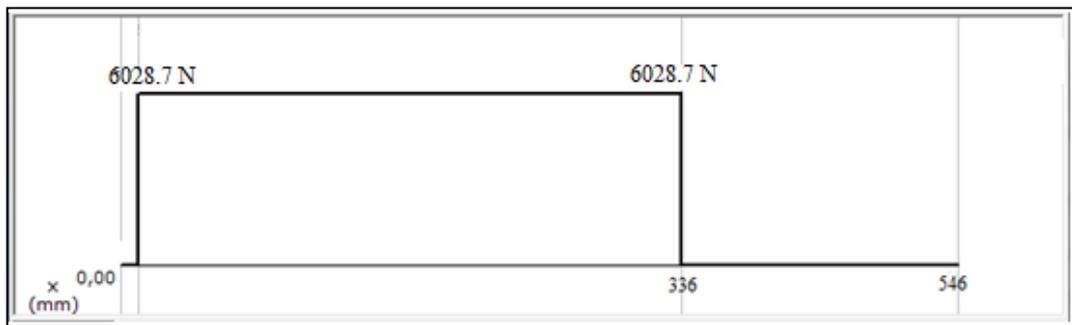


Figura 3. 27 Diagramas de fuerzas de compresión en el tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

La fuerza de compresión en el tornillo extrusor es:

$$F_C = 6028.7 \text{ N}$$

3.10.3. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.

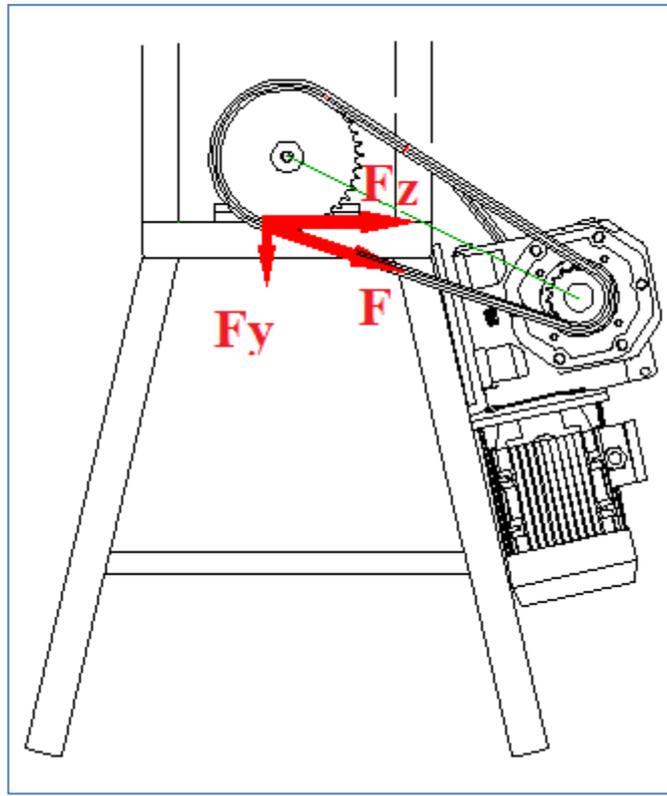


Figura 3. 28 Arreglo de catarinas entre el motor y el tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

F es la fuerza transmitida por la cadena hacia el tornillo.

La fuerza flexionante en la catarina la obtenemos de la ecuación 1.46:

$$F = \frac{T}{D/2}$$

$$F = \frac{480 \text{ N.m}}{\frac{0.2 \text{ m}}{2}}$$

$$F = 4800 \text{ N}$$

Debido al arreglo que tiene el conjunto de catarinas en el tornillo extrusor, la fuerza flexionante en la catarina del tornillo la descomponemos en sus componentes Y y Z, de la siguiente forma.

Las componentes rectangulares de la fuerza de la catarina son:

$$F_Y = F \cos 64^\circ$$

$$F_Z = F \sin 64^\circ$$

$$F_Y = 4800 \text{ N} * \cos 64^\circ$$

$$F_Z = 4800 \text{ N} * \sin 64^\circ$$

$$F_Y = 2105 \text{ N}$$

$$F_Z = 4315 \text{ N}$$

3.10.3.1. Diagrama de la fuerza de compresión en el tornillo extrusor en el plano Y-Z

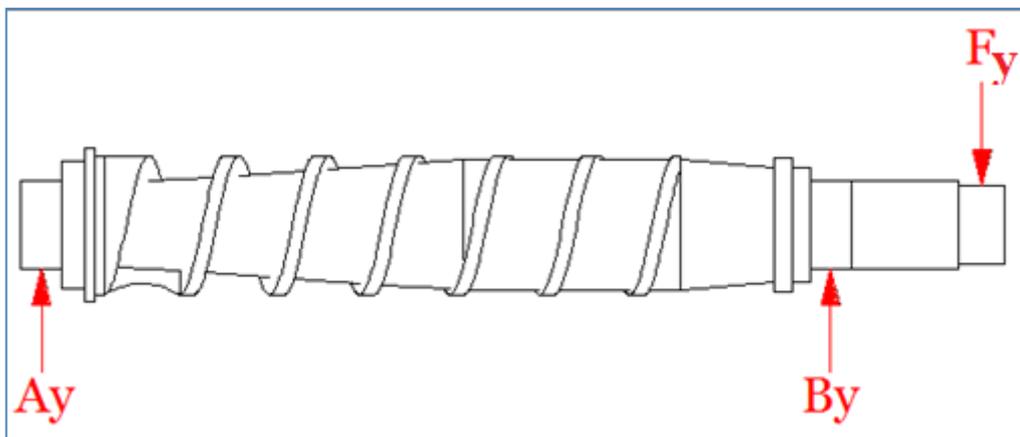


Figura 3. 29 Distribución de fuerzas en el tornillo extrusor plano Y-Z

Fuente: Los Autores

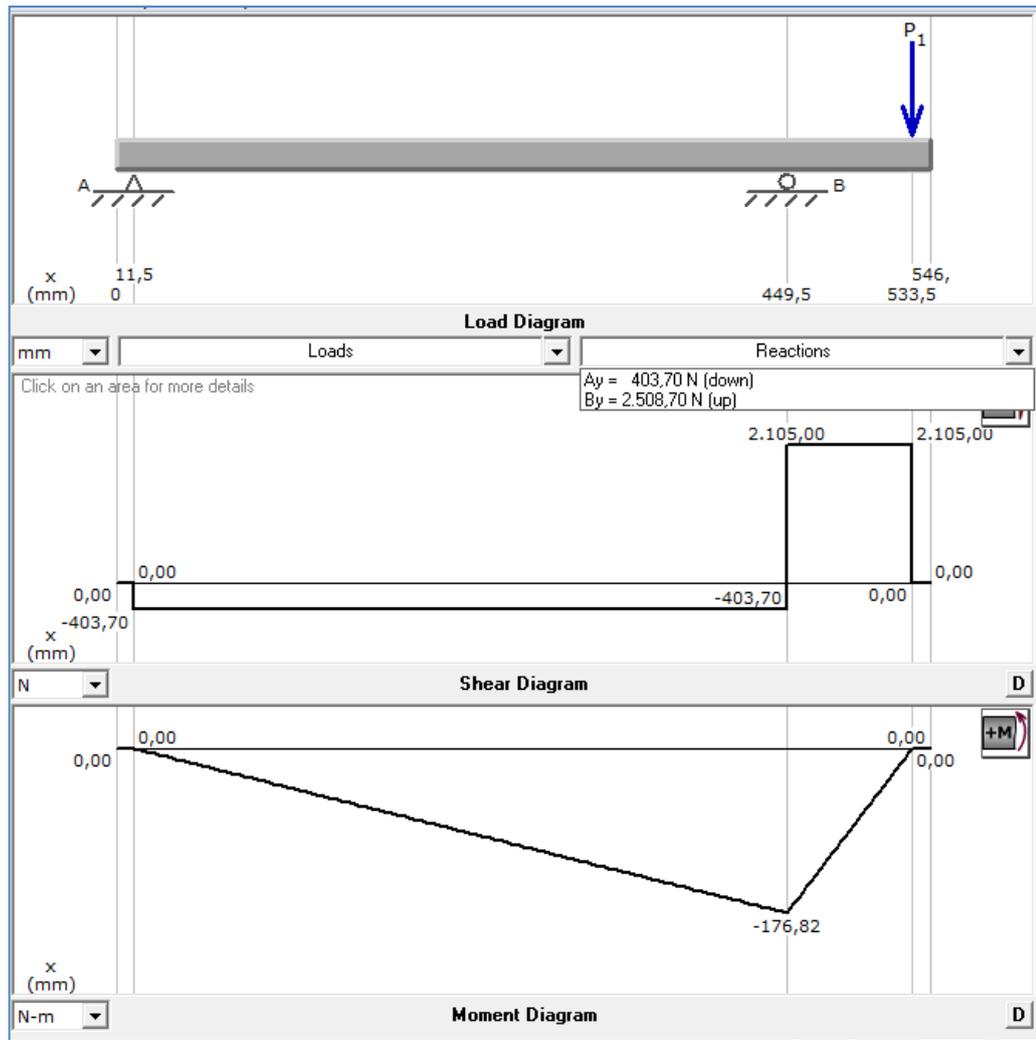


Figura 3. 30 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante en el tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

La figura muestra que el punto crítico para nuestro análisis es el punto B, en donde se tiene:

$$M_{max} = -176.82 \text{ N.m}$$

$$B_Y = 2508.7 \text{ N}$$

3.10.3.1. Diagrama de la fuerza de compresión en el tornillo extrusor en el plano Y-Z

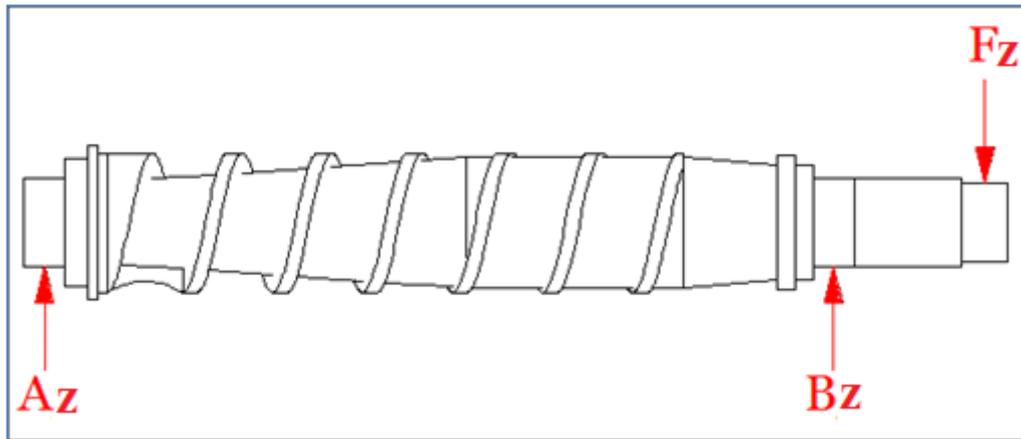


Figura 3. 31 Distribución de fuerzas en el tornillo extrusor plano Y-Z

Fuente: Los Autores

La componente de la fuerza en el plano Y-Z es:

$$F_z = 4315 \text{ N}$$

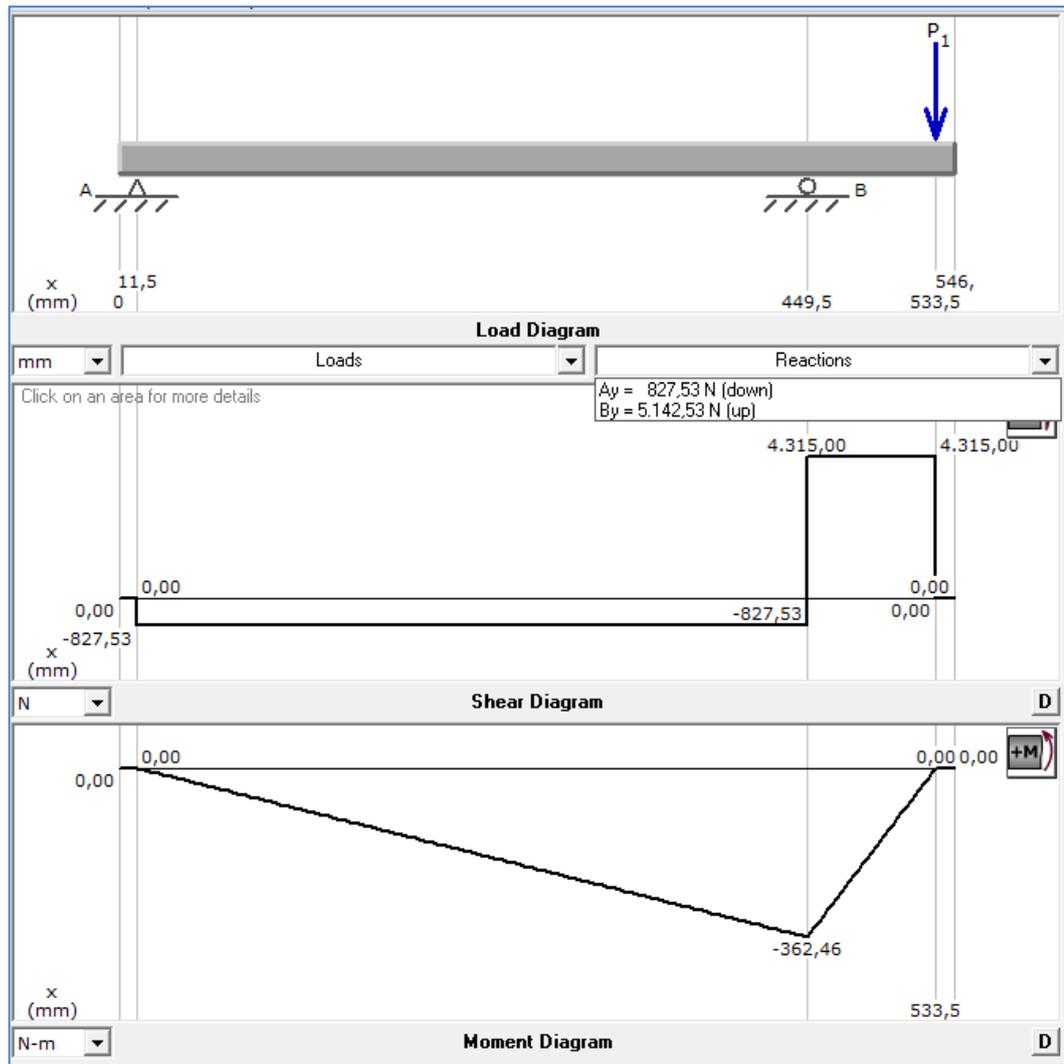


Figura 3. 32 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante en el tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

La figura muestra que el punto crítico para nuestro análisis es el punto B, en donde se tiene:

$$M_{max} = -362.46 \text{ N.m}$$

$$B_z = 5142.53 \text{ N}$$

3.10.4. Diagrama de momento Torsor en el tornillo extrusor

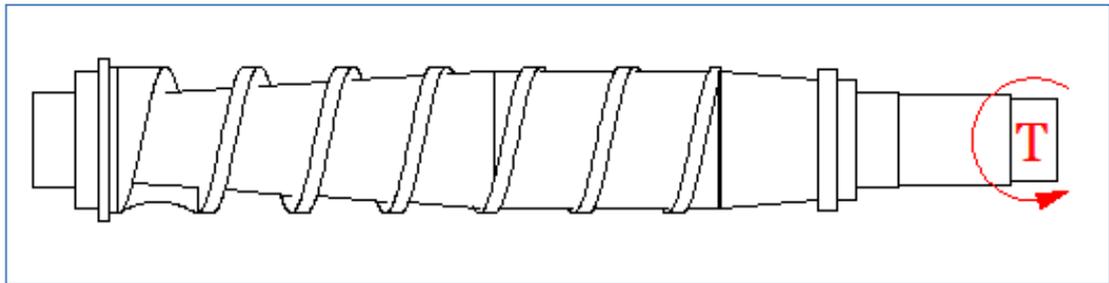


Figura 3. 33 Momento Torsor en el tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

Datos:

$$T = 480 \text{ N m}$$

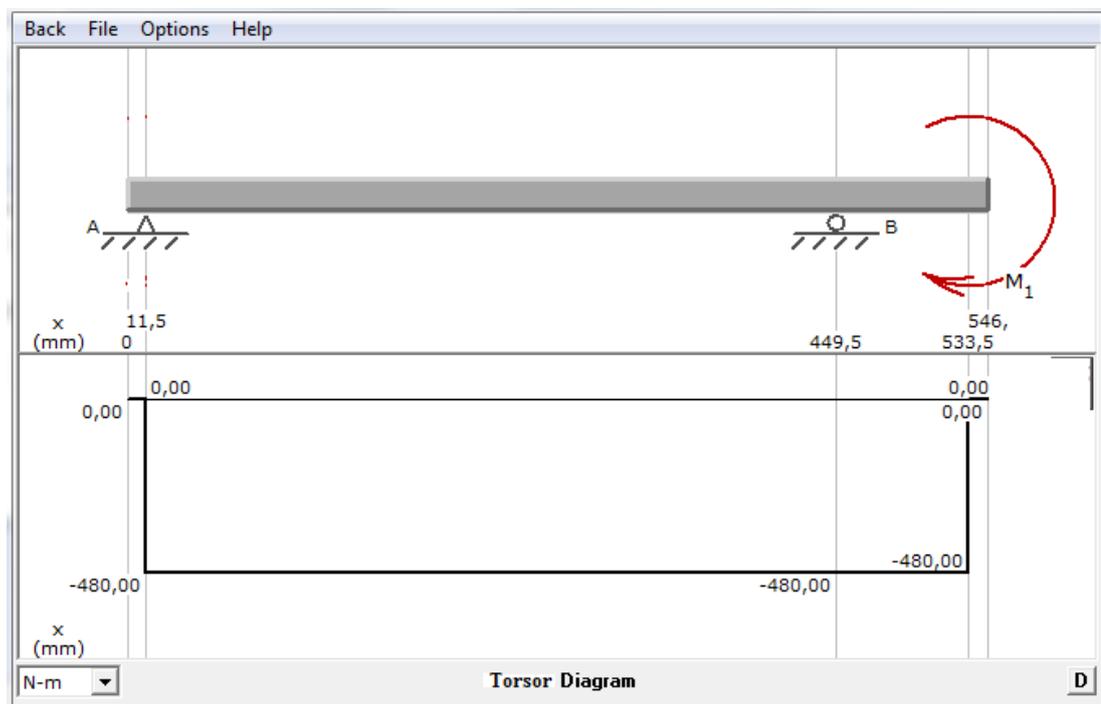


Figura 3. 34 Diagrama del momento Torsor en el tornillo extrusor

Fuente: Los Autores

Se debe establecer el punto crítico en donde van a estar sometidos los esfuerzos de compresión y torsión, Una vez analizados los diagramas de momento Torsor y de la fuerza de compresión, podemos decir que el punto B es el más crítico y es en este punto donde se hace el análisis.

El diámetro mínimo que consideramos en el diseño del tornillo extrusor, es de :

$$D = 44 \text{ mm} = 0.044 \text{ m}$$

$$F_C = 6028.7 \text{ N}$$

El momento máximo es de:

$$M_{max} = \sqrt{176.82^2 + 362.46^2}$$

$$M = -403.2 \text{ N.m}$$

$$T = 480 \text{ N.m}$$

3.10.5. Análisis de esfuerzos estáticos en el tornillo extrusor

Utilizando las ecuaciones 1.20 y 1.21 encontramos el esfuerzo medio

$$\sigma_c = -16.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{32 (-403.2 \text{ N.m})}{\pi (0.044 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_x = -48.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_c + \sigma_x$$

$$\sigma_{max} = (-16.7 - 48.2)MPa$$

$$\sigma_{max} = -64.9 MPa$$

El esfuerzo cortante máximo, obtenemos de la ecuación 1.34

$$\tau_{xy_{max}} = \frac{16 T}{\pi D^3}$$

$$\tau_{xy_{max}} = \frac{16 (480 N.m)}{\pi (0.044 m)^3}$$

$$\tau_{xy_{max}} = 28.7 MPa$$

El esfuerzo cortante medio es igual que el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{xy_{max}} = \tau_{xy_{med}} = 28.7 MPa$$

Con la ecuación de Von Misses calculamos el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \tau_{xy_{max}}^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(-64.9)^2 + 3 (28.7)^2}$$

$$\sigma_e = 81.8 MPa$$

Para el tornillo extrusor se utiliza acero inoxidable AISI 304, con las propiedades mecánicas utilizadas del catálogo de IVÁN BOHMAN C.A. pág. 39

$$S_y = 23 \frac{kgf}{mm^2} = 225.6 MPa$$

$$S_{ut} = 75 \frac{kgf}{mm^2} = 735.8 MPa$$

Con el esfuerzo equivalente obtenemos un factor de seguridad de la ecuación 1.22.

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_e}$$

$$n_s = \frac{225.6 MPa}{81.8 MPa}$$

$$n_s = 2.8$$

Este factor de seguridad nos muestra claramente que el diámetro menor elegido no va a fallar.

3.10.6. Análisis de esfuerzos dinámicos del tornillo extrusor

Para el análisis dinámico calculamos el límite de resistencia a la fatiga, utilizando los diferentes factores que se detallan a continuación:

$$S'_e = 372.3 MPa; \text{ Ecuación 1.24}$$

$$K_a = 0.78; \text{ Ecuación 1.25, Tabla 1.1}$$

$$K_b = 1; \text{ Ecuación 1.26}$$

$$K_c = 0.75; \text{ Tabla 1.2}$$

$$K_d = 1.01; \text{ Tabla 1.3}$$

$$K_t = 1.2$$

$$q_n = 0.7 ; \text{ Figura 1.7}$$

$$K_f = 1.28 ; \text{ Ecuación 1.29}$$

$$K_e = 0.778; \text{ Ecuación 1.28}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e ; \text{ Ecuación 1.23}$$

$$S_e = 171.1 \text{ MPa}$$

Además en el husillo extrusor se debe analizar el esfuerzo a compresión por la acción de esta carga es constante, de manera distinta ocurre con el momento flector que al rotar el husillo los esfuerzos varían a través de la superficie del husillo y por lo tanto surgen esfuerzos fluctuantes.

Esfuerzo de compresión, ecuación 1.32:

$$\sigma_{xm} = - \frac{4 F_C}{\pi D^2} = \sigma_c$$

$$\sigma_{xm} = - 16.7 \text{ MPa}$$

Esfuerzo normal, ecuación 1.33:

$$\sigma_{xa} = \frac{32 M}{\pi D^3}$$

$$\sigma_{xa} = \frac{32 (403.2 \text{ N.m})}{\pi (0.044 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_{xa} = 48.2 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante, ecuación 1.34:

$$\tau_{xym} = \frac{16 * T}{\pi * D^3}$$

$$\tau_{xym} = \frac{16 * (480 \text{ N.m})}{\pi * (0.044 \text{ m})^3}$$

$$\tau_{xym} = 28.7 \text{ MPa}$$

Mediante la ecuación 1.35, obtenemos el esfuerzo alternante:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3 \tau_{xym}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{48.7^2 + 3(28.7^2)}$$

$$\sigma'_a = 69.6 \text{ MPa}$$

Mediante la ecuación 1.36, obtenemos el esfuerzo medio:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3 \tau_{xym}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(-16.7)^2 + 3(28.7^2)}$$

$$\sigma'_m = 52.4 \text{ MPa}$$

El límite medio de resistencia a la fatiga, se obtiene de la ecuación 1.37:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e}{S_{ut}} + \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m}}$$

$$S_m = \frac{171.1}{\frac{171.1}{735.8} + \frac{69.6}{52.4}}$$

$$S_m = 109.7 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad dinámico lo obtenemos de la ecuación 1.38:

$$n_s = \frac{S_m}{\sigma'_m}$$

$$n_s = \frac{109.7 \text{ MPa}}{52.4 \text{ MPa}}$$

$$n_s = 2.1$$

3.11. Selección de chavetas para el tornillo extrusor

Se analiza la cuña de tipo plana, ya que el objetivo es que transmita el par de torsión completo.

Cálculos de chavetas.

Se tiene:

Acero AISI 1020

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$$

$$n_s = 3$$

$$T = 480 \text{ N.m}$$

$$D = 44 \text{ mm} = 0.044 \text{ m}$$

$$W = 10 \text{ mm} = 0.01 \text{ m}$$

$$H = 12 \text{ mm} = 0.012 \text{ m}$$

Según la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo, obtenemos una longitud de la ecuación 1.43:

$$L = \frac{2 * T * n_s}{0.5 * S_y * D * W}$$

$$L = \frac{2 * 480 \text{ N.m} * 3}{0.5 * 352 \text{ MPa} * 0.044 \text{ m} * 0.01 \text{ m}}$$

$$L = 0.037 \text{ m} = 37 \text{ mm}$$

Según la teoría de falla por esfuerzo de compresión, obtenemos una longitud de la ecuación 1.45:

$$L = \frac{4 * T * n_s}{S_y * D * H}$$

$$L = \frac{4 * 480 \text{ N.m} * 3}{352 \text{ MPa} * 0.044 \text{ m} * 0.012 \text{ m}}$$

$$L = 0.031 \text{ m} = 31\text{mm}$$

Calculamos el esfuerzo cortante con la ecuación 1.50, y con una longitud de 120 mm

$$\tau = \frac{2 * T}{D * W * L}$$

$$\tau = \frac{2 * 480 \text{ N.m}}{0.044 \text{ m} * 0.01 \text{ m} * 0.031 \text{ m}}$$

$$\tau = 70.4 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad lo calculamos de la ecuación 1.51:

$$n_s = \frac{0.5 * S_y}{\tau}$$

$$n_s = \frac{0.5 * 352 \text{ MPa}}{70.4 \text{ MPa}}$$

$$n_s = 2.5$$

Según la teoría de falla por esfuerzo de compresión, obtenemos una longitud de la ecuación 1.54:

$$L = \frac{4 * T * n_s}{S_y * D * H}$$

$$L = \frac{4 * 480 \text{ N.m} * 3}{352 \text{ MPa} * 0.044 \text{ m} * 0.012 \text{ m}}$$

$$L = 0.031 \text{ m} = 31 \text{ mm}$$

El esfuerzo a compresión lo calculamos con la ecuación 1.54, con una longitud de 120 milímetros

$$\sigma = \frac{4 * T}{D * W * L}$$

$$\sigma = \frac{4 * 480 \text{ N.m}}{0.044 \text{ m} * 0.01 \text{ m} * 0.031 \text{ m}}$$

$$\sigma = 140.8 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad lo obtenemos de la ecuación 1.53

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n_s = \frac{352 \text{ MPa}}{140.8 \text{ MPa}}$$

$$n_s = 2.5$$

3.12. Selección de rodamiento cónico para el tornillo extrusor

Se realiza el análisis de esfuerzos en el rodamiento que soporta mayores cargas, que en este caso se encuentra en el punto A, del tornillo extrusor:

La fuerza axial ejercida es de:

$$F_C = 6028.7 \text{ N}$$

La fuerza radial, la obtenemos de los diagramas de cuerpo libre, Figura 3.29 y Figura 3.31, esta fuerza radial ejercida es de:

$$F_{radial} = \sqrt{B_z^2 + B_y^2}$$

$$F_{radial} = \sqrt{5142.53^2 + 2508.7^2}$$

$$F_{radial} = 5722 \text{ N}$$

Entonces:

$$P_d = \sqrt{F_C^2 + F_{radial}^2}$$

$$P_d = \sqrt{6028.7^2 + 5722^2}$$

$$P_d = 8312 \text{ N}$$

La capacidad de carga dinámica básica se obtiene de la ecuación 1.40:

$$C = P_d * \left(\frac{h * rpm * 60}{10^6} \right)^{1/k}$$

$$h = 30000$$

$$k = 3.3$$

$$C = 8312 \text{ N} * \left(\frac{30000 * 29 \text{ rpm} * 60}{10^6} \right)^{1/3.3}$$

$$C = 27556 \text{ N}$$

Del catálogo de IVÁN BOHMAN, Anexo 3, seleccionamos el rodamiento:

Rodamiento FAG de rodillos cónicos 30210, serie 30, 31,32, el cual soporta una capacidad de carga dinámica radial de 79000 N

3.13. Selección de retenedores

Diseñados para la retención de fluido, aceite u otro lubricante que este contenido en el interior de un equipo o máquina. Además en otras circunstancias puede impedir el ingreso de material (polvo, partículas extrañas, etc.) ajenas al equipo en cuestión.¹⁵



Figura 3. 35 Retenedores mecánicos

Fuente:

http://www.google.com/search?um=1&hl=es&rlz=1R2TSNA_enEC408&biw=1366&bih=572&noj=1&tbm=isch&sa=1&q=retenedores&oq=retenedores&aq=f&aqi=g10&aql=undefined&gs_sm=e&gs_upl=110291139451011111013131013301174411.2.3.218

La selección del retenedor para la máquina de extrusión, es básicamente para retención de agua o parte del aceite que se extrae del fruto del Morete filtra cuando trabaja la máquina de extrusión, esta filtración se da entre la holgura del tornillo y el barril.

¹⁵ <http://www.prorodcali.com/index.php/sellos-de-aceite.html>

3.14. Selección de pernos

La selección de pernos la hacemos para soportar cargas a tensión y para soportar cargas a corte, para la selección de los pernos tomaremos en cuenta el peso de la máquina de extrusión (cargas a tensión) y la fuerza de compresión debido al trabajo que ejerce la fruta de morete al comprimirse (cargas a corte).

Los pernos seleccionados son:

6 pernos: $\frac{1}{2} \times 3 \frac{1}{2}$ pulgadas

$$D = \frac{1}{2} \text{ in} = 0.0127 \text{ m}$$

$$l = 3.5 \text{ in} = 0.0889 \text{ m}$$

El peso de la máquina de extrusión es de:

$$Peso = 340 \text{ N}$$

La fuerza de compresión en el tornillo extrusor debido al trabajo que ejerce la fruta del Morete es de:

$$F_C = 6028.7 \text{ N}$$

La componente de la fuerza en el plano Y-Z, es de:

$$B_Z = 5142.53 \text{ N}$$

3.14.1. Selección de pernos cargas a tensión

El peso de la máquina de trituración se divide en seis pernos, por lo tanto la carga externa aplicada es de:

$$P = \frac{\text{Peso}}{\# \text{ pernos}}$$

$$P = \frac{340 \text{ N}}{6}$$

$$P = 56.7 \text{ N}$$

De la ecuación 1.58, obtenemos el valor de K_m :

$$K_m = \frac{\pi E D}{2 \ln \left[5 \left(\frac{l + 0.5D}{l + 2.5D} \right) \right]}$$

$$K_m = \frac{\pi * 190 * 10^9 \text{ Pa} * 0.0127 \text{ m}}{2 \ln \left[5 \left(\frac{0.0889 \text{ m} + 0.5 * 0.0127 \text{ m}}{0.0889 \text{ m} + 2.5 * 0.0127 \text{ m}} \right) \right]}$$

$$K_m = 2.76 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

De la ecuación 1.59, obtenemos el valor de K_b :

$$K_b = \frac{A E}{l} = \frac{\pi D^2 E}{4 l}$$

$$K_b = \frac{\pi * 0.0127^2 * 190 * 10^9 \text{ Pa}}{4 * 0.0889 \text{ m}}$$

$$K_b = 0.27 * 10^9 \frac{N}{m}$$

El valor de la constante de rigidez es de:

$$C = \left(\frac{K_b}{K_m + K_b} \right)$$

$$C = \left(\frac{0.27 * 10^9}{2.76 * 10^9 + 0.27 * 10^9} \right)$$

$$C = 0.0891$$

Utilizando un factor de seguridad contra la separación de la unión de:

$$n = 3$$

La precarga la obtenemos de la ecuación 1.55:

$$F_i = 0.75 (A_t S_y - C n P)$$

$$F_i = 0.75 (28502.3 - 15.2)$$

$$F_i = 21388.1 N$$

La condición para la seguridad debe estar en el siguiente intervalo, ecuación 1.60:

$$0.6 F_p < F_i < 0.9 F_p$$

$$F_p = A_t S_p$$

$$F_p = 28502.3 N$$

$$17101.4 N < F_i < 25652.1 N$$

$F_i = 21388.1 N$, se encuentra en el intervalo de seguridad, por lo tanto el perno resistirá la carga a tensión con un factor de seguridad de 3

3.14.2. Selección de pernos para soportar carga a corte

Con esta selección se puede determinar si los pernos pueden soportar cargas a corte, para ello calculamos el esfuerzo cortante al que está sometido el perno, con la ecuación 1.63:

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A} = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

La fuerza de compresión en el tornillo debido al trabajo de ruptura de la fruta es de:

$$F_C = 6028.7 N$$

Y la componente de la fuerza en el plano Y-Z es de:

$$B_Z = 5142.53 N$$

La fuerza a corte que se ejercerá sobre los pernos es:

$$F_{perno} = \sqrt{F_C^2 + B_Z^2}$$

$$F_{perno} = \sqrt{6028.7^2 + 5142.53^2}$$

$$F_{perno} = 7924 \text{ N}$$

Debido a que ubicamos 6 pernos la fuerza en cada perno es:

$$F_{perno} = \frac{F_C}{\# \text{ pernos}}$$

$$F_{perno} = \frac{7924 \text{ N}}{6}$$

$$F_{perno} = 1321 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

$$\tau = \frac{4 * 1321 \text{ N}}{\pi * (0.0127 \text{ m})^2}$$

$$\tau = 10.4 * 10^6 \text{ Pa}$$

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de la ecuación 1.64

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 129.82 \text{ MPa}$$

Además es posible determinar un factor de seguridad a partir de la ecuación 1.65:

$$n_{sep} = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n_{sep} = \frac{129.82 \text{ MPa}}{10.4 \text{ MPa}}$$

$$n_{sep} = 12.5$$

Es decir los pernos que se ha seleccionado van a resistir cargas a tensión y cargas a corte.

3.15. Cálculo del cilindro

El análisis del recipiente cilíndrico, se lo realizara a partir de la presión interna que es la presión de trabajo que se considera es de 16.7 MPa

Las dimensiones del cilindro son:

$$r_i = 39 \text{ mm}$$

$$r_o = 44.45 \text{ mm}$$

$$l = 335 \text{ mm}$$

El esfuerzo radial máximo según la ecuación:

$$\sigma_r = -p_i$$

$$\sigma_r = -16.7 \text{ MPa}$$

El esfuerzo tangencial máximo según la ecuación:

$$\sigma_t = p_i \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_t = 128.4 \text{ MPa}$$

Empleando la ecuación calculamos el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r}$$

$$\sigma_e = 121 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad lo calculamos con la ecuación

$$n_s = \frac{S_{uc}}{\sigma_e}$$

$$n_s = \frac{735.8 \text{ MPa}}{121 \text{ MPa}}$$

$$n_s = 6.1$$

3.16. Selección de pernos

Para la sujeción del barril, se ha seleccionado pernos que tienen las siguientes características:

Cantidad: 6 pernos de acero inoxidable

Tamaño: perno 5/16 x 1 pulgada.

3.16.1. Selección de pernos para soportar carga a corte

Con esta selección se puede determinar si los pernos pueden soportar cargas a corte, para ello calculamos el esfuerzo cortante al que está sometido el perno, con la ecuación 1.63:

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A} = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

La fuerza de compresión en el tornillo debido al trabajo de ruptura de la fruta es de:

$$F_C = 6028.7 N$$

Debido a que ubicamos 6 pernos la fuerza en cada perno es:

$$F_{perno} = \frac{F_C}{\# pernos}$$

$$F_{perno} = \frac{6028.7 N}{6}$$

$$F_{perno} = 1004.8 N$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

$$\tau = \frac{4 * 1004.8 N}{\pi * (0.00635 m)^2}$$

$$\tau = 31.6 * 10^6 Pa$$

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de la ecuación 1.64

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 129.82 MPa$$

Además es posible determinar un factor de seguridad a partir de la ecuación 1.65:

$$n_{sep} = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n_{sep} = \frac{129.82 MPa}{31.6 MPa}$$

$$n_{sep} = 4$$

3.17. Estructura

La estructura es la base que soportará todo el peso de la máquina de trituración y la máquina de extrusión.



Figura 3. 36 Estructura

Fuente: Los Autores

La carga que soportará la estructura es de: $Carga = 1140 N$

Esta carga se distribuirá en los cuatro apoyos de forma uniforme, y para el diseño se seleccionó tubo estructural cuadrado, el cual debe cumplir con los requerimientos necesarios para soportar la carga antes mencionada.

El tubo estructural tiene las siguientes características:¹⁶

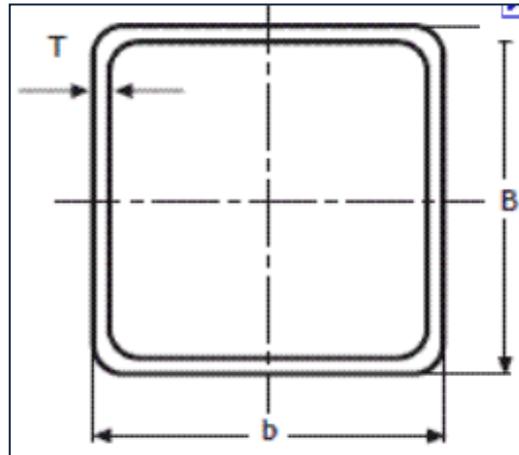


Figura 3. 37 Características del tubo estructural cuadrado

Fuente: Manual AISC, American Standard Channels, Pág. 1-40

$$A = 1.27 \text{ in}^2$$

$$I = 0.668 \text{ in}^3$$

$$S = 0.668 \text{ in}^3$$

$$\text{espesor} = 0.1875 \text{ in}$$

$$r = 0.726 \text{ in}$$

Con los datos obtenidos del tubo estructural se calcula la esbeltez, la longitud efectiva, el radio mínimo, la relación de esbeltez y finalmente la carga crítica.

¹⁶ Manual AISC, American Standard Channels, Pág.: 1- 8

3.17.1. Longitud efectiva

El factor K para encontrar la longitud efectiva es de 2.1, ya que el apoyo es empotrado - libre

$$K L$$

$$K L = 2.1 * 30 \text{ in}$$

$$K L = 63 \text{ in}$$

3.17.2. Radio mínimo de giro

Se lo obtiene directamente del manual AISC, o se lo puede calcular de la inercia y el área del tubo estructural.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{0.668}{1.27}}$$

$$r = 0.725$$

3.17.3. Relation de esbeltez

$$\frac{K L}{r}$$

$$\frac{K L}{r} = \frac{63}{0.725}$$

$$\frac{K L}{r} = 86.9$$

De la tabla C-36 del Manual de la AISC obtenemos F_a ¹⁷

$\frac{K L}{r}$	F_a (ksi)
86	14.67
86.9	?
87	14.56

Por lo tanto:

$$F_a = 14.56 \text{ ksi}$$

¹⁷ Manual AISC, American Standard Channels, Pág.: 3-16

3.17.4. Carga crítica

Es la carga que soporta el tubo estructural antes de romperse, se calcula:

$$P_{Cr} = F_a * A$$

$$P_{Cr} = 14.56 \text{ ksi} * 1.27 \text{ in}^2$$

$$P_{Cr} = 82454 \text{ N}$$

3.18. Diseño de pernos para sujeción del motor



Figura 3. 38 Sujeción del motor mediante pernos

Fuente: Los Autores

Distribución de fuerzas en la maquina extrusora

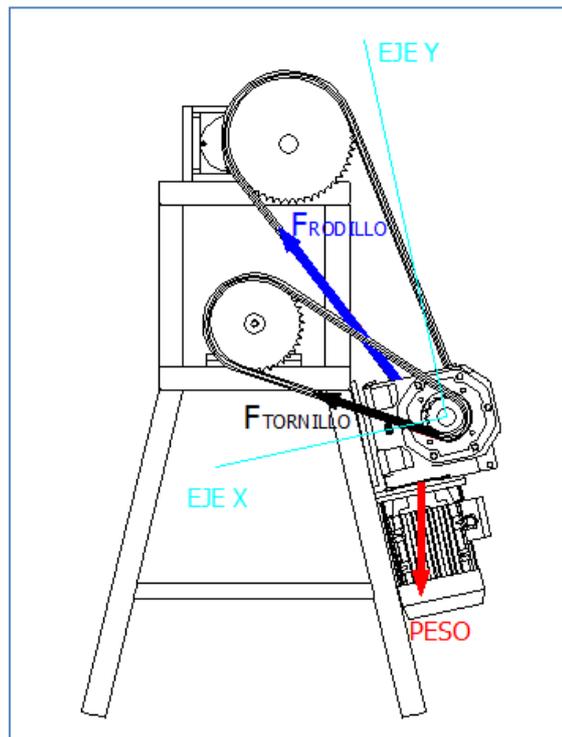


Figura 3. 39 Distribución de fuerzas en la máquina

Fuente: Los Autores

Se realiza un diagrama de cuerpo libre para determinar las fuerzas:

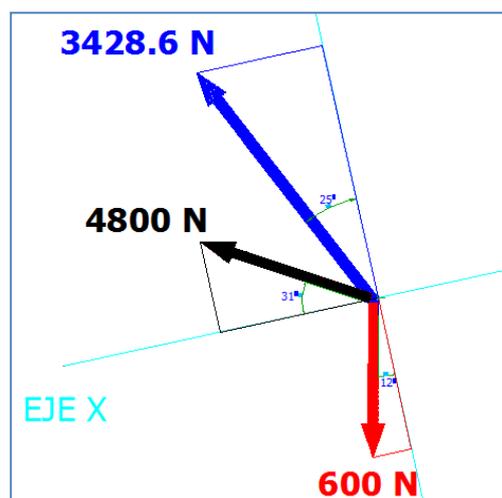


Figura 3. 40 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en la maquina extrusora

Fuente: Los Autores

El peso del motor es de 61 Kg. Es decir una fuerza de 600 N, por lo tanto, los pernos que sujetan al motor están sujetos a tensión y a corte, sus componentes se detallan a continuación:

La fuerza a tensión del peso es:

$$PESO_X = 600 N * \cos 12^\circ$$

$$PESO_X = 125 N$$

La fuerza a corte del peso es:

$$PESO_Y = 600 N * \sin 12^\circ$$

$$PESO_Y = -587 N$$

La fuerza de la catarina que es transmitida del tornillo extrusor es de 4800 N, esta fuerza también se debe descomponer en el plano que se muestra, sus componentes actúan en los pernos a tensión y corte, que se detallan a continuación:

La fuerza transmitida del tornillo a tensión es:

$$F_{xTORNILLO} = 4800 N * \cos 31^\circ$$

$$F_{xTORNILLO} = 4114 N$$

La fuerza transmitida del tornillo a corte es:

$$F_{YTORNILLO} = 4800 N * \sin 31^\circ$$

$$F_{YTORNILLO} = 2472 N$$

La fuerza de la catarina que es transmitida del rodillo triturador es de 3428.6:

La fuerza transmitida del rodillo a tensión es:

$$F_{X\text{ RODILLO}} = 3428.6 \text{ N} * \sin 25^\circ$$

$$F_{X\text{ RODILLO}} = 1450 \text{ N}$$

La fuerza transmitida del rodillo a corte es:

$$F_{Y\text{ RODILLO}} = 3428.6 \text{ N} * \cos 25^\circ$$

$$F_{Y\text{ RODILLO}} = 3108 \text{ N}$$

Las fuerzas resultantes que actúan en los pernos son:

La fuerza a tensión es:

$$F_{tension} = PESO_X + F_{x\text{ TORNILLO}} + F_{X\text{ RODILLO}}$$

$$F_{tension} = 125 \text{ N} + 4114 \text{ N} + 1450 \text{ N}$$

$$F_{tension} = 5689 \text{ N}$$

La fuerza a corte es:

$$F_{tension} = PESO_Y + F_{Y\text{ TORNILLO}} + F_{Y\text{ RODILLO}}$$

$$F_{tension} = -587 \text{ N} + 2472 \text{ N} + 3108 \text{ N}$$

$$F_{corte} = 4993 \text{ N}$$

3.18.1. Selección de pernos cargas a tensión

El peso de la máquina de trituración se divide en seis pernos, por lo tanto la carga externa aplicada es de:

$$P = \frac{F_{tension}}{\# \text{ pernos}}$$

$$P = \frac{5689 \text{ N}}{4}$$

$$P = 1423 \text{ N}$$

De la ecuación 1.58, obtenemos el valor de K_m :

$$K_m = \frac{\pi E D}{2 \ln \left[5 \left(\frac{l + 0.5D}{l + 2.5D} \right) \right]}$$

$$K_m = \frac{\pi * 190 * 10^9 \text{ Pa} * 0.0127 \text{ m}}{2 \ln \left[5 \left(\frac{0.076 \text{ m} + 0.5 * 0.0127 \text{ m}}{0.076 \text{ m} + 2.5 * 0.0127 \text{ m}} \right) \right]}$$

$$K_m = 2.8 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

De la ecuación 1.59, obtenemos el valor de K_b :

$$K_b = \frac{A E}{l} = \frac{\pi D^2 E}{4 l}$$

$$K_b = \frac{\pi * 0.0127^2 * 190 * 10^9 \text{ Pa}}{4 * 0.076 \text{ m}}$$

$$K_b = 0.32 * 10^9 \frac{N}{m}$$

El valor de la constante de rigidez es de:

$$C = \left(\frac{K_b}{K_m + K_b} \right)$$

$$C = \left(\frac{0.32 * 10^9}{2.8 * 10^9 + 0.32 * 10^9} \right)$$

$$C = 0.102$$

Utilizando un factor de seguridad contra la separación de la unión de:

$$n = 3$$

La precarga la obtenemos de la ecuación 1.55:

$$F_i = 0.75 (A_t S_y - C n P)$$

$$F_i = 0.75 (28502.3 - 8.874)$$

$$F_i = 21050 N$$

La condición para la seguridad debe estar en el siguiente intervalo, ecuación 1.60:

$$0.6 F_p < F_i < 0.9 F_p$$

$$F_p = A_t S_p$$

$$F_p = 28502.3 N$$

$$17101.4 N < F_i < 25652.1 N$$

$F_i = 21050 N$, se encuentra en el intervalo de seguridad, por lo tanto el perno resistirá la carga a tensión con un factor de seguridad de 3

3.18.2. Selección de pernos para soportar carga a corte

Con esta selección se puede determinar si los pernos pueden soportar cargas a corte, para ello calculamos el esfuerzo cortante al que está sometido el perno, con la ecuación 1.63:

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A} = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

La fuerza a corte que se ejercerá sobre los pernos es:

$$F_{corte} = 4993 N$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

$$\tau = \frac{4 * 4993 N}{\pi * (0.0127 m)^2}$$

$$\tau = 39.4 * 10^6 Pa$$

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de la ecuación 1.64

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 129.82 \text{ MPa}$$

Además es posible determinar un factor de seguridad a partir de la ecuación 1.65:

$$n_{sep} = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n_{sep} = \frac{129.82 \text{ MPa}}{39.4 \text{ MPa}}$$

$$n_{sep} = 3.3$$

Es decir los pernos que se ha seleccionado van a resistir cargas a tensión y cargas a corte.

3.19. Diseño de soldadura

La soldadura eléctrica por arco, es el procedimiento por el que se realiza la unión entre dos partes metálicas, aprovechando el calor desarrollado por el arco eléctrico que se libera entre un electrodo (metal de adjunción) y el material por soldar, de forma que la unión quede rígida.

La estructura para la máquina de extracción de aceite se forma mediante un conjunto de tubo estructural cuadrado, capaz de soportar los esfuerzos que se transmiten entre las piezas. El objeto principal de la unión es el de asegurar la mejor continuidad de las piezas, continuidad que será más perfecta cuanto más uniforme sea la transmisión del esfuerzo.

La soldadura por arco se basa en que si a dos conductores en contacto se les somete a una diferencia de potencial, establecemos entre ambos una corriente, posteriormente se separa, provocando una chispa, cuyo efecto es ionizar el gas o el aire que la rodea, permitiendo así el paso de la corriente, a pesar de no estar los conductores en contacto.

3.19.1. Soldadura con electrodo metálico revestido.

Encender el arco acercando el electrodo a aproximadamente a 10 mm del punto en el que se debe soldar con una inclinación de aproximadamente $70 \div 80^\circ$ respecto al plano de trabajo. Tengan cuidado de no tocar accidentalmente la pieza (para no incurrir en golpes de arco), llevar la máscara delante de los ojos, dar un golpecito con el electrodo sobre la pieza y apenas se encienda el arco, alejar ligeramente el electrodo e iniciar la soldadura procediendo de izquierda a derecha.

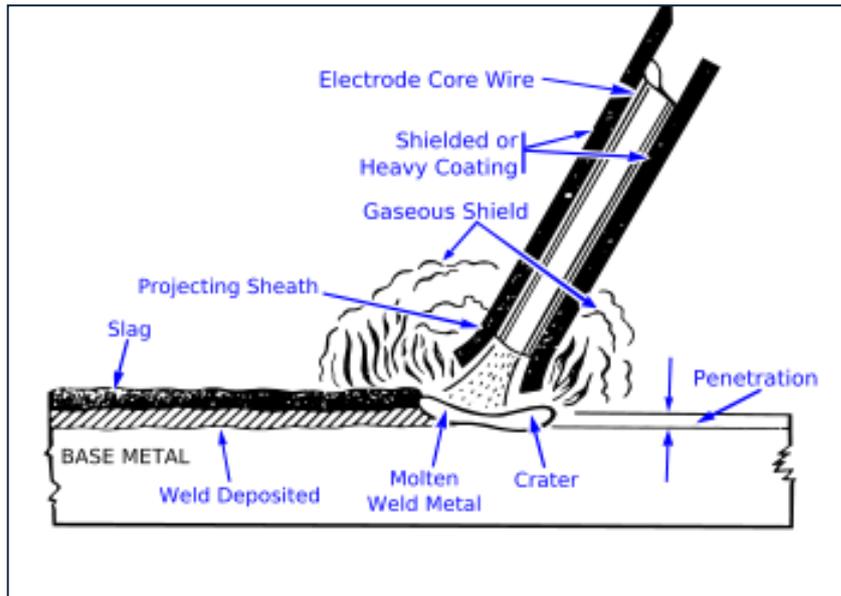


Figura 3. 41 Soldadura eléctrica con electrodo metálico revestido

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Soldadura_por_arco

Podría suceder que el movimiento de alejamiento del electrodo no sea suficientemente rápido por lo que quedaría pegado a la pieza, entonces habría que separarlo con un brusco movimiento lateral; por el contrario un alejamiento excesivo podría provocar el apagado del arco. Para facilitar el cebado, se usa con frecuencia arrastrar el electrodo (no demasiado rápidamente) sobre la pieza por soldar.

3.19.2. Nomenclatura de los electrodos

La siguiente tabla nos muestra el significado de los electrodos

CIFRA	SIGNIFICADO	EJEMPLO
Las 2 ó 3 primeras	Mínima resistencia a la traccion	E 60 XX = 60 000 lb/pulg ² (mínimo).
Penúltima	Posición de soldadura	E XX1X = toda posición E XX2X = plana y horizontal E XX4X = P, H, VD, SC
Ultima	Tipo de corriente Tipo de escoria Tipo de arco Penetracion Presencia de compuestos químicos en el revestimiento	Ver Tabla 2

NOTA: El prefijo "E" significa electrodo para soldadura por arco.

Tabla 3. 4 Significado del sufijo para electrodos revestidos

Fuente:

http://www.infra.com.mx/servicio_atencion/libreria/eisa/documentos/manual_electrodos/introduccion.pdf

ULTIMA	E-XX10	E-XX11	E-XX12	E-XX13	E-XX14
Tipo de corriente	CDPI e+ Polaridad invertida	CA o CD e+ Polaridad invertida	CA o CD Polaridad Directa e-	CA o CD e+ - Ambas Polaridades	CA o CD e+ Polaridad invertida
Tipo de revestimiento	b Orgánico	Orgánico	Rutilo	Rutilo	Rutilo
Tipo de arco	Fuerte	Fuerte	Mediano	Suave	Suave
Penetración	c Profunda	Profunda	Mediana	Ligera	Ligera

Tabla 3. 5 Significado del sufijo de la última cifra de los electrodos

Fuente:

http://www.infra.com.mx/servicio_atencion/libreria/eisa/documentos/manual_electrodos/introduccion.pdf

3.18.3. Resistencia de la soldadura

En flexión la junta soldada experimenta un esfuerzo cortante transversal, así como un esfuerzo normal. El momento que produce un esfuerzo flexionante normal en las soldaduras. Comúnmente se supone que el esfuerzo actúa como uno normal sobre el área de la garganta.

$$I = 0.707 h_e I_u L_w \quad \text{Ecuación 3.36}$$

Donde:

h_e = ancho de la garganta de soldadura

I_u = momento de inercia unitaria

L_w = longitud de la soldadura

En la figura 1.18 se dan valores del momento de inercia de masa para nueve grupos de soldadura

El esfuerzo normal debido a la flexión es:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación 3.37}$$

c = es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra exterior.

Una vez que se conocen los esfuerzos, se puede analizar la resistencia de la soldadura, conociendo los esfuerzos permisibles, Tabla 1.9, y de diseño se determina el factor de seguridad.

$$n = \frac{\tau_{perm}}{\sigma} \quad \text{Ecuación 3.38}$$

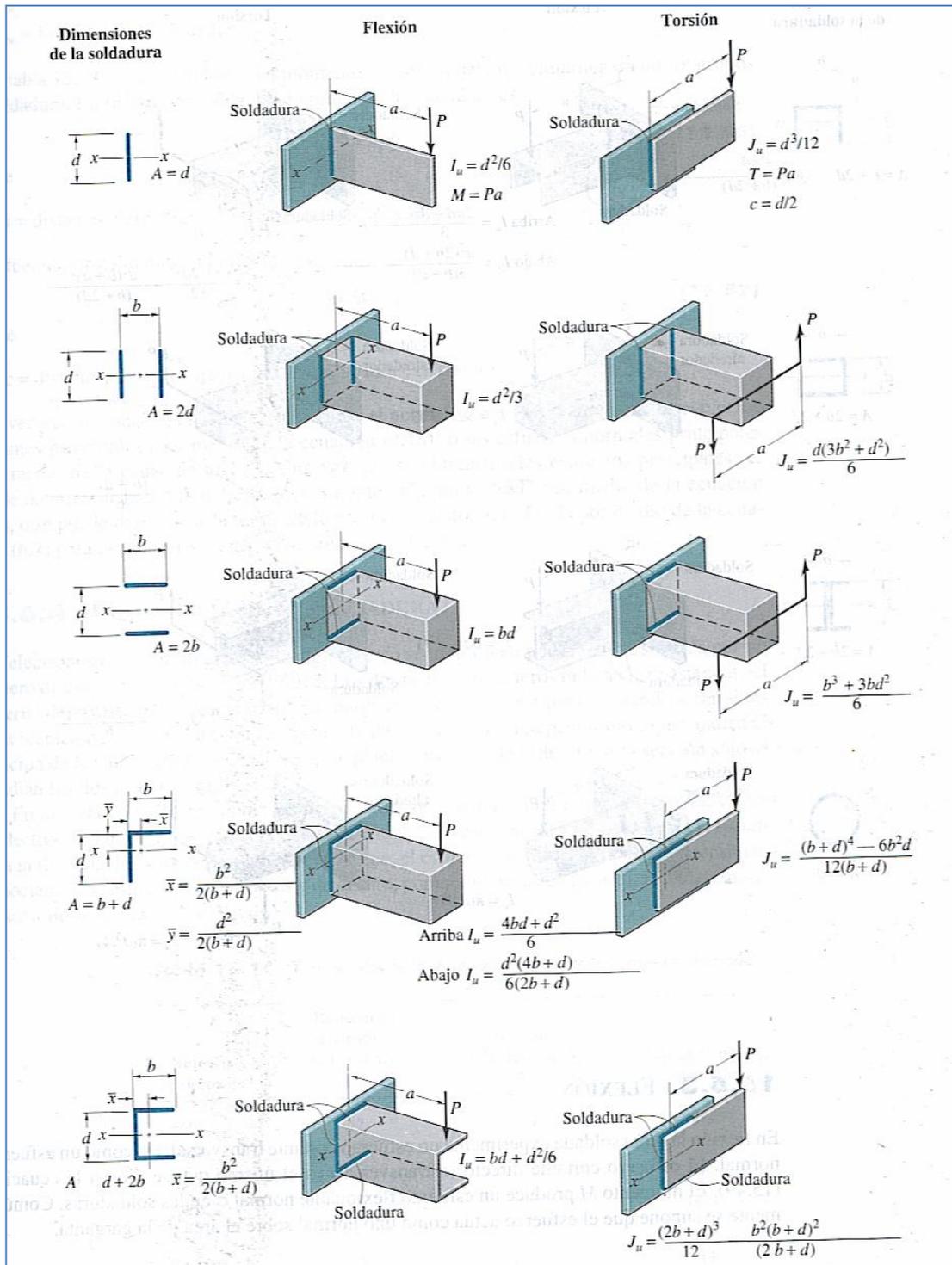


Figura 3. 42 Geometría de soldaduras y parámetros que se usan cuando se consideran varios tipos de carga.

Fuente: HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, "Elementos de Máquinas", Primera edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2000, Mexico, Pag.703

En la Figura 1.18, encontramos el valor del momento de inercia unitaria

$$I_u = \frac{4bd + d^2}{6}$$

$$I_u = \frac{4(0.225 * .0255) + 0.225^2}{6}$$

$$I_u = 0.0422 \text{ m}^2$$

La inercia es:

$$I = 0.707 h_e I_u L_w$$

$$I = 0.707 * 0.008 \text{ m} * 0.0422 \text{ m}^2 * 0.45 \text{ m}$$

$$I = 1.07 * 10^{-4} \text{ m}^4$$

La distancia desde el eje neutral es:

$$c = \frac{b^2}{2(b + d)}$$

$$c = \frac{0.225^2}{2(0.225 + 0.225)}$$

$$c = 0.5 \text{ m}$$

El esfuerzo normal debido a la flexión es:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{19.8 \text{ N.m} * 0.5 \text{ m}}{1.07 * 10^{-4} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 92.5 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible lo sacamos de la tabla 1.9

Número de electrodo	Resistencia a la rotura a la tensión, S_u , ksi	Resistencia a la fluencia, S_y , ksi	Alargamiento, e_1 , por ciento
E60XX	62	50	17-25
E70XX	70	57	22
E80XX	80	67	19
E90XX	90	77	14-17
E100XX	100	87	13-16
E120XX	120	107	14

Tabla 3. 6 Resistencia mínima de las clases de electrodos

Fuente: HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, "Elementos de Máquinas", Primera edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2000, Mexico, Pag.705

$$\tau_{perm} = 50 \text{ Ksi} = 345 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es de:

$$n = \frac{\tau_{perm}}{\sigma} = \frac{345 \text{ MPa}}{92.5 \text{ MPa}}$$

$$n = 3.7$$

3.18.4. Soldadura TIG

En la soldadura TIG se efectúa un proceso de unión del metal por medio del calentamiento que produce el arco eléctrico. Una terminal es generalmente un electrodo de Tungsteno y la otra es la pieza a soldar que se va a trabajar. El arco eléctrico es protegido de la contaminación de la atmósfera mediante la pantalla de un gas inerte.

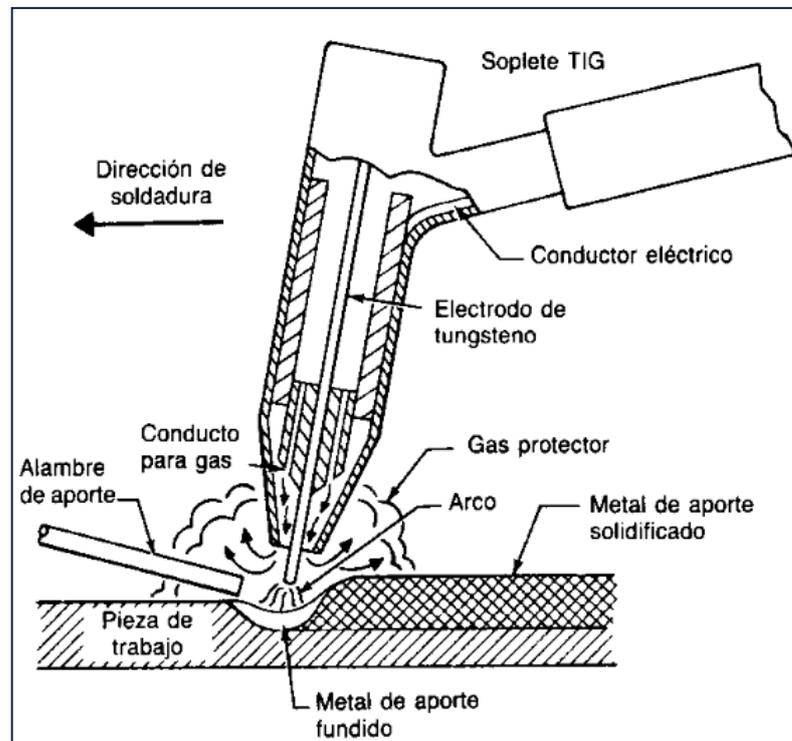


Figura 3. 43 Soldadura TIG

Fuente: http://pdf.rincondelvago.com/soldadura_10.html

Los materiales que pueden soldarse con el proceso TIG son casi todos los grados de aceros al carbono, aleación e inoxidables; aluminio y magnesio y la mayor parte de sus aleaciones; cobre y diversos latones y bronce; aleaciones de diversos tipos para altas temperaturas; numerosas aleaciones de revestimiento duro, y metales como titanio, zirconio, oro y plata.

Este proceso está adaptado en especial para soldar materiales delgados cuando hay requisitos estrictos de calidad y acabado. Es uno de los pocos procesos adecuado para soldar objetos diminutos y de pared delgada, como cajas de transistores, diafragmas de instrumentos y fuelles de expansión delicados.

Para la soldadura en la tolva y de los recipientes construidos en acero inoxidable se utilizará soldadura TIG, ya que es la soldadura más utilizada en la construcción de máquinas alimenticias con aceros inoxidables.

CAPITULO 4

4. Análisis de costos

El presente capítulo se plasma el costo de construcción del molino obtenido a través del estudio, investigación y desarrollo del diseño propuesto, para el procesamiento de la fruta del morete.

Es importante resaltar, que el presente proyecto participó en la III Convocatoria a Fondos Concursables para el Financiamiento de Programas y Proyectos Internos de Investigación Científica, Desarrollo e Innovación Tecnológica, que se fue impulsada por nuestra Universidad Politécnica Salesiana, el mismo que fue seleccionado para la investigación y desarrollo. EL proyecto se titula: **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO PARA EXTRAER ACEITE DEL FRUTO MORETE**

En la convocatoria de Fondos Concursables, gracias a la Universidad Politécnica Salesiana, nos ayudó con la financiación para el desarrollo del proyecto por la suma de cuatro mil quinientos 00/100 dólares americanos (\$4 500,00), fondos con los cuales se logró realizar la adquisición de la materia prima e insumos necesarios para la investigación y desarrollo.

4.1. Costos directos

4.1.1. Costos de materiales e insumos utilizados

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Especificaciones</i>	<i>Valor total</i>
1	Eje porta rodillos	16.30 Kg	ANSI 4340, Ø70	55.68
2	Separador rodillos	2.40 Kg	INOX 304, Ø 3"	13.10
3	Chumaceras	26.8	ANSI 1045, 130x130	81.61
4	Chumaceras	2		25.96
5	Tapas tornillo	2		30.24
6	Guías	4		15.88
7	Tapas rodillos	4		17.00
8	Tolvas	2		84.00
9	Cadena rodillo	1		23.45
10	Piñones			27.44
11	Tapa Cónico	1		0.00
12	Rodamientos		6210 2RSR C3	59.39
13	Perno	2	M18	3.28
14	Tuerca	2	M18	0.80
15	Perno Allen	16	M8 x 20	6.08
16	Perno Allen	16	M5 x 20	1.90
17	Perno Allen Plano	8	M6 x 10	1.20
18	Perno INOX	9	3/8 x 2 1/2	8.10
19	Perno INOX	5	1/2 x 3"	7.59
20	Arandela Presión INOX	5	1/2"	0.82
21	Arandela Presión INOX	9	3/8"	0.90
22	Piñón sencillo	3	50B17	39
23	Perno INOX	6	3/8 x 1"	1.88
24	Arandela Plana INOX	6	3/8 "	0.60
25	Arandela Presión INOX	6	3/8"	0.54

26	Perno INOX	6	½ x 3"	9.11
27	Arandela Plana INOX	6	½	1.50
28	Arandela Plana INOX	6	5/8"	3.48
29	Perno INOX	6	M8 x 70	5.38
30	Arandela plana INOX	6	5/16" (M8)	0.54
31	Piñón Sencillo	2	50B10	12.05
32	Retenedor	1	75x105x13	6.25
33	Barra Cuadrada	0.20Kg	12x12	1.36
34	Candado simple	3	N50	1.68
35	Piñón/manzana	1	50B40T	23.84
36	Candado simple	3	No 50	1.94
37	Piñón Manzana	1	No 50	35.95
38	Cadena simple	10 ft	No 50	21.78
39	Candado simple	3	No 50	1.68
40	Acero INOX	1	D120 x120	112.26
41	Tubo INOX	1	3" SCH40 x 500mm	34.82
42	Tornillo Extrusor	1	D3 1/2" x 650	145.19
43	Rodamiento ríg. de bolas	1	6210 2RSR	14.11
44	Tubo Estructural Cuadrado	1	2" x 2" x 1/8"	90.00
45	[4] Porta rodamiento cónico	6.20kg	ANSI 1045 130x130	18.88
46	[30] Tapa exterior tornillo	3.70 kg	ANSI 1045, D120	9.32
47	[18] Bocín de ajuste	0.6 kg	INOX A304, DA ¼	3.28
48	[10, 28] Soportes Barril	8.20 kg	ANSI 1045, 130x130	24.97
49	[29] Porta rodamiento tornillo	5.60 kg	ANSI 1045, 130x130	17.05
51	[32] Eje motor	5.40 kg	ANSI 1018, DA"	9.68
52	Barra redonda (eje caja)	4.34 Kg	ANSI 1018, DA ¾"	7.71
53	[14] Rodamientos bolas	1	6210 2RSR	14.70
54	[14] Rodamiento bolas	4	6209 2RSR	50.26
55	[5] Rodamiento bolas	1	30210 A	18.24
56	Motoreductor	1	5 HP	930.60

	Subtotal	2134,05
	IVA 12%	256,08636
	Total	2390,14

Tabla 4. 1 Costos de materiales e insumos utilizados

Fuente: Los Autores

El total de los materiales e insumos utilizados es \$2 390 14/100 dólares americanos.

Nota. Los números que están expuestos entre corchetes ([#]), corresponden a la referencia de las partes y piezas.

4.1.2. Costos de Mano de Obra Directa

<i>Concepto</i>	<i>Sección (máquina-herramienta)</i>	<i>Costo x Hora</i> (hombre-máquina)	<i>No. Horas</i>	<i>Costo</i>
[1] Base Principal	Soldadura	7,80	15	117,00
	Esmerilado	4,80	2	9,60
[2] Placa Apoyo	Fresadora	16,80	2	33,60
	Taladro	4,80	1	4,80
[3] Placa Porta tornillo	Fresadora	16,80	3	50,40
	Taladro	4,80	2	9,60
[6] Tornillo Extrusor	Torno	13,80	12	165,60
[37] Tapa ajuste	Torno	13,80	1	13,80
[54] Brazo tensor	Torno	13,80	4	55,20
	Soldadura	7,80	1	7,80
[61] Placa Móvil	Fresadora	16,80	2	33,60
	Taladro	4,80	1	4,80
[61] Placa Fija	Torno	13,80	3	41,40
	Taladro	4,80	2	9,60
			SUMA	\$ 556,80
			12% IVA	\$ 66,82
			Total	\$ 623,62

4.2. Costos indirectos

4.2.1. Costos indirectos de fabricación (insumos)

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Especificaciones</i>	<i>Valor total</i>	
1	Piedra Esmeril Montada	1		1.52	
2	Lija de Agua	1		0.28	
3	Broca Recubierta	1	ϕ 10 mm	1.90	
4	Bruja Súper Bonder	1		1.79	
5	Broca Cobalto	1	ϕ 4 mm	2.73	
6	Broca	1	ϕ 3 mm	1.67	
7	Costos Varios			245.00	
				Subtotal	254.89
				IVA 12%	30.59
				Total	285.48

Tabla 4. 2 Costos indirectos de fabricación

Fuente: Los Autores

4.3 Costos por carga fabril

4.3.1 Costos de fabricación rodillos dentados y tornillo extrusor

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Especificación</i>	<i>Valor Total</i>	
1	Maquinado de partes	2	Rodillos dentados	240	
2		2	Ejes Porta Rodillos	100	
3		2	Separadores Rodillos	50	
4		1	Torneado de Tornillo Extrusor	590	
5		1	Trabajo en Barril de Extrusión	100	
7		1	Construcción de Chumacera de Rodamiento Cónico	50	
8		2	Soportes para Barril	50	
9		1	Tapa de Rodamiento Cónico	30	
10		1	Torneado Eje Motriz	75	
12		1	Construcción de Estructura	240	
			Subtotal	1525,00	
			IVA 12%	183,00	
			Total	1708,00	

Tabla 4. 3 Costos de fabricación rodillos dentados y extrusor

Fuente: Los Autores

4.3.2. Costos de fabricación bases de rodillos

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Especificación</i>	<i>Valor Total</i>
1	Maquinado de partes de rodillos	4	Chumaceras cuadradas	240
2		4	Tapas para chumaceras	60
3		4	Chumaceras	100
4		4	Placas	48
			Subtotal	448,00
			IVA 12%	53,76
			Total	1439,2

Tabla 4. 4 Costos de fabricación bases de rodillos

Fuente: Los Autores

4.3.3. Costos de fabricación de tolvas y protecciones

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Especificación</i>	<i>Valor Total</i>
1	Tolva Alimentación a los Rodillos	1	Doblez Soldadura	80,00
2	Tolva de Alimentación al Tornillo	1	Doblez Soldadura	80,00
3	Deflector	1	Doblez	30,00
4	Recogedores de Aceite	1	Doblez	50,00

			Soldadura	
5	Recogedor de la Torta	1	Doblez	50,00
6	Protecciones de Piñones – Cadenas	2	Doblez	70,00
			Soldadura	
			Perforaciones	
			Subtotal	360,00
			IVA 0%	0,00
			Total	360,00

Tabla 4. 5 Costos de fabricación de tolvas y protecciones

Fuente: Los Autores

4.3.4. Total de costos por carga fabril

<i>Descripción</i>	<i>Valor Total</i>
Costos de fabricación rodillos dentados y extrusora	1525,00
Costos de fabricación bases de rodillos	448,00
Costos de fabricación de tolvas y protecciones	360
TOTAL COSTOS CARGA FABRIL	2333,00

Tabla 4. 6 Total de costos por carga fabril

Fuente: Los Autores

4.4. Resumen de costos

<i>Descripción</i>	<i>Valor Total</i>
Costos directos	2690,85
Costos indirectos	285,48
Costos carga fabril	2333,70
TOTAL COSTOS	5310,03

Tabla 4. 7 Resumen de costos

Fuente: Los Autores

**El costo total de la máquina de extracción de aceite de la fruta del Morete es de:
\$ 5310,03**

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

El diseño y la construcción del Molino de Extracción de Ácidos Grasos del fruto del Morete, es un prototipo que se lo hizo a partir del estudio del fruto Morete, este prototipo cumple con los requerimientos básicos necesarios para la extracción de la chicha que posteriormente se convertirá en aceite.

El producto extraído es denominado aceite crudo o chicha, este producto debe tener un paso posterior de procesamiento químico – mecánico para su refinación.

Debido a las características de dureza y tamaño, el proceso de extracción del aceite crudo, se lo realiza en dos fases importantes; la primera es la trituración, en la cual se obtienen la reducción del tamaño del fruto en tres partes en la medida de lo posible para que sea precalentadas las partículas en una recipiente aparte, luego se procesa en una molienda fina para que sea, en una segunda fase, procesado en el tornillo de extrusión y obtener la separación entre su corteza sólida y el aceite crudo.

En la construcción de la máquina de extracción de aceite se utiliza los materiales de grado alimenticio (acero inoxidable INOX 304) en partes y piezas que tengan contacto directo al momento del proceso de trituración y posterior el proceso de extrusión con la materia prima (fruto del morete), además el contacto con el producto elaborado, es decir con el aceite crudo extraído.

El cilindro o barril extrusor está diseñado para soportar una presión de 16.7 MPa, el cual nos da seguridad cuando la máquina entra en funcionamiento.

El motor de 5 HP cumple con los requerimientos necesarios para el funcionamiento de la máquina de trituración y la máquina de extrusión operando al mismo tiempo y con las cargas de trabajo estipuladas.

El sistema de transmisión de potencia, está basado en la reducción de velocidad y número de revoluciones por minuto para aumentar el torque requerido en la trituración y extrusión de la fruta, debido a que su procesamiento es esponjoso y causa inconvenientes a la salida del tornillo de extrusión aumentando el volumen del residuo.

RECOMENDACIONES

La fruta del morete debe ser remojada en agua para ablandarlos y luego cocinarlos a 90° C durante treinta minutos. Este procedimiento es necesario para evitar la degradación de las grasas presentes en el mesocarpio.

La semilla del morete tiene que ser triturada dos veces para que alcance un tamaño necesario antes de ingresar a la tolva de alimentación del extrusor, debido a que pedazos de morete muy grandes pueden causar mayor presión en el cilindro o barril extrusor.

Las frutas de morete deben tener un contenido de humedad, para extraer la chicha en el proceso de extrusión, para ello se añade agua al momento de la extracción; caso contrario el proceso de extracción no es eficiente.

Para un buen funcionamiento de la máquina de extrusión, es necesario que el barril o cilindro de extrusión alcance una temperatura adecuada entre 70 y 80 grados Celsius, esto permite que el bagazo salga seco.

BIBLIOGRAFÍA

DE TEXTOS

Boucher, Francois. Tecnología Alimentaria y Agroindustrial Rural. Primera Edición. Cali: Celater, 1991.

GROOVER Mikell; Fundamentos de la manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas, Prentice Hall Hispanoamericana S.A, Primera Edición, México, 1996

BERK, Zeki; Food Process Engineering and Technology, Elsevier Inc., First Edition, USA, 2009.

C. MERCIER, P. LINKO, J. HARPER, Extrusion Cooking; American Association of Cereal Chemists, EEUU, 1989

GUY, Robin. Extrusión de alimentos, Tecnología y aplicaciones. Zaragoza, España: Acribia, S.A., 2001.

BALCÁZAR, Maritza; Diseño de un Triturador de Cacao Proyecto Previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico; EPN, Ecuador, 2009

TIMOSHENKO, Stephen, “Mecánica de Materiales”, Segunda edición, Grupo Editorial Iberoamérica, México D.F Año 1986.

SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, México, Año 2002.

HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, “Elementos de Máquinas”, Primera edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, México, Año 2000

DE PAGINAS ELECTRÓNICAS (WEB)

<http://www.unapiquitos.edu.pe/links/facultades/alimentarias/v21/6.pdf>

<http://www.iiap.org.pe/promamazonia/sbiocomercio/Upload%5CLineas%5CDocuments/510.pdf>

<http://www.siforestal.org.pe/descargas/PlanManejoaguajePronaturaleza.pdf>

http://www.google.com/search?source=ig&hl=es&rlz=1R2TSNA_enEC408&q=Extrusora+Tornillo+Barril

<http://libros-en-pdf.com/libros/tornillos-de-extrusion.html>

http://www.xaloy.com/pdf/screws_groovefeed_Sp.pdf

<http://libros-en-pdf.com/descargar/tornillos-de-extrusion-8.html>

<http://libros-en-pdf.com/libros/diseño-de-tornillos-de-extrusion.html>

<http://www.diextco.com/formtornillo.htm>

<http://www.spirex.com/media/doc/An%20Empirical%20Study%20Single%20Stage%20Extrusion.pdf>

ANEXO 1

PLANOS

ANEXO 2

PROTOCOLO DE PRUEBAS

PROTOCOLO DE PRUEBAS

El protocolo de pruebas es el procedimiento en el cual a través de una serie de pruebas propuestas y analizadas, se corrobora el buen funcionamiento y desempeño de la máquina; las mismas que se realizan una vez que se ha instalado y calibrado la máquina de acuerdo a los planos respectivos.

Verificación general de la maquina

Dimensiones generales de la máquina:

<i>Elemento</i>	<i>Operación</i>	<i>Instrumento Utilizado</i>	<i>Valor Medido (mm)</i>	<i>Valor Comprobado (mm)</i>	<i>Tolerancia (mm)</i>	<i>Aprobado</i>
Ancho (mm)	Medir	Flexómetro	730		+/- 2	
Largo (mm)	Medir	Flexómetro	555		+/- 2	
Altura (mm)	Medir	Flexómetro	1135		+/- 2	

Tabla 1. Verificación general de la máquina

Fuente: Los Autores

Verificación visual de materiales y elementos de la máquina.

Verificación de los elementos siguientes cumplan con los requerimientos.

<i>Ítem</i>	<i>Elemento</i>	<i>Especificaciones</i>	<i>Aprobado</i>
1	Motoreductor	5 HP Trifásico	
2	Estructura	Perfil estructural cuadrado de 2' x 2 x 3mm	
3	Rodillos trituradores	Acero inoxidable 304	
4	Tolva de entrada	Acero inoxidable 304	
5	Tornillo extrusor	Acero inoxidable 304	
6	Barril o camisa	Acero inoxidable 304	
7	Tolva de entrada	Acero inoxidable 304	
8	Recogedores	Acero inoxidable 304	
9	Pintura	Anticorrosiva	

Tabla 2. Verificación visual de materiales y elementos de la máquina

Fuente: Los Autores

Inspección de juntas apernadas y soldadura

Inspección de ajuste correcto de todos los pernos que montados en la máquina, además una buena soldadura de la estructura y placas.

<i>Item</i>	<i>Elemento</i>	<i>Especificaciones</i>	<i>Aprobado</i>
1	Estructura	Soldadura, presentación sin aristas vivas	
3	Bases de chumaceras de rodillos	Apriete correcto a la estructura	
2	Placa soporte del tornillo extrusor	Soldadura, presentación sin aristas vivas	
3	Chumaceras del tornillo extrusor	Apriete correcto a la placa base soporte	
4	Soportes del barril o camisa	Apriete correcto a la placa base soporte	
4	Tolvas	Soldadura sin presentación de aristas vivas	

Tabla 3. Verificación de juntas apernadas y soldadura

Fuente: Los Autores

Funcionamiento de la maquina en vacio sin carga

Se verifica las vibraciones que tiene la máquina cuando esta trabaja en vacio, es decir sin carga.

<i>Ítem</i>	<i>Elemento</i>	<i>Función</i>	<i>Observaciones</i>	<i>Aprobado</i>
1	Puesta en marcha de motor Pruebas en vacio	Encendido (ON)	Mínimas vibraciones	
		Apagado (OFF)	-	
2	Maquina de extracción	Extracción de aceite	Mínimas vibraciones	

Tabla 4. Funcionamiento en vacio de la máquina

Fuente: Los Autores

Funcionamiento de la máquina con carga

El proceso de reducción del tamaño de la fruta, considerando anteriormente las características de la fruta del morete, se establece que la trituración se la realiza en dos etapas; grado de molienda gruesa y luego el grado de molienda fina.

Grado de molienda gruesa

En el primer proceso de molienda, se realiza con la separación total de los rodillos trituradores. Desplazar los rodillos móviles con sus tornillos de separación.

Ítem	Cantidad de morete a ingresar (unidades)	Tamaño inicial promedio de las frutas (mm)	Tamaño final promedio de las frutas (mm)	Aprobado
1	5	40	20	
2	10	42	18	

Tabla 5. Grado de molienda gruesa

Fuente: Los Autores

Grado de molienda fina

En el segundo proceso de molienda, se realiza con la separación mínima de los rodillos trituradores. Desplazar los rodillos móviles con sus tornillos de separación.

Ítem	Cantidad de morete a ingresar (unidades)	Tamaño inicial promedio de las frutas (mm)	Tamaño final promedio de las frutas (mm)	Aprobado
1	5	20	10	
2	10	18	12	

Tabla 6. Grado de molienda fina

Fuente: Los Autores

Extracción de aceite

Se verifica la extracción de aceite crudo del fruto morete, es de gran importancia el grado de reducción del tamaño realizado en el paso anterior ya que la profundidad en la zona de alimentación del tornillo extrusor es de 16 mm.

<i>Ítem</i>	<i>Cantidad de morete a ingresar (Kg)</i>	<i>Tiempo de extracción (minutos)</i>	<i>Residuo obtenido (Kg)</i>	<i>Aceite crudo (litros)</i>	<i>Tiempo real (minutos)</i>	<i>Aprobado</i>
1	5					
2	10					

Tabla 7. Extracción de aceite

Fuente: Los Autores

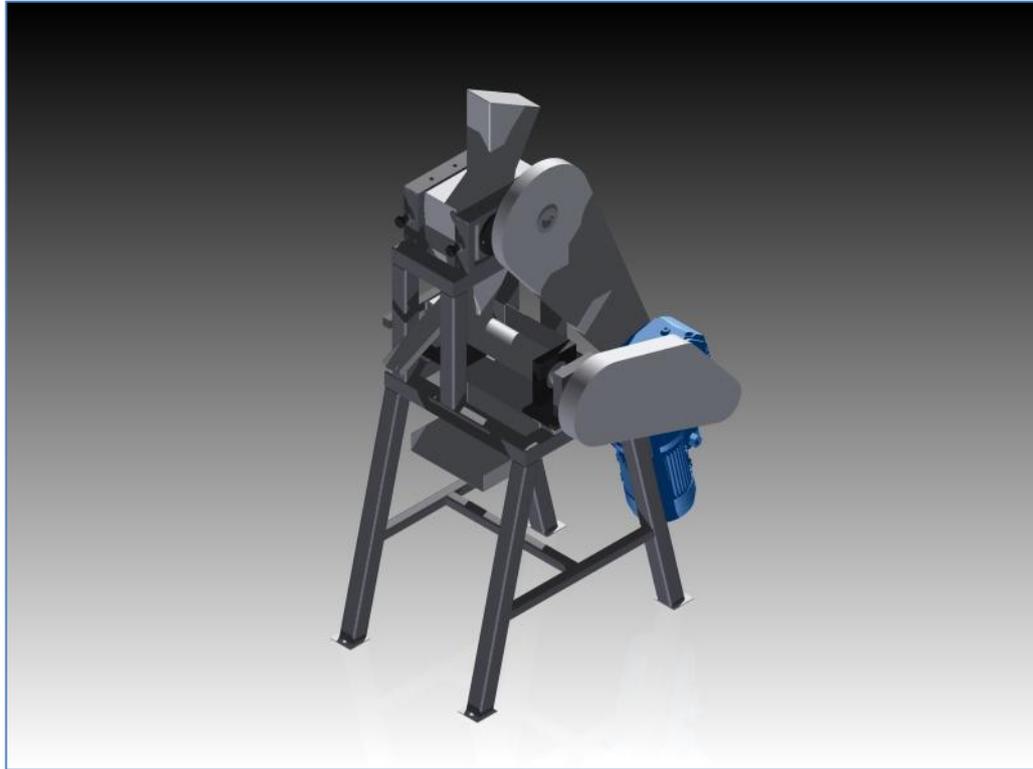
ANEXO 3

MANUAL DE
OPERACIÓN

MANUAL DE
MANTENIMIENTO

Manual de operación

El operario debe utilizar un equipo de protección personal que es un mandil, mascarilla, guantes de látex y calzado adecuado.

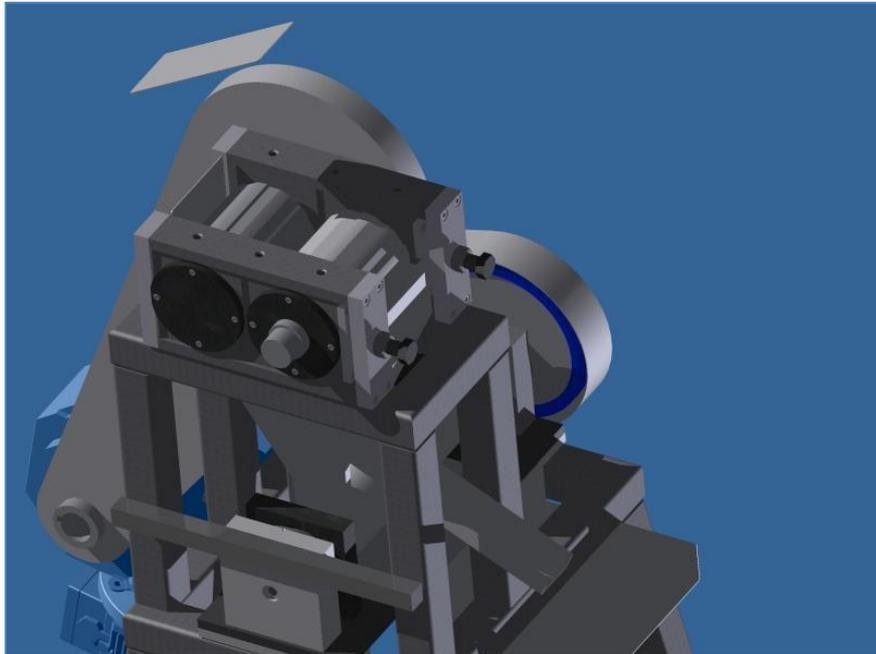


Antes de empezar cualquier proceso se debe asegurar que la máquina este en la condiciones óptimas de funcionamiento, es decir completamente limpia y que sus conexiones estén correctamente instaladas.

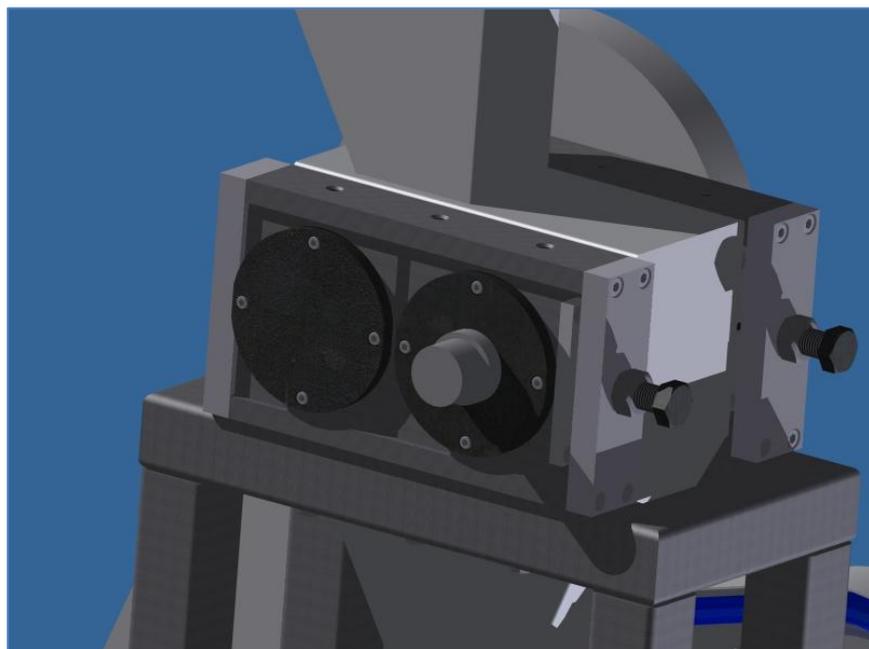
Para iniciar el proceso de extracción de aceite se seleccionan las frutas de Morete luego se realiza un lavado de los frutos para eliminar la mayor cantidad de impurezas.

Encender el motor con el pulsador ON, luego espera unos 10 minutos hasta que la máquina se estabilice.

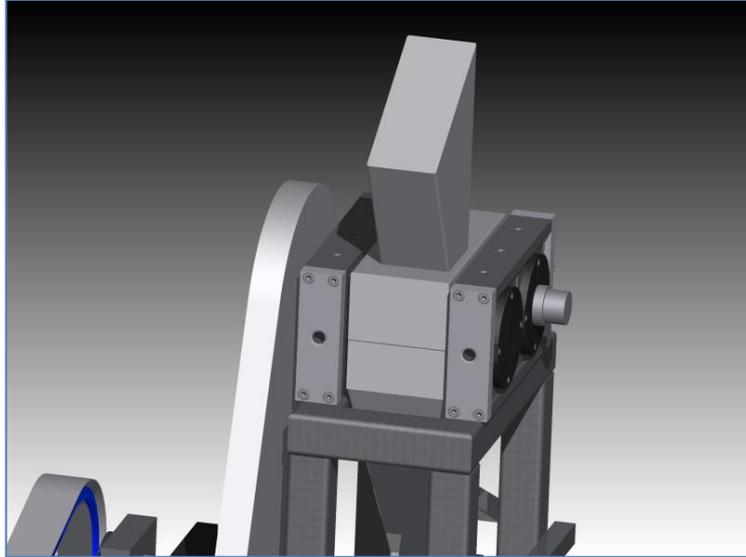
Con la máquina funcionando en vacío se coloca el deflector en la tolva de alimentación del extrusor, este deflector tiene la finalidad de desviar el producto de la primera molienda de grano grueso



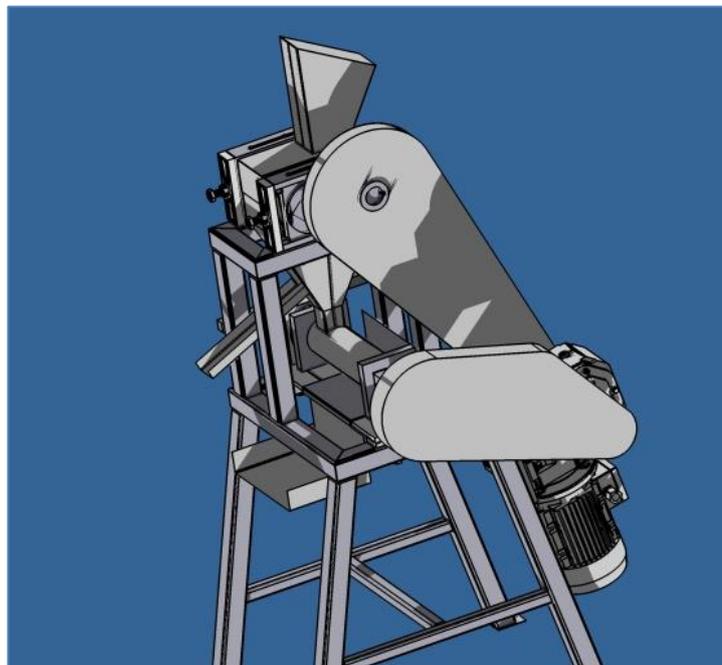
Regular los rodillos trituradores ajustando o aflojando los pernos reguladores.



Ingresar el fruto del morete en la tolva de alimentación para realizar la primera molienda de grano grueso, luego recoger en el recipiente ubicado al final del deflector en donde se va a almacenar los pedazos de morete triturados para luego cocinarlos a $90^{\circ} C$ durante treinta minutos.



Se retira el deflector y se cierra la tolva de alimentación del extrusor además se coloca los recogedores y los recipientes en los cuales se va a almacenar el aceite crudo y el bagazo.



Los pedazos de morete cocinados de la primera molienda son ingresados nuevamente en la tolva de alimentación para realizar una segunda trituración.



Los pedazos de morete se reducen a un tamaño más pequeño y estos resbalan por la tolva de ingreso al tornillo extrusor.



El siguiente paso es comprimir las frutas trituradas para extraer el aceite crudo, este procedimiento lo realizaremos en el tornillo de extrusión, donde ingresan los pedazos de morete que caen desde los rodillos trituradores, es importante ingresar agua para tener un mayor arrastre hasta que llega a los agujeros ubicados en la camisa.



De aquí se obtiene una sustancia espesa de color amarillo denominada “chicha”, que contiene aceite, agua y otra serie de compuestos como carbohidratos, esta sustancia empieza a aparecer por los agujeros de la camisa, así como también, la torta extruida empieza a salir.

La “chicha” obtenida, se somete luego a una extracción por solventes con hexano para extraer finalmente el aceite.

Una vez terminado el ciclo de trabajo, es necesario que la máquina continúe en funcionamiento durante 10 minutos, es útil agregar agua desde la tolva de alimentación para limpiar y de esta manera asegurarse que salga todo el residuo del tornillo extrusor.

Manual de mantenimiento

El mantenimiento de la máquina es relativamente fácil debido a que no existen elementos complejos. El objetivo principal de este manual es darle un buen mantenimiento a la máquina, para evitar fallas y paros. Para ello se deben realizar las siguientes actividades:

Inspección

Se recomienda una inspección diaria de todo el equipo antes de iniciar el ciclo de trabajo, verificar que todos los alambres que se utilizan para la conexión eléctrica, se encuentren en buen estado, para evitar cortocircuitos y de esta manera evitar daños en el motoreductor

La máquina debe ser inspeccionada durante el ciclo de trabajo de esta manera se puede identificar desperfectos y anomalías durante el proceso, de esta manera pueden ser corregidos a tiempo.

Limpieza

La limpieza exterior e interior de la maquina es fundamental ya que de este depende una buena calidad del aceite crudo y de su correcto funcionamiento.

Se debe realizar la limpieza de la máquina al momento de comenzar el proceso de extracción de aceite, esto es poner en funcionamiento la máquina luego agregar agua desde la tolva de alimentación en los rodillos trituradores, este procedimiento además de limpiar polvos ayuda a lubricar el tornillo extrusor.

La limpieza al final del ciclo de trabajo es importante, es necesario que la máquina continúe en funcionamiento durante 10 o 15 minutos, la finalidad es asegurarse que todo el material ingresado salga, es útil agregar agua desde la tolva de alimentación para limpiar los rodillos trituradores, tolva de alimentación, a la vez que el agua

limpie la tolva de alimentación del tornillo extrusor, y esta pase por el tornillo extrusor arrastrando todo el residuo hasta la salida.

Se debe tener en cuenta que los agujeros del barril extrusor queden totalmente limpios, ya que puede formarse estopas en dichos agujeros y estos son difíciles de limpiarlos cuando ya se encuentran secos.

Se debe limpiar los recogedores tanto de aceite como el de la torta o bagazo, estos recogedores son sujetados con pernos los cuales nos facilitan desmontar al momento de la limpieza.

Ajuste

Es importante verificar que todos los pernos tengan el apriete necesario, ya que puede haber la posibilidad que se aflojen con las vibraciones de la maquina.

Se debe tomar en cuenta también el apriete necesario de los prisioneros que van en las catarinas, ya que pueden aflojarse con las vibraciones.

Lubricación

Se debe tener en consideración la lubricación de los elementos mecánicos que se encuentran en constante fricción, los elementos más frecuentes son los rodamientos y las cadenas. Para ambos casos se debe lubricar con grasa recomendada por el fabricante.

ANEXO 4

TABLAS

Material	Esfuerzo de fluencia σ_y		Esfuerzo último σ_u		Elongación porcentual (longitud calibrada 2 plg)
	ksi	MPa	ksi	MPa	
Hule	0.2-1.0	1-7	1-3	7-20	100-800
Acero					
Alta resistencia	50-150	340-1,000	80-180	550-1,200	5-25
Máquina	50-100	340-700	80-125	550-860	5-25
Resorte	60-240	400-1,600	100-270	700-1,900	3-15
Inoxidable	40-100	280-700	60-150	400-1,000	5-40
Herramientas	75	520	130	900	8
Acero estructural	30-100	200-700	50-120	340-830	10-40
ASTM-A36	36	250	60	400	30
ASTM-A572	50	340	70	500	20
ASTM-A514	100	700	120	830	15
Alambre de acero	40-150	280-1,000	80-200	550-1,400	5-40
Piedra (compresión)					
Granito			10-40	70-280	
Piedra caliza			3-30	20-200	
Mármol			8-25	50-180	
Titanio (puro)	60	400	70	500	25
Aleaciones	110-130	760-900	130-140	900-970	10
Tungsteno			200-600	1,400-4,000	0-4
Madera (flexión)					
Fresno	6-10	40-70	8-14	50-100	
Abeto rojo	5-8	30-50	8-12	50-80	
Roble	6-9	40-60	8-14	50-100	
Pino del sur	6-9	40-60	8-14	50-100	
Madera (compresión paralela a la veta)					
Fresno	4-6	30-40	5-8	30-50	
Abeto rojo	4-8	30-50	6-10	40-70	
Roble	4-6	30-40	5-8	30-50	

Tabla A.4. 14 Propiedades mecánicas de los materiales

SAE 1018

Eje de transmisión - tolerancias h10-h11



GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANÁLISIS TÍPICO %

	<i>C</i>	<i>Mn</i>	<i>P</i>	<i>S</i>
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS

Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2 ") o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7", 8", 9" y 10" son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste.

<i>Propiedad: Laminado en Frío</i>	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	min. 31
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	51-71
Elongación, A5	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163 HB

Tabla A.4. 15 Propiedades mecánicas del acero de transmisión SAE 1018

ACEROS INOXIDABLES

CONCEPTOS:

- Son aleaciones de hierro (Fe) y cromo (Cr) con un mínimo del 10.5% de este último elemento.
- El cromo es el elemento más importante que le da al acero una elevada resistencia a la corrosión.
- Corrosión es la disolución vía química o electroquímica de un metal o aleación, con pérdida de materia, que depende del material o de la naturaleza del medio.

CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL ACERO INOXIDABLE:

- Resistencia a la corrosión y durabilidad general
- Alta resistencia mecánica a alta temperatura y buena resistencia y ductilidad a baja temperatura: Excelente resistencia, ductilidad y tenacidad sobre un amplio rango de temperaturas, desde criogénicas hasta mayores a 1000 °C, dependiendo del tipo de acero inoxidable.
- Atractiva apariencia: El acero inoxidable es un material moderno, que mantiene su apariencia a lo largo del tiempo, lo cual es uno de sus principales características.
- Fácil de trabajar: El acero inoxidable puede ser fácilmente conformable, mediante diferentes técnicas como embutición, doblado, rolado, soldadura, etc.
- El acero inoxidable no altera el sabor de los productos alimenticios: Esta es una importante propiedad para alimentos e industria de bebidas.
- El acero inoxidable es fácil de limpiar, desinfectar o esterilizar y tiene perfecta resistencia a los agentes usados para esos propósitos como por ej. Vapor a alta presión para esterilización.
- Bajos costos: Cuando se calcula el precio de inversión inicial más los bajos costos de mantenimiento, el acero inoxidable resulta un material barato.
- Reciclable: El acero inoxidable es 100% reciclable

IVAN BOHMAN C.A. maneja las siguientes calidades de acero inoxidable:

COMPOSICIÓN QUÍMICA

AISI	% C	% Si	% Mn	% P Max.	% S	% Cr	% Ni	% Mo
304	≤ 0.08	≤ 1.00	≤ 2.00	≤ 0.045	≤ 0.015	18.0-20.0	8.0-10.5	--
316 L	≤ 0.03	≤ 1.00	≤ 2.00	≤ 0.045	≤ 0.015	16.0-18.0	10.0-14.0	2.0-3.0
430	≤ 0.08	≤ 1.00	≤ 1.00	≤ 0.040	≤ 0.015	16.0-18.0	--	--

EQUIVALENCIAS Y PROPIEDADES

AISI	Resistencia a la tracción (Kg/mm ²)	Resistencia a la cedencia mín. (Kg/mm ²)	Elongación %	Dureza HB (max)	W. Nr	AF NOR	European Designation	SS
304	54-75	23	40-50	190	1.4301	Z7C N18-09	X5CrNi18-10	2332
316 L	53-68	24	40-50	200	1.4404	Z3CND17-11-02	X2CrNiMo17-12-2	2343
430	45-60	26	20	180	1.4016	Z8C17	X6Cr 17	2320

Tabla A.4. 16 Criterios de selección y propiedades mecánicas de acero inoxidable

■ Composición Química

Grade	C (max.)	Mn (max.)	P (max.)	S (max.)	Si (max.)	Ni	Cr	Mo
304L	0,030	2,000	0,040	0,030	1,000	8,0-13,0	18,0-20,0	-
316L	0,030	2,000	0,040	0,030	1,000	12,0-16,0	16,0-18,0	2,0-3,0

■ Propiedades Mecánicas

Grade	Resistente a la Tensión kg/mm ² (N/mm ²)	Resistente a la Fluencia kg/mm ² (N/mm ²)	Elogación %
304	Min, 53(520)	Min, 21(205)	Min, 35
304L	Min, 49(481)	Min, 18(175)	Min, 35
316L	Min, 49(481)	Min, 18(175)	Min, 35

Tabla A.4. 17 Composición química y Propiedades mecánicas de tubos de acero inoxidable

Diámetro Nominal		SCH10S	SCH40S
Plugadas N.B.	mm	espesor de pared	espesor de pared
1/8	10.3	1.24	1.73
1/4	13.7	1.65	2.24
3/8	17.2	1.65	2.31
1/2	21.3	2.11	2.77
3/4	26.7	2.11	2.87
1	33.4	2.77	3.38
1 1/4	42.2	2.77	3.56
1 1/2	48.3	2.77	3.68
2 1/2	60.3	2.77	3.91
2	73.0	3.05	5.16
2 1/2	88.9	3.05	5.49
3 1/2	101.6	3.05	5.74
4	114.3	3.05	6.02
5	141.3	3.40	6.55
6	168.3	3.40	7.11

Tabla A.4. 18 Diámetro estándar de los tubos con costura en acero inoxidable.

SIZE A312	SCH-10		SCH-40	
	304 316 (psi)	304L 316L (psi)	304 316 (psi)	304L 316L (psi)
1/2	2500	2500	2500	2500
3/4	2400	2000	2500	2500
1	2500	2050	2500	2500
1 1/4	2000	1600	2500	2100
1 1/2	1700	1400	2200	1900
2	1400	1200	1900	1600
2 1/2	1200	1000	2100	1750
3	1000	850	1800	1550
3 1/2	900	750	1700	1400
4	800	650	1600	1300
5	700	600	1400	1150
6	600	500	1300	1050

Tabla A.4. 19 Test Hidrostático en tubos de acero inoxidable

Modelo	Cadena		Paso		entre placas interiores		Diámetros del rodillo		Diámetros del pasador (PIN)		Longitud del pasador (PIN)		Carga de ruptura	
	ANSI N°.	DIN ISO Nr.	P		W max		R max		D max		L max		min	min
			in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	Lg	Kg
RS-35-1	35		3/8	9.525	0.188	4.78	0.200	5.08	0.141	3.59	0.510	12.95	2420	1100
RS-40-1	40	08A	1/2	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.156	3.97	0.691	17.45	4290	1950
RS-41-1	41	085	1/2	12.70	0.251	6.38	0.306	7.77	0.141	3.59	0.567	14.40	2640	1200
RS-50-1	50	10A	5/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	0.856	21.75	7040	3200
RS-60-1	60	12A	3/4	19.05	0.500	12.70	0.469	11.91	0.234	5.96	0.059	26.90	9680	4400
RS-80-1	80	16A	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	1.390	35.30	16500	7500
RS-100-1	100	20A	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	1.699	43.15	25300	11500
RS-120-1	120	24A	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	2.122	53.90	35200	16000
RS-140-1	140	28A	1 3/4	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	2.303	58.50	45100	20500
RS-80-1-P	80	16A	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	1.390	35.30	16500	7500
RS-100-1-P	100	20A	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	1.699	43.15	25300	11500
RS-120-1-P	120	24A	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	2.122	53.90	35200	16000

Tabla A.4. 20 Cadenas sencillas (Roller Chains ANSI B29.1-1975)

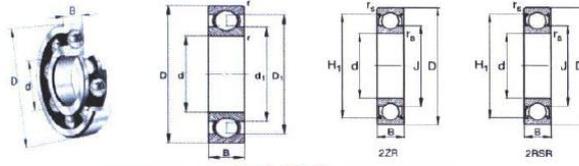
Candado Sencillo	Medio Candado Sencillo	Candado Doble	Candado INOX.	Medio Candado INOX.
RS-35-1-A	RS-35-1-B	RS-40-2-A	RS-35-1SS-A	RS-35-1SS-B
RS-40-1-A	RS-40-1-B	RS-50-2-A	RS-40-1SS-A	RS-40-1SS-B
RS-50-1-A	RS-50-1-B	RS-60-2-A	RS-50-1SS-A	RS-50-1SS-B
RS-60-1-A	RS-60-1-B	RS-80-2-A	RS-60-1SS-A	RS-60-1SS-B
RS-80-1-A	RS-80-1-B	RS-100-2-A		
RS-100-1-A	RS-100-1-B			
RS-120-1-A	RS-120-1-B			

Tabla A.4. 21 Candados para cadenas

Modelo	No. of teeth	Pitch Dia. (P.C.D)	Exterior Dia. (OD)	S I N G L E B T Y P E					Materiales	
				Bore (OD)		Hub		Approx. Weight (kg)		
				Stock	Max.	HD	HL			
NK-50B11T	11	2.219	2.52	0.59	1.10	*1.791	0.984	0.33	SAE 1040	
NK-50B12T	12	2.415	2.72	0.59	1.26	*1.969	0.984	0.41		
NK-50B13T	13	2.612	2.91	0.59	1.26	*2.008	0.984	0.46		
NK-50B14T	14	2.809	3.11	0.59	1.26	2.047	0.984	0.52		
NK-50B15T	15	3.006	3.31	0.59	1.38	2.244	0.984	0.62		
NK-50B16T	16	3.204	3.50	0.59	1.57	2.441	0.984	0.72		
NK-50B17T	17	3.401	3.70	0.59	1.77	2.638	0.984	0.83		
NK-50B18T	18	3.599	3.94	0.59	1.89	2.835	1.102	1.00		
NK-50B19T	19	3.797	4.13	0.59	1.89	2.874	1.102	1.10		
NK-50B20T	20	3.995	4.33	0.59	1.89	2.874	1.102	1.20		
NK-50B21T	21	4.193	4.53	0.59	1.89	2.874	1.102	1.20		
NK-50B22T	22	4.392	4.72	0.67	1.89	2.874	1.102	1.30		
NK-50B24T	24	4.788	5.12	0.67	1.89	2.874	1.102	1.40		
NK-50B25T	25	4.987	5.31	0.67	1.89	2.874	1.102	1.50		
NK-50B26T	26	5.185	5.51	0.67	1.89	2.874	1.102	1.50		
NK-50B28T	28	5.582	5.91	0.67	1.89	2.874	1.102	1.60		
NK-50B30T	30	5.979	6.34	0.67	1.89	2.874	1.102	1.80		
NK-50B32T	32	6.376	6.73	0.67	1.89	2.874	1.102	1.90		
NK-50B34T	34	6.774	7.13	0.67	1.89	2.874	1.102	2.10		
NK-50B36T	36	7.171	7.52	0.79	2.17	3.268	1.378	2.85		Mild steel SS41 (Welded hub)
NK-50B40T	40	7.966	8.31	0.79	2.17	3.268	1.378	3.25		
NK-50B45T	45	8.960	9.33	0.79	2.17	3.268	1.378	3.85		
NK-50B48T	48	9.556	9.92	0.79	2.17	3.268	1.378	4.20		
NK-50B54T	54	10.749	11.10	0.79	2.17	3.268	1.378	3.10		
NK-50B60T	60	11.942	12.28	0.79	2.17	3.268	1.378	6.00		

Tabla A.4. 22 Piñones o catarinas NK 50 ANSI (ASA)

Rodamientos rigido de bolas

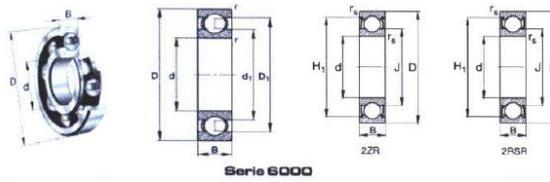


Serie 6000

Referencias	d mm	D mm	B mm	m Kg	C_r N	C_{or} N	N_g min ⁻¹	N_b min ⁻¹	C_{ur} N
6003 2ZR	17	35	10	0.04	6000	3250	22000	20300	157
6003 2ZR C3	17	35	10	0.04	6000	3250	22000	20300	157
6004	20	42	12	0.069	9300	5000	20000	18200	285
6004 2RSR	20	42	12	0.071	9300	5000	12000	0	285
6004 2RSR C3	20	42	12	0.071	9300	5000	12000	0	285
6004 2Z	20	42	12	0.071	9300	5000	17000	18200	285
6004 2Z C3	20	42	12	0.071	9300	5000	17000	18200	285
6004 2ZR	20	42	12	0.071	9300	5000	17000	18200	285
6004 2ZR C3	20	42	12	0.071	9300	5000	17000	18200	285
6004 ZR THBP53	20	42	12	0.071	9300	5000	17000	18200	285
6005 2RSR	25	47	12	0.085	10000	5850	10000	0	305
6005 2RSR C3	25	47	12	0.085	10000	5850	10000	0	305
6005 2Z	25	47	12	0.083	10000	5850	15000	15200	305
6005 2Z C3	25	47	12	0.083	10000	5850	15000	15200	305
6005 2ZR	25	47	12	0.083	10000	5850	15000	15200	305
6005 2ZR C3	25	47	12	0.083	10000	5850	15000	15200	305
6005 C3	25	47	12	0.081	10000	5850	36000	15200	305
6006 2RSR C3	30	55	13	0.126	12700	8000	8500	0	390
6006 2RSR C3 J22C	30	55	13	0.126	12700	8000	8500	0	390
6006 2RSR J22C	30	55	13	0.126	12700	8000	8500	0	390
6006 2Z	30	55	13	0.126	12700	8000	13000	13100	390
6006 2Z C3	30	55	13	0.126	12700	8000	13000	13100	390
6006 2ZR	30	55	13	0.126	12700	8000	13000	13100	390
6006 2ZR C3	30	55	13	0.126	12700	8000	13000	13100	390
6007	35	62	14	0.157	16000	10200	28000	11700	550
6007 2RSR	35	62	14	0.163	16000	10200	7500	0	550
6007 2RSR C3	35	62	14	0.163	16000	10200	7500	0	550
6007 2Z	35	62	14	0.163	16000	10200	11000	11700	550
6007 2Z C3	35	62	14	0.163	16000	10200	11000	11700	550
6007 2ZR	35	62	14	0.163	16000	10200	11000	11700	550
6007 2ZR C3	35	62	14	0.163	16000	10200	11000	11700	550
6008	40	68	15	0.194	16600	11600	26000	10600	580
6008 2RSR	40	68	15	0.202	16600	11600	6700	0	580
6008 2RSR C3	40	68	15	0.202	16600	11600	6700	0	580
6008 2RSR TVH	40	68	15	0.202	16600	11600	6700	0	580
6008 2Z	40	68	15	0.2	16600	11600	10000	10600	580
6008 2Z C3	40	68	15	0.2	16600	11600	10000	10600	580
6008 2ZR	40	68	15	0.2	16600	11600	10000	10600	580
6008 2ZR C3	40	68	15	0.2	16600	11600	10000	10600	580
6009 2RSR	45	75	16	0.257	20000	14300	6000	0	730
6009 2RSR C3	45	75	16	0.257	20000	14300	6000	0	730
6009 2Z	45	75	16	0.253	20000	14300	9000	9700	730
6009 2Z C3	45	75	16	0.253	20000	14300	9000	9700	730
6009 2ZR	45	75	16	0.253	20000	14300	9000	9700	730
6009 2ZR C3	45	75	16	0.253	20000	14300	9000	9700	730
6010 2RSR	50	80	16	0.283	20800	15600	5600	0	770
6010 2RSR C3	50	80	16	0.283	20800	15600	5600	0	770
6010 2Z	50	80	16	0.282	20800	15600	8500	8900	770
6010 2Z C3	50	80	16	0.282	20800	15600	8500	8900	770
6010 2ZR	50	80	16	0.282	20800	15600	8500	8900	770
6010 2ZR C3	50	80	16	0.282	20800	15600	8500	8900	770
6011	55	90	18	0.397	28500	21200	18000	8300	1120
6011 2RSR	55	90	18	0.41	28500	21200	5000	0	1120
6011 2RSR C3	55	90	18	0.41	28500	21200	5000	0	1120
6011 2Z	55	90	18	0.409	28500	21200	7500	8300	1120
6011 2Z C3	55	90	18	0.409	28500	21200	7500	8300	1120
6011 2ZR	55	90	18	0.409	28500	21200	7500	8300	1120
6011 2ZR C3	55	90	18	0.409	28500	21200	7500	8300	1120
6011 ZR	55	90	18	0.409	28500	21200	7500	8300	1120
6012	60	95	18	0.419	29000	23200	17000	7600	1190
6012 2RSR	60	95	18	0.432	29000	23200	4500	0	1190
6012 2RSR C3	60	95	18	0.432	29000	23200	4500	0	1190
6012 2Z	60	95	18	0.431	29000	23200	7000	7600	1190
6012 2Z C3	60	95	18	0.431	29000	23200	7000	7600	1190
6012 2ZR	60	95	18	0.431	29000	23200	7000	7600	1190

Tabla A.4. 23 Rodamiento rigido de bolas serie 6000

Rodamientos rígido de bolas



Serie 6000

Referencias	d mm	D mm	B mm	m Kg	C _r N	C _{or} N	N _g min ⁻¹	N _b min ⁻¹	C _{ur} N
6205 2RSR C3	25	52	15	0.133	14000	7800	9000	0	510
6205 2Z	25	52	15	0.133	14000	7800	14000	14500	510
6205 2Z C3	25	52	15	0.133	14000	7800	14000	14500	510
6205 2ZR	25	52	15	0.133	14000	7800	14000	14500	510
6205 2ZR C3	25	52	15	0.133	14000	7800	14000	14500	510
6205 ZRN	25	52	15	0.133	14000	7800	14000	14500	510
6206	30	62	16	0.195	19300	11200	14000	12000	680
6206 2RSR	30	62	16	0.201	19300	11200	7500	0	680
6206 2RSR C3	30	62	16	0.201	19300	11200	7500	0	680
6206 2Z	30	62	16	0.201	19300	11200	11000	12000	680
6206 2Z C3	30	62	16	0.201	19300	11200	11000	12000	680
6206 2ZR	30	62	16	0.201	19300	11200	11000	12000	680
6206 2ZR C3	30	62	16	0.201	19300	11200	11000	12000	680
6206 2ZRN	30	62	16	0.201	19300	11200	11000	12000	680
6206 N	30	62	16	0.201	19300	11200	11000	12000	680
6206 ZR	30	62	16	0.201	19300	11200	11000	12000	680
6206 ZRN	30	62	16	0.201	19300	11200	11000	12000	680
6207	35	72	17	0.291	25500	15300	24000	10400	920
6207 2RSR	35	72	17	0.301	25500	15300	6300	0	920
6207 2RSR C3	35	72	17	0.301	25500	15300	6300	0	920
6207 2Z	35	72	17	0.299	25500	15300	9500	10400	920
6207 2Z C3	35	72	17	0.299	25500	15300	9500	10400	920
6207 2ZR	35	72	17	0.299	25500	15300	9500	10400	920
6207 2ZR C3	35	72	17	0.299	25500	15300	9500	10400	920
6208	40	80	18	0.372	29000	18000	20000	9300	1050
6208 2RSR	40	80	18	0.384	29000	18000	5600	0	1050
6208 2RSR C3	40	80	18	0.384	29000	18000	5600	0	1050
6208 2Z	40	80	18	0.382	29000	18000	8500	9300	1050
6208 2Z C3	40	80	18	0.382	29000	18000	8500	9300	1050
6208 2ZR	40	80	18	0.382	29000	18000	8500	9300	1050
6208 2ZR C3	40	80	18	0.382	29000	18000	8500	9300	1050
6209	45	85	19	0.429	31000	20400	19000	8900	1150
6209 2RSR	45	85	19	0.441	31000	20400	5300	0	1150
6209 2RSR C3	45	85	19	0.441	31000	20400	5300	0	1150
6209 2Z	45	85	19	0.441	31000	20400	8000	8900	1150
6209 2Z C3	45	85	19	0.441	31000	20400	8000	8900	1150
6209 2ZR	45	85	19	0.441	31000	20400	8000	8900	1150
6209 2ZR C3	45	85	19	0.441	31000	20400	8000	8900	1150
6209 TB-P63	45	85	19	0.441	31000	20400	8000	8900	1150
6210	50	90	20	0.466	36500	24000	18000	8200	1420
6210 2RSR	50	90	20	0.48	36500	24000	4800	0	1420
6210 2RSR C3	50	90	20	0.48	36500	24000	4800	0	1420
6210 2Z	50	90	20	0.478	36500	24000	7500	8200	1420
6210 2Z C3	50	90	20	0.478	36500	24000	7500	8200	1420
6210 2ZR	50	90	20	0.478	36500	24000	7500	8200	1420
6210 2ZR C3	50	90	20	0.478	36500	24000	7500	8200	1420
6210 2ZRN	50	90	20	0.478	36500	24000	7500	8200	1420
6210 C3	50	90	20	0.466	36500	24000	18000	8200	1420
6210 ZR	50	90	20	0.478	36500	24000	7500	8200	1420
6211 2Z C3	55	100	21	0.632	43000	29000	6700	7500	1720
6211 2ZR	55	100	21	0.632	43000	29000	6700	7500	1720
6211 2ZR C3	55	100	21	0.632	43000	29000	6700	7500	1720
6211 C3	55	100	21	0.618	43000	29000	16000	7500	1720
6211 Z N	55	100	21	0.632	43000	29000	6700	7500	1720
6211 ZRN	55	100	21	0.618	43000	29000	16000	7500	1720
6212	60	110	22	0.791	52000	36000	14000	6800	2240
6212 2RSR	60	110	22	0.809	52000	36000	4000	0	2240
6212 2RSR C3	60	110	22	0.809	52000	36000	4000	0	2240
6212 2Z	60	110	22	0.807	52000	36000	6000	6800	2240
6212 2Z C3	60	110	22	0.807	52000	36000	6000	6800	2240
6212 2ZR	60	110	22	0.807	52000	36000	6000	6800	2240

(m) = peso (C_r) = Capacidad de carga dinámica, radial (C_{or}) = Capacidad de carga estática, radial (N_g) = Velocidad límite (N_b) = Velocidad de referencia (C_{ur}) = Carga límite de fatiga, radial

Tabla A.4. 24 Rodamiento rígido de bolas serie 6000

Rodamientos de rodillos cónicos



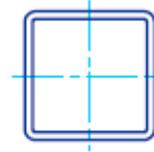
Serie 30, 31, 32

Referencias	d mm	D mm	B mm	m Kg	C _r N	C _{or} N	N _g min ⁻¹	N _b min ⁻¹	C _{ur} N
30202 A	15	35	11.75	0.056	14700	14100	24000	13600	1320
30203 A	17	40	13.25	0.056	19200	18700	20000	12100	1890
30204 A	20	47	15.25	0.12	27000	27000	17000	10500	2900
30205 A	25	52	16.25	0.155	32500	35000	14000	9100	3900
30206 A	30	62	17.25	0.237	43500	48000	12000	7400	5500
30207 A	35	72	18.25	0.334	54000	59000	10000	6400	6800
30208 A	40	80	19.75	0.435	61000	67000	9000	5900	7600
30209 A	45	85	20.75	0.47	70000	82000	8000	5400	9600
30210 A	50	90	21.75	0.642	79000	96000	7500	5000	11300
30211 A	55	100	22.75	0.73	91000	107000	6700	4600	12400
30212 A	60	110	23.75	0.919	102000	121000	6300	4250	14000
30213 A	65	120	24.75	1.27	119000	142000	5600	3850	16600
30214 A	70	125	26.25	1.31	130000	160000	5300	3700	19000
30215 A	75	130	27.25	1.4	135000	169000	5300	3600	20200
30216 A	80	140	28.25	1.85	154000	190000	5000	3350	21900
30217 A	85	150	30.5	2.11	178000	224000	4800	3200	25500
30218 A	90	160	32.5	2.61	201000	255000	4500	3050	29000
30220 A	100	180	37	3.75	250000	325000	4300	2800	35500
30228 A	140	250	45.75	8.81	415000	560000	2600	2030	66000
30302 A	15	42	14.25	0.096	23000	20500	20000	12500	2110
30303 A	17	47	15.25	0.129	27500	24800	18000	11200	2600
30304 A	20	52	16.25	0.188	34000	32500	15000	9800	3600
30305 A	25	62	18.25	0.267	47000	45500	13000	8200	5100
30306 A	30	72	20.75	0.445	60000	61000	10000	7200	6900
30307 A	35	80	22.75	0.573	73000	75000	9500	6600	8600
30308 A	40	90	25.25	0.812	91000	102000	8000	5800	11900
30309 A	45	100	27.25	0.997	111000	125000	7000	5200	14800
30310 A	50	110	29.25	1.38	130000	148000	6300	4800	17600
30311 A	55	120	31.5	1.8	151000	173000	6000	4500	20600
30313 A	65	140	36	2.4	196000	228000	5000	3950	27000
30314 A	70	150	38	3.02	223000	260000	4800	3750	30500
30315 A	75	160	40	3.64	250000	295000	4500	3600	34500
30316 A	80	170	42.5	4.34	285000	345000	4500	3300	39500
31305 A	25	62	18.25	0.297	37000	38500	1200	8700	4400
31306 A	30	72	20.75	0.441	45000	46500	10000	7800	5300
31307 A	35	80	22.75	0.582	60000	64000	9000	6900	7500
31309 A	45	100	27.25	0.998	96000	108000	6700	5500	12700
31310 A	50	110	29.25	1.23	111000	125000	6300	5100	14700
31311 A	55	120	31.5	1.57	123000	139000	5600	4850	16400
31313 A	65	140	36	2.36	163000	188000	5000	4250	22200
31314 A	70	150	38	2.9	187000	219000	4800	4000	26000
31317	85	180	44.5	4.88	255000	300000	4300	3000	34000
31317 A	85	180	44.5	4.88	255000	300000	4300	3000	34000
32004 X	20	42	15	0.108	24000	28500	18000	10000	3000
32005 X	25	47	15	0.12	26500	33500	15000	9100	3600
32006 X	30	55	17	0.195	38500	46500	13000	8000	5300
32007 X	35	62	18	0.225	45500	57000	11000	5900	6700
32008 XA	40	68	19	0.312	53000	71000	10000	5600	8300
32009 XA	45	75	20	0.354	61000	86000	9000	5000	10200
32010 X	50	80	20	0.384	64000	93000	8000	5000	11200
32011 X	55	90	23	0.573	81000	118000	7000	4600	14600
32012 X	60	95	23	0.612	82000	123000	6700	4400	15200
32014 X	70	110	25	0.967	104000	159000	5600	3800	20100
32015 X	75	115	25	0.924	105000	165000	5600	3600	20900
32016 X	80	125	29	1.29	137000	211000	5000	3450	26000
32017 X	85	130	29	1.36	141000	224000	5000	3250	28000
32018 XA	90	140	32	1.76	164000	255000	4800	2800	30500
32019 XA	95	145	32	1.86	170000	275000	4500	2600	32500
32020 X	100	150	32	1.93	173000	285000	4500	2900	33500
32021 X	105	160	35	2.43	202000	330000	4300	2800	38000
32022 X	110	170	38	3.09	242000	395000	4000	2650	45000
32024 X	120	180	38	3.29	250000	420000	3600	2460	47500
32026 X	130	200	45	5.02	325000	550000	3000	2320	61000
32030 X	150	225	47	5.02	385000	680000	2600	1990	73000
32203 A	17	40	17.25	0.105	29000	29500	20000	10800	3300
32205	25	52	19.25	0.186	40000	44500	14000	8000	5100

(m) = peso (C_r) = Capacidad de carga dinámica, radial (C_{or}) = Capacidad de carga estática, radial (N_g) = Velocidad límite (N_b) = Velocidad de referencia (C_{ur}) = Carga límite de fatiga, radial

Tabla A.4. 25 Rodamientos de rodillos cónicos serie 30, 31, 32

STRUCTURAL TUBING
Square
Dimensions and properties



Dimensions			Properties**						
Nominal* Size	Wall Thickness		Weight per ft	Area	<i>I</i>	<i>S</i>	<i>r</i>	<i>J</i>	<i>Z</i>
in.	in.		lb	in. ²	in. ⁴	in. ³	in.	in. ⁴	in. ³
4½×4½	0.3750	⅜	19.82	5.83	16.0	7.10	1.66	27.1	8.81
	0.3125	⅝ ₁₆	16.96	4.98	14.2	6.30	1.69	23.6	7.68
	0.2500	¼	13.91	4.09	12.1	5.36	1.72	19.7	6.43
	0.1875	⅜ ₁₆	10.70	3.14	9.60	4.27	1.75	15.4	5.03
	0.1250	⅛	7.31	2.15	6.78	3.02	1.78	10.6	3.50
4×4	0.5000	½	21.63	6.36	12.3	6.13	1.39	21.8	8.02
	0.3750	⅜	17.27	5.08	10.7	5.35	1.45	18.4	6.72
	0.3125	⅝ ₁₆	14.83	4.36	9.58	4.79	1.48	16.1	5.90
	0.2500	¼	12.21	3.59	8.22	4.11	1.51	13.5	4.97
	0.1875	⅜ ₁₆	9.42	2.77	6.59	3.30	1.54	10.6	3.91
	0.1250	⅛	6.46	1.90	4.70	2.35	1.57	7.40	2.74
3½×3½	0.3125	⅝ ₁₆	12.70	3.73	6.09	3.48	1.28	10.4	4.35
	0.2500	¼	10.51	3.09	5.29	3.02	1.31	8.82	3.69
	0.1875	⅜ ₁₆	8.15	2.39	4.29	2.45	1.34	6.99	2.93
	0.1250	⅛	5.61	1.65	3.09	1.76	1.37	4.90	2.07
3×3	0.3125	⅝ ₁₆	10.58	3.11	3.58	2.39	1.07	6.22	3.04
	0.2500	¼	8.81	2.59	3.16	2.10	1.10	5.35	2.61
	0.1875	⅜ ₁₆	6.87	2.02	2.60	1.73	1.13	4.28	2.10
	0.1250	⅛	4.75	1.40	1.90	1.26	1.16	3.03	1.49
2½×2½	0.3125	⅝ ₁₆	8.45	2.48	1.87	1.50	0.868	3.32	1.96
	0.2500	¼	7.11	2.09	1.69	1.35	0.899	2.92	1.71
	0.1875	⅜ ₁₆	5.59	1.64	1.42	1.14	0.930	2.38	1.40
	0.1250	⅛	3.90	1.15	1.06	0.847	0.961	1.71	1.01
2×2	0.3125	⅝ ₁₆	6.32	1.86	0.815	0.815	0.662	1.49	1.11
	0.2500	¼	5.41	1.59	0.766	0.766	0.694	1.36	1.00
	0.1875	⅜ ₁₆	4.32	1.27	0.668	0.668	0.726	1.15	0.840
	0.1250	⅛	3.05	0.897	0.513	0.513	0.756	0.846	0.621
1½×1½	0.1875	⅜ ₁₆	3.04	0.894	0.242	0.323	0.521	0.431	0.423

Tabla A.4. 26 Tubo Estructural Cuadrado

Tolerancias del alojamiento y ajustes resultantes

Rodamiento

30210 J2/Q

Clase de la tolerancia del rodamiento

Normal, CLN,
CL7C

P6

P5

P4, P4A,
P7

P2, P9, PA9A

SP

UP

Diámetro exterior del
rodamiento
tolerancia [μm]Diámetro del agujero del
alojamiento
tolerancia [μm]

máx.

7.5

máx.

mín.

-7.5

mín.

Nota: por favor, compruebe que el rodamiento en cuestión esté disponible en la clase de tolerancia requerida. Vea también la sección del rodamiento correspondiente.

Clase de la tolerancia del alojamiento

F7

G6

G7

H4

H5

H6

H7

H8

H9

H10

J6

J7

JS4

JS5

JS6

JS7

K4

K5

K6

K7

M4

M5

M6

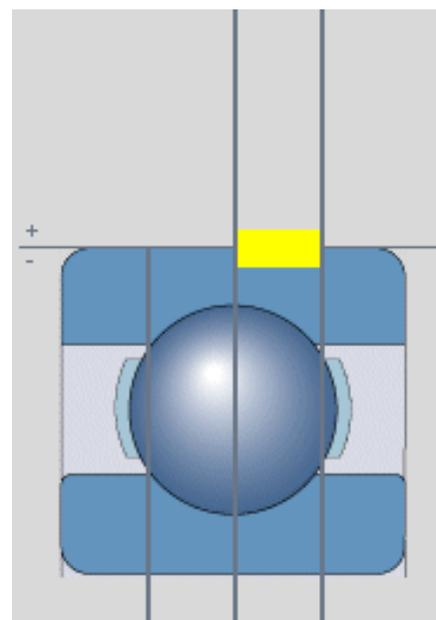
M7

N6

N7

P6

P7



D [mm] 90

Ajustes [μm]

positivo=interferencia

negativo=separación

máx.

mín.

teórico

8

-8

probable

8

-8

medio

0

Tolerancias del eje y ajustes resultantes

Ajustes recomendados

Tabla 1b: Tolerancias del eje y ajustes resultantes

Eje diámetro		Rodamiento Tolerancia diámetro del agujero		Desviaciones del diámetro del eje, ajustes resultantes Tolerancias									
d		Δ_{dmp}		h5	h6				h8		h9	j5	
Nominal		bajo	alto	Desviaciones (diámetro del eje) Interferencia (+)/juego (-) teóricos Interferencia (+)/juego (-) probables									
más de	incl.	μm		μm									
mm													
1	3	-8	0	0	-4	0	-6	0	-14	0	-25	+2	-2
				+8	-4	+8	-6	+8	-14	+8	-25	+10	-2
				+7	-3	+6	-4	+6	-12	+5	-22	+9	-1
3	6	-8	0	0	-5	0	-8	0	-18	0	-30	+3	-2
				+8	-5	+8	-8	+8	-18	+8	-30	+11	-2
				+7	-4	+6	-6	+5	-15	+5	-27	+10	-1
6	10	-8	0	0	-6	0	-9	0	-22	0	-36	+4	-2
				+8	-6	+8	-9	+8	-22	+8	-36	+12	-2
				+6	-4	+6	-7	+5	-19	+5	-33	+10	0
10	18	-8	0	0	-8	0	-11	0	-27	0	-43	+5	-3
				+8	-8	+8	-11	+8	-27	+8	-43	+13	-3
				+6	-6	+6	-9	+5	-24	+5	-40	+11	-1
18	30	-10	0	0	-9	0	-13	0	-33	0	-52	+5	-4
				+10	-9	+10	-13	+10	-33	+10	-52	+15	-4
				+8	-7	+7	-10	+6	-29	+6	-48	+13	-2
30	50	-12	0	0	-11	0	-16	0	-39	0	-62	+6	-5
				+12	-11	+12	-16	+12	-39	+12	-62	+18	-5
				+9	-8	+8	-12	+7	-34	+7	-57	+15	-2
50	80	-15	0	0	-13	0	-19	0	-46	0	-74	+6	-7
				+15	-13	+15	-19	+15	-46	+15	-74	+21	-7
				+11	-9	+11	-15	+9	-40	+9	-68	17	-3
80	120	-20	0	0	-15	0	-22	0	-54	0	-87	+6	-9
				+20	-15	+20	-22	+20	-54	+20	-87	+21	-9
				+15	-10	+14	-16	+12	-46	+12	-79	+17	-4
120	180	-25	0	0	-18	0	-25	0	-63	0	-100	+7	-11
				+25	-18	+25	-25	+25	-63	+25	-100	+32	-11
				+19	-12	+18	-18	+15	-53	+15	-90	+26	-5
180	250	-30	0	0	-20	0	-29	0	-72	0	-115	+7	-13
				+30	-20	+30	-29	+30	-72	+30	-115	+37	-13
				+24	-14	+22	-21	+18	-60	+17	-102	+31	-7
250	315	-35	0	0	-23	0	-32	0	-81	0	-130	+7	-16
				+35	-23	+35	-32	+35	-81	+35	-130	+42	-16
				+27	-15	+26	-23	+22	-68	+20	-115	+34	-8
315	400	-40	0	0	-25	0	-36	0	-89	0	-140	+7	-18
				+40	-25	+40	-36	+40	-89	+40	-140	+47	-18
				+32	-17	+29	-25	+25	-74	+23	-123	+39	-10
400	500	-45	0	0	-27	0	-40	0	-97	0	-155	+7	-20
				+45	-27	+45	-40	+45	-97	+45	-155	+52	-20
				+36	-18	+33	-28	+28	-80	+26	-136	+43	-11
500	630	-50	0	0	-28	0	-44	0	-110	0	-175	-	-
				+50	-28	+50	-44	+50	-110	+50	-175	-	-

				+40	-18	+37	-31	+31	-91	+29	-154	-	-
630	800	-75	0	0	-32	0	-50	0	-125	0	-200	-	-
				+75	-32	+75	-50	+75	-125	+75	-200	-	-
				+63	-20	+58	-33	+48	-98	+45	-170	-	-
800	1 000	-100	0	0	-36	0	-56	0	-140	0	-230	-	-
				+100	-36	+100	-56	+100	-140	+100	-230	-	-
				+86	-22	+80	-36	+67	-107	+61	-191	-	-
1 000	1 250	-125	0	0	-42	0	-66	0	-165	0	-260	-	-
				+125	-42	+125	-66	+125	-165	+125	-260	-	-
				+108	-25	+101	-42	+84	-124	+77	-212	-	-
1 250	1 600	-160	0	0	-50	0	-78	0	-195	0	-310	-	-
				+160	-50	+160	-78	+160	-195	+160	-310	-	-
				+139	-29	+130	-48	+109	-144	+100	-250	-	-
1 600	2 000	-200	0	0	-60	0	-92	0	-230	0	-370	-	-
				+200	-60	+200	-92	+200	-230	+200	-370	-	-
				+175	-35	+165	-57	+138	-168	+126	-296	-	-

Tabla 1c: Tolerancias del eje y ajustes resultantes

Eje diámetro		Rodamiento Tolerancia diámetro del agujero		Desviaciones del diámetro del eje, ajustes resultantes Tolerancias													
d		Δ_{dmp}		j6		js5		js6		js7		k4					
Nominal				Desviaciones (diámetro del eje)													
más de		incl.		bajo		alto		Interferencia (+)/juego (-) teóricos									
mm		μm		μm													
				Interferencia (+)/juego (-) probables													
1	3	-8	0	+4	-2	+2	-2	+3	-3	+5	-5	+3	0				
				+12	-2	+10	-2	+11	-3	+13	-5	+11	0				
				+10	0	+9	-1	+9	-1	+11	-3	+10	+1				
3	6	-8	0	+6	-2	+2,5	-2,5	+4	-4	+6	-6	+5	+1				
				+14	-2	+10,5	-2,5	+12	-4	+14	-6	+13	+1				
				+12	0	+9	-1	+10	-2	+12	-4	+12	+2				
6	10	-8	0	+7	-2	+3	-3	+4,5	-4,5	+7,5	-7,5	+5	+1				
				+15	-2	+11	-3	+12,5	-4,5	+15,5	-7,5	+13	+1				
				+13	0	+9	-1	+11	-3	+13	-5	+12	+2				
10	18	-8	0	+8	-3	+4	-4	+5,5	-5,5	+9	-9	+6	+1				
				+16	-3	+12	-4	+13,5	-5,5	+17	-9	+14	+1				
				+14	-1	+10	-2	+11	-3	+14	-6	+13	+2				
18	30	-10	0	+9	-4	+4,5	-4,5	+6,5	-6,5	+10,5	-10,5	+8	+2				
				+19	-4	+14,5	-4,5	+16,5	-6,5	+20,5	-10,5	+18	+2				
				+16	-1	+12	-2	+14	-4	+17	-7	+16	+4				
30	50	-12	0	+11	-5	+5,5	-5,5	+8	-8	+12,5	-12,5	+9	+2				
				+23	-5	+17,5	-5,5	+20	-8	+24,5	-12,5	+21	+2				
				+19	-1	+15	-3	+16	-4	+20	-8	+19	+4				
50	80	-15	0	+12	-7	+6,5	-6,5	+9,5	-9,5	+15	-15	+10	+2				
				+27	-7	+21,5	-6,5	+24,5	-9,5	+30	-15	+25	+2				
				+23	-3	+18	-3	+20	-5	+25	-10	+22	+5				
80	120	-20	0	+13	-9	+7,5	-7,5	+11	-11	+17,5	-17,5	+13	+3				
				+33	-9	+27,5	-7,5	+31	-11	+37,5	-17,5	+33	+3				
				+27	-3	+23	-3	+25	-5	+31	-11	+30	+6				
120	180	-25	0	+14	-11	+9	-9	+12,5	-12,5	+20	-20	+15	+3				
				+39	-11	+34	-9	+37,5	-12,5	+45	-20	+40	+3				
				+32	-4	+28	-3	+31	-6	+37	-12	+36	+7				
180	250	-30	0	+16	-13	+10	-10	+14,5	-14,5	+23	-23	+18	+4				
				+46	-13	+40	-10	+44,5	-14,5	+53	-23	+48	+4				
				+38	-5	+34	-4	+36	-6	+43	-13	+43	+9				
250	315	-35	0	+16	-16	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4				
				+51	-16	+46,5	-11,5	+51	-16	+61	-26	+55	+4				
				+42	-7	+39	-4	+42	-7	+49	-14	+49	+10				
315	400	-40	0	+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4				
				+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4				
				+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11				
400	500	-45	0	+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5				
				+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5				
				+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	-12				
500	630	-50	0	+22	-22	+14	-14	+22	-22	+35	-35	-	-				
				+72	-22	+64	-14	+72	-22	+85	-35	-	-				
				+59	-9	+54	-4	+59	-9	+69	-19	-	-				

630	800	-75	0	+25	-25	+16	-16	+25	-25	+40	-40	-	-
				+100	-25	+91	-16	+100	-25	+115	-40	-	-
				+83	-8	+79	-4	+83	-8	+93	-18	-	-
800	1 000	-100	0	+28	-28	+18	-18	+28	-28	+45	-45	-	-
				+128	-28	+118	-18	+128	-28	+145	-45	-	-
				+108	-8	+104	-4	+108	-8	+118	-18	-	-
1 000	1 250	-125	0	+33	-33	+21	-21	+33	-33	+52	-52	-	-
				+158	-33	+146	-21	+158	-33	+177	-52	-	-
				+134	-9	+129	-4	+134	-9	+145	-20	-	-
1 250	1 600	-160	0	+39	-39	+25	-25	+39	-39	+62	-62	-	-
				+199	-39	+185	-25	+199	-39	+222	-62	-	-
				+169	-9	+164	-4	+169	-9	+182	-22	-	-
1 600	2 000	-200	0	+46	-46	+30	-30	+46	-46	+75	-75	-	-
				+246	-46	+230	-30	+246	-46	+275	-75	-	-
				+211	-11	+205	-5	+211	-11	+225	-25	-	-

Tabla 1d: Tolerancias del eje y ajustes resultantes

Eje diámetro		Rodamiento Tolerancia diámetro del agujero		Desviaciones del diámetro del eje, ajustes resultantes Tolerancias									
d		Δ_{dmp}		k5		k6		m5		m6		n5	
Nominal		bajo	alto	Desviaciones (diámetro del eje)									
más de	incl.			Interferencia (+)/juego (-) teóricos									
mm		μm		Interferencia (+)/juego (-) probables									
1	3	-8	0	+4	0	+6	0	+6	+2	+8	+2	+8	+4
				+12	0	+14	0	+14	+2	+16	+2	+16	+4
				+11	+1	+12	+2	+13	+3	+14	+4	+15	+5
3	6	-8	0	+6	+1	+9	+1	+9	+4	+12	+4	+13	+8
				+14	+1	+17	+1	+17	+4	+20	+4	+21	+8
				+13	+2	+15	+3	+16	+5	+18	+6	+20	+9
6	10	-8	0	+7	+1	+10	+1	+12	+6	+15	+6	+16	+10
				+15	+1	+18	+1	+20	+6	+23	+6	+24	+10
				+13	+3	+16	+3	+18	+8	+21	+8	+22	+12
10	18	-8	0	+9	+1	+12	+1	+15	+7	+18	+7	+20	+12
				+17	+1	+20	+1	+23	+7	+26	+7	+28	+12
				+15	+3	+18	+3	+21	+9	+24	+9	+26	+14
18	30	-10	0	+11	+2	+15	+2	+17	+8	+21	+8	+24	+15
				+21	+2	+25	+2	+27	+8	+31	+8	+34	+15
				+19	+4	+22	+5	+25	+10	+28	+11	+32	+17
30	50	-12	0	+13	+2	+18	+2	+20	+9	+25	+9	+28	+17
				+25	+2	+30	+2	+32	+9	+37	+9	+40	+17
				+22	+5	+26	+6	+29	+12	+33	+13	+37	+20
50	80	-15	0	+15	+2	+21	+2	+24	+11	+30	+11	+33	+20
				+30	+2	+36	+2	+39	+11	+45	+11	+48	+20
				+26	+6	+32	+6	+35	+15	+41	+15	+44	+24
80	120	-20	0	+18	+3	+25	+3	+28	+13	+35	+13	+38	+23
				+38	+3	+45	+3	+48	+13	+55	+13	+58	+23
				+33	+8	+39	+9	+43	+18	+49	+19	+53	+28
120	180	-25	0	+21	+3	+28	+3	+33	+15	+40	+15	+45	+27
				+46	+3	+53	+3	+58	+15	+65	+15	+70	+27
				+40	+9	+46	+10	+52	+21	+58	+22	+64	+33
180	250	-30	0	+24	+4	+33	+4	+37	+17	+46	+17	+51	+31
				+54	+4	+63	+4	+67	+17	+76	+17	+81	+31
				+48	+10	+55	+12	+61	+23	+68	+25	+75	+37
250	315	-35	0	+27	+4	+36	+4	+43	+20	+52	+20	+57	+34
				+62	+4	+71	+4	+78	+20	+87	+20	+92	+34
				+54	+12	+62	+13	+70	+28	+78	+29	+84	+42
315	400	-40	0	+29	+4	+40	+4	+46	+21	+57	+21	+62	+37
				+69	+4	+80	+4	+86	+21	+97	+21	+102	+37
				+61	+12	+69	+15	+78	+29	+86	+32	+94	+45
400	500	-45	0	+32	+5	+45	+5	+50	+23	+63	+23	+67	+40
				+77	+5	+90	+5	+95	+23	+108	+23	+112	+40
				+68	+14	+78	+17	+86	+32	+96	+35	+103	+49
500	630	-50	0	+29	0	+44	0	+55	+26	+70	+26	+73	+44
				+78	0	+94	0	+105	+26	+120	+26	+122	+44
				+68	+10	+81	+13	+94	+36	+107	+39	+112	+54

630	800	-75	0	+32	0	+50	0	+62	+30	+80	+30	+82	+50
				+107	0	+125	0	+137	+30	+155	+30	+157	+50
				+95	+12	+108	+17	+125	+42	+138	+47	+145	+62
800	1 000	-100	0	+36	0	+56	0	+70	+34	+90	+34	+92	+56
				+136	0	+156	0	+170	+34	+190	+34	+192	+56
				+122	+14	+136	+20	+156	+48	+170	+54	+178	+70
1 000	1 250	-125	0	+42	0	+66	0	+82	+40	+106	+40	+108	+66
				+167	0	+191	0	+207	+40	+231	+40	+233	+66
				+150	+17	+167	+24	+190	+57	+207	+64	+216	+83
1 250	1 600	-160	0	+50	0	+78	0	+98	+48	+126	+48	+128	+78
				+210	0	+238	0	+258	+48	+286	+48	+288	+78
				+189	+21	+208	+30	+237	+69	+256	+78	+267	+99
1 600	2 000	-200	0	+60	0	+92	0	+118	+58	+150	+58	+152	+92
				+260	0	+292	0	+318	+58	+350	+58	+352	+92
				+235	+25	+257	+35	+293	+83	+315	+93	+327	+117

Tabla 1d: Tolerancias del eje y ajustes resultantes

Eje diámetro		Rodamiento Tolerancia diámetro del agujero		Desviaciones del diámetro del eje, ajustes resultantes Tolerancias									
d		Δ_{dmp}		k5		k6		m5		m6		n5	
Nominal		bajo	alto	Desviaciones (diámetro del eje) Interferencia (+)/juego (-) teóricos Interferencia (+)/juego (-) probables									
más de	incl.												
mm		μm		μm									
1	3	-8	0	+4	0	+6	0	+6	+2	+8	+2	+8	+4
				+12	0	+14	0	+14	+2	+16	+2	+16	+4
				+11	+1	+12	+2	+13	+3	+14	+4	+15	+5
3	6	-8	0	+6	+1	+9	+1	+9	+4	+12	+4	+13	+8
				+14	+1	+17	+1	+17	+4	+20	+4	+21	+8
				+13	+2	+15	+3	+16	+5	+18	+6	+20	+9
6	10	-8	0	+7	+1	+10	+1	+12	+6	+15	+6	+16	+10
				+15	+1	+18	+1	+20	+6	+23	+6	+24	+10
				+13	+3	+16	+3	+18	+8	+21	+8	+22	+12
10	18	-8	0	+9	+1	+12	+1	+15	+7	+18	+7	+20	+12
				+17	+1	+20	+1	+23	+7	+26	+7	+28	+12
				+15	+3	+18	+3	+21	+9	+24	+9	+26	+14
18	30	-10	0	+11	+2	+15	+2	+17	+8	+21	+8	+24	+15
				+21	+2	+25	+2	+27	+8	+31	+8	+34	+15
				+19	+4	+22	+5	+25	+10	+28	+11	+32	+17
30	50	-12	0	+13	+2	+18	+2	+20	+9	+25	+9	+28	+17
				+25	+2	+30	+2	+32	+9	+37	+9	+40	+17
				+22	+5	+26	+6	+29	+12	+33	+13	+37	+20
50	80	-15	0	+15	+2	+21	+2	+24	+11	+30	+11	+33	+20
				+30	+2	+36	+2	+39	+11	+45	+11	+48	+20
				+26	+6	+32	+6	+35	+15	+41	+15	+44	+24
80	120	-20	0	+18	+3	+25	+3	+28	+13	+35	+13	+38	+23
				+38	+3	+45	+3	+48	+13	+55	+13	+58	+23
				+33	+8	+39	+9	+43	+18	+49	+19	+53	+28
120	180	-25	0	+21	+3	+28	+3	+33	+15	+40	+15	+45	+27
				+46	+3	+53	+3	+58	+15	+65	+15	+70	+27
				+40	+9	+46	+10	+52	+21	+58	+22	+64	+33
180	250	-30	0	+24	+4	+33	+4	+37	+17	+46	+17	+51	+31
				+54	+4	+63	+4	+67	+17	+76	+17	+81	+31
				+48	+10	+55	+12	+61	+23	+68	+25	+75	+37
250	315	-35	0	+27	+4	+36	+4	+43	+20	+52	+20	+57	+34
				+62	+4	+71	+4	+78	+20	+87	+20	+92	+34
				+54	+12	+62	+13	+70	+28	+78	+29	+84	+42
315	400	-40	0	+29	+4	+40	+4	+46	+21	+57	+21	+62	+37
				+69	+4	+80	+4	+86	+21	+97	+21	+102	+37
				+61	+12	+69	+15	+78	+29	+86	+32	+94	+45
400	500	-45	0	+32	+5	+45	+5	+50	+23	+63	+23	+67	+40
				+77	+5	+90	+5	+95	+23	+108	+23	+112	+40
				+68	+14	+78	+17	+86	+32	+96	+35	+103	+49
500	630	-50	0	+29	0	+44	0	+55	+26	+70	+26	+73	+44
				+78	0	+94	0	+105	+26	+120	+26	+122	+44
				+68	+10	+81	+13	+94	+36	+107	+39	+112	+54

630	800	-75	0	+32	0	+50	0	+62	+30	+80	+30	+82	+50
				+107	0	+125	0	+137	+30	+155	+30	+157	+50
				+95	+12	+108	+17	+125	+42	+138	+47	+145	+62
800	1 000	-100	0	+36	0	+56	0	+70	+34	+90	+34	+92	+56
				+136	0	+156	0	+170	+34	+190	+34	+192	+56
				+122	+14	+136	+20	+156	+48	+170	+54	+178	+70
1 000	1 250	-125	0	+42	0	+66	0	+82	+40	+106	+40	+108	+66
				+167	0	+191	0	+207	+40	+231	+40	+233	+66
				+150	+17	+167	+24	+190	+57	+207	+64	+216	+83
1 250	1 600	-160	0	+50	0	+78	0	+98	+48	+126	+48	+128	+78
				+210	0	+238	0	+258	+48	+286	+48	+288	+78
				+189	+21	+208	+30	+237	+69	+256	+78	+267	+99
1 600	2 000	-200	0	+60	0	+92	0	+118	+58	+150	+58	+152	+92
				+260	0	+292	0	+318	+58	+350	+58	+352	+92
				+235	+25	+257	+35	+293	+83	+315	+93	+327	+117

Tabla 2b: Tolerancias del alojamiento y ajustes resultantes

Alojamiento		Rodamiento		Desviaciones del diámetro del agujero del alojamiento, ajustes resultantes									
diámetro del agujero		Tolerancia diámetro exterior		Tolerancias									
D		Δ_{Dmp}		H7	H8	H9	H10	J6					
Nominal				Desviaciones (diámetro del agujero del alojamiento)									
más de		incl.		Interferencia (+)/juego (-) teóricos									
		bajo		Interferencia (+)/juego (-) probables									
mm		μm		μm									
6	10	0	-8	0	+15	0	+22	0	+36	0	+58	-4	+5
				0	-23	0	-30	0	-44	0	-66	+4	-13
				-3	-20	-3	-27	-3	-41	-3	-63	+2	-11
10	18	0	-8	0	+18	0	+27	0	+43	0	+70	-5	+6
				0	-26	0	-35	0	-51	0	-78	+5	-14
				-3	-23	-3	-32	-3	-48	-3	-75	+3	-12
18	30	0	-9	0	+21	0	+33	0	+52	0	+84	-5	+8
				0	-30	0	-42	0	-61	0	-93	+5	-17
				-3	-27	-3	-39	-4	-57	-4	-89	+2	-14
30	50	0	-11	0	+25	0	+39	0	+62	0	+100	-6	+10
				0	-36	0	-50	0	-73	0	-111	+6	-21
				-4	-32	-4	-46	-5	-68	-5	-106	+3	-18
50	80	0	-13	0	+30	0	+46	0	+74	0	+120	-6	+13
				0	-43	0	-59	0	-87	0	-133	+6	-26
				-5	-38	-5	-54	-5	-82	-6	-127	+2	-22
80	120	0	-15	0	+35	0	+54	0	+87	0	+140	-6	+16
				0	-50	0	-69	0	-102	0	-155	+6	-31
				-5	-45	-6	-63	-6	-96	-7	-148	+1	-26
120	150	0	-18	0	+40	0	+63	0	+100	0	+160	-7	+18
				0	-58	0	-81	0	-118	0	-178	+7	-36
				-7	-51	-7	-74	-8	-110	-8	-170	+1	-30
150	180	0	-25	0	+40	0	+63	0	+100	0	+160	-7	+18
				0	-65	0	-88	0	-125	0	-185	+7	-43
				-8	-57	-10	-78	-10	-115	-11	-174	0	-36
180	250	0	-30	0	+46	0	+72	0	+115	0	+185	-7	+22
				0	-76	0	-102	0	-145	0	-215	+7	-52
				-10	-66	-12	-90	-13	-132	-13	-202	-1	-44
250	315	0	-35	0	+52	0	+81	0	+130	0	+210	-7	+25
				0	-87	0	-116	0	-165	0	-245	+7	-60
				-12	-75	-13	-103	-15	-150	-16	-229	-2	-51
315	400	0	-40	0	+57	0	+89	0	+140	0	+230	-7	+29
				0	-97	0	-129	0	-180	0	-270	+7	-69
				-13	-84	-15	-114	-17	-163	-18	-252	-4	-58
400	500	0	-45	0	+63	0	+87	0	+155	0	+250	-7	+33
				0	-108	0	-142	0	-200	0	-295	+7	-78
				-15	-93	-17	-125	-19	-181	-20	-275	-5	-66
500	630	0	-50	0	+70	0	+110	0	+175	0	+280	-	-
				0	-120	0	-160	0	-225	0	-330	-	-
				-16	-104	-19	-141	-21	-204	-22	-308	-	-
630	800	0	-75	0	+80	0	+125	0	+200	0	+320	-	-

				0	-155	0	-200	0	-275	0	-395	-	-
				-22	-133	-27	-173	-30	-245	-33	-362	-	-
800	1 000	0	-100	0	+90	0	+140	0	+230	0	+360	-	-
				0	-190	0	-240	0	-330	0	-460	-	-
				-27	-163	-33	-207	-39	-291	-43	-417	-	-
1 000	1 250	0	-125	0	+105	0	+165	0	+260	0	+420	-	-
				0	-230	0	-290	0	-385	0	-545	-	-
				-33	-197	-41	-249	-48	-337	-53	-492	-	-
1 250	1 600	0	-160	0	+125	0	+195	0	+310	0	+500	-	-
				0	-285	0	-355	0	-470	0	-660	-	-
				-40	-245	-51	-304	-60	-410	-67	-593	-	-
1 600	2 000	0	-200	0	+150	0	+230	0	+370	0	+600	-	-
				0	-350	0	-430	0	-570	0	-800	-	-
				-50	-300	-62	-368	-74	-496	-83	-717	-	-
2 000	2 500	0	-250	0	+175	0	+280	0	+440	0	+700	-	-
				0	-425	0	-530	0	-690	0	-950	-	-
				-59	-366	-77	-453	-91	-599	-103	-847	-	-

Tabla 2c: Tolerancias del alojamiento y ajustes resultantes

Alojamiento		Rodamiento		Desviaciones del diámetro del agujero del alojamiento, ajustes resultantes									
diámetro del agujero		Tolerancia diámetro exterior		Tolerancias									
D		Δ_{Dmp}		J7	JS5	JS6	JS7	K5					
Nominal				Desviaciones (diámetro del agujero del alojamiento)									
más de		incl.		Interferencia (+)/juego (-) teóricos		Interferencia (+)/juego (-) probables							
mm		μm	μm	μm									
6	10	0	-8	-7	+8	-3	+3	-4,5	+4,5	-7,5	+7,5	-5	+1
				+7	-16	+3	-11	+4,5	-12,5	+7,5	-15,5	+5	-9
				+4	-13	+1	-9	+3	-11	+5	-13	+3	-7
10	18	0	-8	-8	+10	-4	+4	-5,5	+5,5	-9	+9	-6	+2
				+8	-18	+4	-12	+5,5	-13,5	+9	-17	+6	-10
				+5	-15	+2	-10	+3	-11	+6	-14	+4	-8
18	30	0	-9	-9	+12	-4,5	+4,5	-6,5	+6,5	-10,5	+10,5	-8	+1
				+9	-21	+4,5	-13,5	+6,5	-15,5	+10,5	-19,5	+8	-10
				+6	-18	+2	-11	+4	-13	+7	-16	+6	-8
30	50	0	-11	-11	+14	-5,5	+5,5	-8	+8	-12,5	+12,5	-9	+2
				+11	-25	+5,5	-16,5	+8	-19	+12,5	-23,5	+9	-13
				+7	-21	+3	-14	+5	-16	+9	-20	+6	-10
50	80	0	-13	-12	+18	-6,5	+6,5	-9,5	+9,5	-15	+15	-10	+3
				+12	-31	+6,5	-19,5	+9,5	-22,5	+15	-28	+10	-16
				+7	-26	+3	-16	+6	-19	+10	-23	+7	-13
80	120	0	-15	-13	+22	-7,5	+7,5	-11	+11	-17,5	+17,5	-13	+2
				-31	+6,5	-19,5	+9,5	-22,5	+15	-28	+10	+10	-17
				-26	+3	-16	+6	-19	+10	-23	+7	+7	-13
120	150	0	-18	-14	+26	-9	+9	-12,5	+12,5	-20	+20	-15	+3
				+14	-44	+9	-27	+12,5	-30,5	+20	-38	+15	-21
				+7	-37	+4	-22	+7	-25	+13	-31	+10	-16
150	180	0	-25	-14	+26	-9	+9	-12,5	+12,5	-20	+20	-15	+3
				+14	-51	+9	-34	+12,5	-37,5	+20	-45	+15	-28
				+6	-43	+3	-28	+6	-31	+12	-37	+9	-22
180	250	0	-30	-16	+30	-10	+10	-14,5	+14,5	-23	+23	-18	+2
				+16	-60	+10	-40	+14,5	-44,5	+23	-53	+18	-32
				+6	-50	+4	-34	+6	-36	+13	-43	+12	-26
250	315	0	-35	-16	+36	-11,5	+11,5	-16	+16	-26	+26	-20	+3
				+16	-71	+11,5	-46,5	+16	+51	+26	-61	+20	-38
				+4	-59	+4	-39	+7	-42	+14	-49	+12	-30
315	400	0	-40	-18	+39	-12,5	+12,5	-18	+18	-28,5	+28,5	-22	+3
				+18	-79	+12,5	-52,5	+18	-58	+28,5	-68,5	+22	-43
				+5	-66	+4	-44	+7	-47	+15	-55	+14	-35
400	500	0	-45	-20	+43	-13,5	+13,5	-20	+20	-31,5	+31,5	-25	+2
				+20	-88	+13,5	-58,5	+20	-65	+31,5	-76,5	+25	-47
				+5	-73	+4	-49	+8	-53	+17	-62	+16	-38
500	630	0	-50	-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-
				-	-	+14	-64	+22	-72	+35	-85	-	-
				-	-	+4	-54	+9	-59	+19	-69	-	-
630	800	0	-75	-	-	-16	+16	-25	+25	-40	+40	-	-
				-	-	+16	-91	+25	-100	+40	-115	-	-

			-	-	+4	-79	+8	-83	+18	-93	-	-
800	1 000 0	-100	-	-	-18	+18	-28	+28	-45	+45	-	-
			-	-	+18	-118	+28	-128	+45	-145	-	-
			-	-	+4	-104	+8	-108	+18	-118	-	-
1 000	1 250 0	-125	-	-	-21	+21	-33	+33	-52	+52	-	-
			-	-	+21	-146	+33	-158	+52	-177	-	-
			-	-	+4	-129	+9	-134	+20	-145	-	-
1 250	1 600 0	-160	-	-	-25	+25	-39	+39	-62	+62	-	-
			-	-	+25	-185	+39	-199	+62	-222	-	-
			-	-	+4	-164	+9	-169	+22	-182	-	-
1 600	2 000 0	-200	-	-	-30	+30	-46	+46	-75	+75	-	-
			-	-	+30	-230	+46	-246	+75	-275	-	-
			-	-	+5	-205	+11	-211	+25	-225	-	-
2 000	2 500 0	-250	-	-	-35	+35	-55	+55	-87	+87	-	-
			-	-	+35	-285	+55	-305	+87	-337	-	-
			-	-	+5	-255	+12	-262	+28	-278	-	-

Tabla 2d: Tolerancias del alojamiento y ajustes resultantes

Alojamiento		Rodamiento		Desviaciones del diámetro del agujero del alojamiento, ajustes resultantes													
diámetro del agujero		Tolerancia diámetro exterior		Tolerancias													
D		Δ_{Dmp}		Desviaciones (diámetro del agujero del alojamiento)													
Nominal				Interferencia (+)/juego (-) teóricos													
más de		incl.		alto		bajo		Interferencia (+)/juego (-) probables									
mm		μm		μm													
6	10	0	-8	-7	+2	-10	+5	-10	-4	-12	-3	-15	0				
				+7	-10	+10	-13	+10	-4	+12	-5	+15	-8				
				+5	-8	+7	-10	+8	-2	+10	-3	+12	-5				
10	18	0	-8	-9	+2	-12	+6	-12	-4	-15	-4	-18	0				
				+9	-10	+12	-14	+12	-4	+15	-4	+18	-8				
				+7	-8	+9	-11	+10	-2	+13	-2	+15	-5				
18	30	0	-9	-11	+2	-15	+6	-14	-4	-17	-4	-21	0				
				+11	-11	+15	-15	+14	-4	+17	-5	+21	-9				
				+8	-8	+12	-12	+12	-2	+14	-2	+18	-6				
30	50	0	-11	-13	+3	-18	+7	-16	-5	-20	-4	-25	0				
				+13	-14	+18	-18	+16	-6	+20	-7	+25	-11				
				+10	-11	+14	-14	+13	-3	+17	-4	+21	-7				
50	80	0	-13	-15	+4	-21	+9	-19	-6	-24	-5	-30	0				
				+15	-17	+21	-22	+19	-7	+24	-8	+30	-13				
				+11	-13	+16	-17	+16	-4	+20	-4	+25	-8				
80	120	0	-15	-18	+4	-25	+10	-23	-8	-28	-6	-35	0				
				+18	-19	+25	-25	+23	-7	+28	-9	+35	-15				
				+13	-14	+20	-20	+19	-3	+23	-4	+30	-10				
120	150	0	-18	-21	+4	-28	+12	-27	-9	-33	-8	-40	0				
				+21	-22	+28	-30	+27	-9	+33	-10	+40	-18				
				+15	-16	+21	-23	+22	-4	+27	-4	+33	-11				
150	180	0	-25	-21	+4	-28	+12	-27	-9	-33	-8	-40	0				
				+21	-29	+28	-37	+27	-16	+33	-17	+40	-25				
				+14	-22	+20	-29	+21	-10	+26	-10	+32	-17				
180	250	0	-30	-24	+5	-33	+13	-31	-11	-37	-8	-46	0				
				+24	-35	+33	-43	+31	-19	+37	-22	+46	-30				
				+16	-27	+23	-33	+25	-13	+29	-14	+36	-20				
250	315	0	-35	-27	+5	-36	+16	-36	-13	-41	-9	-52	0				
				+27	-40	+36	-51	+36	-22	+41	-26	+52	-35				
				+18	-31	+24	-39	+28	-14	+32	-17	+40	-23				
315	400	0	-40	-29	-7	-40	+17	-39	-14	-46	-10	-57	0				
				+29	-47	+40	-57	+39	-26	+46	-30	+57	-40				
				+18	-36	+27	-44	+31	-18	+35	-19	+44	-27				
400	500	0	-45	-32	+8	-45	+18	-43	-16	-50	-10	-63	0				
				+32	-53	+45	-63	+43	-29	+50	-35	+63	-45				
				+20	-41	+30	-48	+34	-20	+38	-23	+48	-30				
500	630	0	-50	-44	0	-70	0	-	-	-70	-26	-96	-26				
				+44	-50	+70	-50	-	-	+70	-24	+96	-24				
				+31	-37	+54	-34	-	-	+57	-11	+80	-8				
630	800	0	-75	-50	0	-80	0	-	-	-80	-30	-110	-30				

			+50	-75	+80	-75	-	-	+80	-45	+110	-45
			+33	-58	+58	-53	-	-	+63	-28	+88	-23
800	1 000 0	-100	-56	0	-90	0	-	-	-90	-34	-124	-34
			+56	-100	+90	-100	-	-	+90	-66	+124	-66
			+36	-80	+63	-73	-	-	+70	-46	+97	-39
1 000	1 250 0	-125	-66	0	-105	0	-	-	-106	-40	-145	-40
			+66	-125	+105	-125	-	-	+106	-85	+145	-85
			+42	-101	+72	-92	-	-	+82	-61	+112	-52
1 250	1 600 0	-160	-78	0	-125	0	-	-	-126	-48	-173	-48
			+78	-160	+125	-160	-	-	+126	-112	+173	-112
			+48	-130	+85	-120	-	-	+96	-82	+133	-72
1 600	2 000 0	-200	-92	0	-150	0	-	-	-158	-58	-208	-58
			+92	-200	+150	-200	-	-	+150	-142	+208	-142
			+57	-165	+100	-150	-	-	+115	-107	+158	-92
2 000	2 500 0	-250	-110	0	-175	0	-	-	-178	-68	-243	-68
			+110	-250	+175	-250	-	-	+178	-182	+243	-182
			+67	-207	+116	-191	-	-	+135	-139	+184	-123

Tabla T5: Ajustes para soportes de fundición y de acero - Rodamientos radiales (excepto rodamientos de alta precisión) en soportes enterizos

[Cálculos y presentación de los gráficos](#)

Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Tolerancia ¹⁾	Desplazamiento del aro exterior
Carga rotativa sobre el aro exterior Cargas elevadas sobre rodamientos en soportes de paredes delgadas, cargas de choque elevadas ($P > 0,1 C$)	Cubos de rueda con rodamientos de rodillos, cabezas de articulación	P7	No es posible el desplazamiento
Cargas normales a elevadas ($P > 0,05 C$)	Cubos de rueda con rodamientos de bolas, cabezas de articulación, ruedas de translación en grúas	N7	No es posible el desplazamiento
Cargas ligeras y variables ($P \leq 0,06 C$)	Rodillos transportadores, poleas para cables, poleas tensoras	M7	No es posible el desplazamiento
Sentido indeterminado de la carga Cargas de choque elevadas	Motores eléctricos de tracción	M7	No es posible el desplazamiento
Cargas normales a elevadas ($P > 0,06 C$), no es necesario que pueda desplazarse el aro exterior	Motores eléctricos, bombas, rodamientos para cigüeñales	K7	No es posible el desplazamiento en general
Funcionamiento preciso o silencioso ²⁾ Rodamientos de bolas	Motores eléctricos pequeños	J6 ³⁾	Es posible el desplazamiento
Rodamientos de rodillos cónicos	Con ajuste en el aro exterior	JS5	-
	Aro exterior fijado axialmente	K5	-
	Carga rotativa sobre el aro exterior	M5	-

¹⁾ Para los rodamientos de bolas con $D \leq 100$ mm, a menudo se prefiere el grado de tolerancia IT6 y se recomienda para rodamientos con aros de paredes delgadas, por ejemplo, las Series de Dimensiones 7, 8 ó 9. Para estas series, también se recomienda una tolerancia de cilindridad IT4

²⁾ Para rodamientos de alta precisión (clase de tolerancia P5 o superior) se aplican otras recomendaciones, ver también la [tabla T7](#)

³⁾ Cuando se precise que el aro exterior pueda desplazarse fácilmente, se debe usar H6 en lugar de J6

ANEXO 5

PROFORMAS Y

FACTURAS

IMPORT COM

www.importcom.com.ec

León Rea Victor Humberto

R.U.C. 1703737351001

FACTURA

001-001- 000085839

AUTORIZACION S.R.I. 1109433750

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resol. NAC-GCORCEC09-00571 del 07/08/2009

Nombre: UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

21/06/11

Dirección: RAFAEL BUSTAMANTE S/N

FECHA QUITO,

R.U.C.: 1791796780001

TELEFONO / FAX:

098 723 639

GUIA DE REMISION:

COD. CLTE.

VENTA

CONTADO

VENCIMIENTO

ORDEN:

2962092

CREDITO DIAS

VENDEDOR:

00001

CODIGO

DESCRIPCION

CANT.

PRECIO UNITARIO

% DCTO.

V. TOTAL

0034- 75X105X13

RETENEDOR

LN

1.00

6.25

0.00

6.25

ACEROS ESPECIALES

BRONCES

EJES PLANCHAS Y TUBERIA EN ACERO INOXIDABLE

BARRAS Y PLANCHAS DE TEFLON

RODAMIENTOS

CNUMACERAS

BANDAS

COBRE ELECTROLITICO

DURALUMINIO

ELECTRODOS

HERRAMIENTAS EN GENERAL

Debo y pagaré a la orden de HUMBERTO LEÓN R., el valor de la presente factura; incondicionalmente, en el lugar que se me reconvenga. Renuncio a fuero y domicilio.

En caso de mora pagaré el máximo interés convencional, así como también los gastos judiciales y extrajudiciales que ocasiona el cobro de esta obligación, siendo suficiente prueba para establecer el monto de tales gastos, la sola aseveración del acreedor, a parte que será reportado a la CENTRAL DE RIESGOS. Sin protesta.

Quito,

del 20

SUBTOTAL

6.25

DCTO.

0.00

I.V.A.

0.75

FLETE 12%

0.00

TOTAL

7.00

ELABORADO POR

RECIBI CONFORME

C.C.

Original: CLIENTE
C. Celeste: EMISOR
C. Amarilla: S.V.T.

Av. de La Prensa 258 (N42-50) y Mariano Echeverría - Sector "La Y" • Telefax: 243 3826

e-mail: ventas@importcom.com.ec • Quito - Ecuador

VALIDO PARA SU EMISION HASTA 31-MARZO-2012 PERSONA NATURAL OBLIGADA A LLEVAR CONTABILIDAD

ZAPATA BUSTAMANTE MARCO HERRAN - Creador - TEL: 2536-346 - R.U.C. 1704071644001 - AUT. 1336 - FECHA AUT. SRI: 31-03-2011 - C.I. Del 84.001 al 88.000 - Q

IBCA**IVAN BOHMAN C.A.**

CONTRIBUYENTE ESPECIAL - Resolución 6925 del 04 de Julio de 1995



MATRIZ GUAYAQUIL

RUC 0950320810001

Vía a Daule Km. 6 1/2 Av. Principal s/n • Casilla 09-01-1317

Telfs.: 2254111-2258666 • Telefax: 2254244

E-mail: ventas@ivanbohman.com.ec

www.Ivanbohman.com.ec

QUITO NORTE

Av. 10 de Agosto 13165 y Los Cipreses

Telfs.: 2476054 - 2485324 - 2485325 - 2485326

Fax: 2485330

QUITO SUR

Av. Pedro Vicente Maldonado 10750 y Ayapamba

Telfs.: 3063002 - 3063020 - 3063031

Fax: 2678755

FACTURA - QN**IMPORTANTE AL COMPRADOR**

- 1.- IVAN BOHMAN C.A. NO ACEPTA DEVOLUCIONES DE MERCADERÍA SIN JUSTIFICACIÓN, UNA VEZ QUE ESTA HA SALIDO DEL ALMACÉN.
- 2.- LAS MERCADERÍAS AMPARADAS EN ESTA FACTURA VIAJAN POR CUENTA Y RIESGO DEL COMPRADOR.
- 3.- SOBRE TODA FACTURA QUE NO SEA CANCELADA A SU VENCIMIENTO SE CARGARÁN INTERESES LÉGALES EN MORA Y COMISIONES DE COBRANZA.

DEBO Y PAGARÉ A LA ORDEN DE IVAN BOHMAN C.A., EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECONVENGA, EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MÁS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MÁXIMO INTERÉS LEGAL POR MORA PERMITIDO DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO. EXIEME DE PRESENTACIÓN PARA EL PAGO ASÍ COMO POR FALTA DE ESTE HECHO. RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JURISDICCIONES DE LA CIUDAD DE QUITO Y AL TRÁMITE EJECUTIVO VERBAL SUMARIO A ELECCIÓN DE IVAN BOHMAN C.A. O SUS CESIONARIOS. ACEPTO QUE IVAN BOHMAN C.A. CEDA Y TRANSFERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACIÓN ALGUNA NI NUEVA ACEPTACIÓN DE MI PARTE. ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LA PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.

SEÑOR (ES) **UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA**
 DIRECCIÓN **DIREC. AV. 12 DE OCTUBRE N2422 Y WILSON**
 CIUDAD **QUITO** RUC **1791796780001**
 PROVINCIA **PICHINCHA**
 TELÉFONO **3982805** FAX
 TRANSPORTE **RETIRA**
 BODEGA

FECHA	2011	05	21
	AÑO	MES	DÍA

003 - 004 - 000018769

Autorización: **1108836638**CONDICIÓN DE VENTA **CONTADO**

FECHA DE VENCIMIENTO	2011	05	21
	AÑO	MES	DÍA

DÍAS FECHA FACTURA

Cancele sus facturas en Cheque, depósito a las
 ctas. ctes: Produbanco: 02006056934 -
 Pacifico 11135-7 - Pichincha 31306954-04 - Lloyds
 Bank 50022-4

CÓDIGO CLIENTE **204017528818**ORDEN DE COMPRA **335536**HORA **10:44:49**CÓDIGO VENDEDOR **11002**CÓDIGO FACTURADOR **100**NOMBRE VENDEDOR **LUZURIAGA**NOMBRE FACTURADOR **LUZU**OBSERVACIONES **LOCAL**

MULTIVENCIMIENTOS

MA	GR	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	UM	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	FACT.	VALOR TOTAL
31	01	4-750 (1045) 12 X 12 MM.	BARRA CUAD. 12X12 MM	KG	0,20	10,4500	35,00	1,3600
09	32	RS-50-1-A	CANDADO SIMPLE N.50	UN	3,00	0,8800	35,00	1,8800

PAGADO
IVAN BOHMAN C.A.

SUBTOTAL	DSCTO. ADICIONAL	BASE IMPONIBLE	IVA 12%	BASE TARIFA 0%	NETO A PAGAR →	
3,04	0,00	3,04	0,36	0,00	USD./	3,40

FIRMA AUTORIZADA
 171332890
 C.I.

Fecha Autorización: **22/10/2010**Caduca: **31/10/2011****ADQUIRIENTE**



IVAN BOHMAN C.A.

CONTRIBUYENTE ESPECIAL - Resolución 6925 del 04 de Julio de 1995



MATRIZ GUAYAQUIL
RUC 0990320810001
Vía a Daule Km. 6 1/2 Av. Principal s/n • Castilla 09-01-1317
Telfs.: 2254111-2258666 • Telefax: 2254244
E-mail: ventas@ivanbohman.com.ec
www.ivanbohman.com.ec

QUITO NORTE
Av. 10 de Agosto 13165 y Los Cipreses
Telfs.: 2478054 - 2485324 - 2485325 - 2485326
Fax: 2485330
QUITO SUR
Av. Pedro Vicente Maldonado 10750 y Ayapamba
Telfs.: 3063002 - 3063020 - 3063031
Fax: 2678755

FACTURA - QN

IMPORTANTE AL COMPRADOR

- 1.- IVAN BOHMAN C.A. NO ACEPTA DEVOLUCIONES DE MERCADERÍA SIN JUSTIFICACIÓN, UNA VEZ QUE ESTA HA SALIDO DEL ALMACÉN.
- 2.- LAS MERCADERÍAS AMPARADAS EN ESTA FACTURA VIAJAN POR CUENTA Y RIESGO DEL COMPRADOR.
- 3.- SOBRE TODA FACTURA QUE NO SEA CANCELADA A SU VENCIMIENTO SE CARGARÁN INTERESES LEGALES EN MORA Y COMISIONES DE COBRANZA.

DEBO Y PAGARÉ A LA ORDEN DE IVAN BOHMAN C.A., EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECONVENGA, EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MÁS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MÁXIMO INTERÉS LEGAL POR MORA PERMITIDO DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO. EXIMISE DE PRESENTACIÓN PARA EL PAGO ASÍ COMO POR FALTA DE ESTE HECHO, RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUICES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE QUITO Y AL TRÁMITE EJECUTIVO VERBAL SUMARIO A ELECCIÓN DE IVAN BOHMAN C.A. O SUS CESIONARIOS. ACEPTO QUE IVAN BOHMAN C.A. CEDA Y TRANSFIERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACIÓN ALGUNA NI NUEVA ACEPTACIÓN DE MI PARTE. ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LA PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.

SEÑOR (ES) UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
DIRECCIÓN DIREC. AV. 12 DE OCTUBRE N2422 Y WILSON
CIUDAD QUITO RUC 1781798780001
PROVINCIA PICHINCHA
TELÉFONO 3982805 . FAX
TRANSPORTE RETIRA
BODEGA

FECHA	2011	05	25
	AÑO	MES	DÍA

003 - 004 - 000018904
Autorización: 1108836638

CONDICIÓN DE VENTA D1

FECHA DE VENCIMIENTO	2011	05	28
	AÑO	MES	DÍA

DÍAS FECHA FACTURA
Cancele sus facturas en Cheque, depósito a las
otras ctes: Produbanco: 02006056934 -
Pacífico 11135-7 - Pichincha 31-306954-04 - Lloyd's
Bank 50022-4

CÓDIGO CLIENTE 204017528818
ORDEN DE COMPRA 338792 HORA 17:51:34
CÓDIGO VENDEDOR 11083 CÓDIGO FACTURADOR 1100
NOMBRE VENDEDOR JORGE NOMBRE FACTURADOR UZU
OBSERVACIONES LOCAL
MULTIVENCIMIENTOS

MA	GR	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	UM	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	FACT.	VALOR TOTAL
00	32	NK-60B40T	PIÑON C/ MANZANA N.50	UN	1,00	31,7800	25,00	23,8400
00	32	RS-50-1-A	CANDADO SIMPLE N.50	UN	3,00	0,8600	25,00	1,9400

PAGADO
IVAN BOHMAN C.A.

SUBTOTAL	DSCTO. ADICIONAL	BASE IMPONIBLE	IVA 12%	BASE TARIFA 0%	NETO A PAGAR	USD./
25,78	0,00	25,78	3,09	0,00	28,87	

FIRMA AUTORIZADA
171532890
C.I.

Fecha Autorización: 22/10/2010
Caduca: 31/10/2011

IVAN BOHMAN C.A.
C/ PICHINCHA
PAGADO

ADQUIRIENTE

IBCA**IVAN BOHMAN C.A.**

CONTRIBUYENTE ESPECIAL - Resolución 6925 del 04 de Julio de 1995



MATRIZ GUAYAQUIL

RUC 0990320810001

Via a Daule Km. 6 1/2 Av. Principal s/n • Casilla 09-01-1317

Telfs.: 2254111-2258666 • Telefax: 2254244

E-mail: ventas@ivanbohman.com.ec

www.ivanbohman.com.ec

QUITO NORTE

Av. 10 de Agosto 13165 y Los Cipreses

Telfs.: 2476054 - 2485324 - 2485325 - 2485326

Fax: 2485330

QUITO SUR

Av. Pedro Vicente Maldonado 10750 y Ayapamba

Telfs.: 3063002 - 3063020 - 3063031

Fax: 2678755

FACTURA - QN**IMPORTANTE AL COMPRADOR**

- 1.- IVAN BOHMAN C.A. NO ACEPTA DEVOLUCIONES DE MERCADERÍA SIN JUSTIFICACIÓN, UNA VEZ QUE ESTA HA SALIDO DEL ALMACÉN.
- 2.- LAS MERCADERÍAS AMPARADAS EN ESTA FACTURA VIAJAN POR CUENTA Y RIESGO DEL COMPRADOR.
- 3.- SOBRE TODA FACTURA QUE NO SEA CANCELADA A SU VENCIMIENTO SE CARGARÁN INTERESES LEGALES EN MORA Y COMISIONES DE COBRANZA.

DEBO PAGARÉ A LA ORDEN DE IVAN BOHMAN C.A., EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECONVENGA, EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MÁS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MÁXIMO INTERÉS LEGAL POR MORA PERMITIDO DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO. EXIJO DE PRESENTACIÓN PARA EL PAGO ASÍ COMO POR FALTA DE ESTE HECHO, RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUECES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE QUITO, Y AL TRÁMITE EJECUTIVO VERBAL SUMARIO A ELECCIÓN DE IVAN BOHMAN C.A. O SUS CESIONARIOS. ACEPTO QUE IVAN BOHMAN C.A. CEDA Y TRANSFIERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACIÓN AL CUNA NI NUEVA ACEPTACIÓN DE MI PARTE ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LA PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.

SEÑOR (ES) **UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA**
 DIRECCIÓN **DIREC. AV. 12 DE OCTUBRE N2422 Y WILSON**
 CIUDAD **QUITO** RUC **1791796780001**
 PROVINCIA **PICHINCHA**
 TELÉFONO **3962805** FAX
 TRANSPORTE **RETIRA**
 BODEGA

FECHA	2011	06	02
	AÑO	MES	DÍA

003 - 004 - 000019108

Autorización: 1108836638

CONDICIÓN DE VENTA **CONTADO**

FECHA DE VENCIMIENTO	2011	06	02
	AÑO	MES	DÍA

DÍAS FECHA FACTURA

Cancele sus facturas en Cheque, depósito a las ctas.ctes:
 Produbanco: 02006056934 -
 Pacífico 11135-7 - Pichincha 31306954-04 - Lloyds
 Bank 50022-4

CÓDIGO CLIENTE **204017528818**
 ORDEN DE COMPRA **338931** HORA **17:35:06**
 CÓDIGO VENDEDOR **11002** CÓDIGO FACTURADOR **11002**
 NOMBRE VENDEDOR **LUZURIAGA** NOMBRE FACTURADOR **LUZU**
 OBSERVACIONES **LOCAL**
 MULTIVENCIMIENTOS

MA	GR	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	UM	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	FACT.	VALOR TOTAL
37	40	A108-2.50 MM.	BROCA RECT. HSS 2.50 mm.	UN	1,00	2,5700	35,00	1,6700

PAGADO
 IVAN BOHMAN C.A.

SUBTOTAL	DSCTO. ADICIONAL	BASE IMPONIBLE	IVA 12%	BASE TARIFA 0%	NETO A PAGAR	1,87
1,67	0,00	1,67	0,20	0,00	USD./	

Fecha Autorización: 22/10/2010

Caduca: 31/10/2011

FIRMA AUTORIZADA

RECIBIENDO CONFORME

17103258910

C.I.

ADQUIRIENTE

IVAN BOHMAN C.A.
 ENTREGADO
 20/06/11

Fecha:



IVAN BOHMAN C.A.

CONTRIBUYENTE ESPECIAL - Resolución 6925 del 04 de Julio de 1995



MATRIZ GUAYAQUIL
RUC 0990320810001
Vía a Daule Km. 6 1/2 Av. Principal s/n • Casilla 09-01-1317
Telfs.: 2254111-2258666 • Telefax: 2254244
E-mail: ventas@ivanbohman.com.ec
www.ivanbohman.com.ec

QUITO NORTE
Av. 10 de Agosto 13165 y Los Cipreses
Telfs.: 2476054 - 2485324 - 2485325 - 2485326
Fax: 2485330
QUITO SUR
Av. Pedro Vicente Maldonado 10750 y Ayapamba
Telfs.: 3063002 - 3063020 - 3063031
Fax: 2678755

FACTURA - QN

IMPORTANTE AL COMPRADOR

- 1.- IVAN BOHMAN C.A. NO ACEPTA DEVOLUCIONES DE MERCADERÍA SIN JUSTIFICACIÓN, UNA VEZ QUE ESTA HA SALIDO DEL ALMACÉN.
- 2.- LAS MERCADERÍAS AMPARADAS EN ESTA FACTURA VIAJAN POR CUENTA Y RIESGO DEL COMPRADOR.
- 3.- SOBRE TODA FACTURA QUE NO SEA CANCELADA A SU VENCIMIENTO SE CARGARÁN INTERESES LEGALES EN MORA Y COMISIONES DE COBRANZA.

DEBO Y PAGARÉ A LA ORDEN DE IVAN BOHMAN C.A., EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECONVENCA, EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MÁS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MÁXIMO INTERÉS LEGAL POR MORA PERMITIDO DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO. EXIMIÉSE DE PRESENTACIÓN PARA EL PAGO ASÍ COMO POR FALTA DE ESTE HECHO, RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUICES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE QUITO Y AL TRÁMITE RECURSIVO VERBAL SUMARIO A ELECCIÓN DE IVAN BOHMAN C.A. O SUS CESIONARIOS. ACEPTO QUE IVAN BOHMAN C.A. CEDA Y TRANSFERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACIÓN ALGUNA NI NUEVA ACEPTACIÓN DE MI PARTE. ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LA PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.

SEÑOR (ES) UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
DIRECCIÓN DIREC. AV. 12 DE OCTUBRE N2422 Y WILSON
CIUDAD QUITO RUC 1791798780001
PROVINCIA PICHINCHA
TELÉFONO 3982805 FAX
TRANSPORTE RETIRA
BODEGA

FECHA	2011	08	11
	AÑO	MES	DÍA

Fact:# 003 - 004 - 000019282

Autorización:

CONDICIÓN DE VENTA D3

FECHA DE VENCIMIENTO	2011	08	14
	AÑO	MES	DÍA

DÍAS FECHA FACTURA
Cancele sus facturas en Cheque, depósito a las
ctas.ctes: Produbanco: 02006056934 -
Pacífico 11135-7 - Pichincha 31306954-04 - Lloyds
Bank 50022-4

CÓDIGO CLIENTE 204017528818
ORDEN DE COMPRA 341545 HORA 08:54:50
CÓDIGO VENDEDOR 11083 CÓDIGO FACTURADOR 11002
NOMBRE VENDEDOR JORGE NOMBRE FACTURADOR LUZU
OBSERVACIONES LOCAL MIGUEL CARDENAS
MULTIVENCIMIENTOS

MA	GR	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	UM	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	FACT.	VALOR TOTAL
00	33	NK-50B54T	PIÑON C/MANZANA N.50	UN	1,00	55,3000	35,00	35,3000
00	32	RS-50-1	CADENA SIMPLE N.50 PASO	FT	10,00	3,3500	35,00	21,7800
00	32	RS-50-1-A	CANDADO SIMPLE N.50	UN	3,00	0,8800	35,00	1,8800

SUBTOTAL	DSCTO. ADICIONAL	BASE IMPONIBLE	IVA 12%	BASE TARIFA 0%	NETO A PAGAR
59,41	0,00	59,41	7,13	0,00	USD./ 66,54

DESPECHADO POR

FIRMA AUTORIZADA
RECIBO CONFORME
17/8328840
C.I.

Fecha Autorización: 22/10/2010
Caduca:

ADQUIRIENTE

ARTES GRAFICAS SENFELBER C.A. Duenia 2962710 - Quito 2476961 - Casaca 2654525 - R.U.C. 098955077001 - AUTORIZACION No. 107

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109374151

Válido para su emisión hasta 17/MARZO/2012

N.E.001-001-1025472

001-001-0085272



castillo
HERMANOS

FACTURA N° 001-001- N° 0085272

Fecha: Quito, Jueves, 21/Jun/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: CARDENAS MOSQUERA MIGUEL
EL CONDADO(QUITO)

1718328840 2462072

CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135
Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América #1036 y Bolivia
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Av. 10 de Agosto
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4

Panam. Sur Km. 12 1/2 Sector El Beaterío
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com
Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Descto	Precio Unitario	TOTAL
	1.00	(49818) BROCA HSS CILINDRICA COBALTO C5 MM SOMTA 4.00MM COD.	0.00	2.730	2.73
	Subtotal				2.73
		Descuento	10.7143%		
		V. Imponible	0.29	2.44	
		I.V.A.	12.00%	0.29	
					TOTAL US\$ 2.73

castillo
HERMANOS
02 JUN. 2011
CANCELADO

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CUENTE

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109374151

Válido para su emisión hasta 17/MARZO/2012

N.E.001-001-1022575

001-001-0082519



castillo
HERMANOS

FACTURA N° 001-001- N° 0082519

Fecha: Quito, Sábado, 14/May/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: CARDENAS MOSQUERA MIGUEL
EL CONDADO(QUITO)

1718328840 2462072

CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135
Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América #1036 y Bolivia
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Av. 10 de Agosto
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4

Panam. Sur Km. 12 1/2 Sector El Beaterío
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com
Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Descto	Precio Unitario	TOTAL
	16.00	(422000) PERNO ALLEN AC. INOX DIN 912 MM 8X20	0.00	0.380	6.08
	16.00	(1067900) PERNO ALLEN AC. INOX DIN 912 MM 5X20	0.00	0.150	2.40
	1.00	(1088800) BROCA RECUBIERTA TITANIUM MM 10.00	0.00	1.900	1.90
	Subtotal				10.38
		Descuento	10.7143%		
		V. Imponible	1.11	9.27	
		I.V.A.	12.00%	1.11	
					TOTAL US\$ 10.38

castillo
HERMANOS
14 MAYO 2011
CANCELADO

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CUENTE

Impresora: Las Hermanas Zubiris S.A. - RUC 1708459837001 - Av. 1532 - Del 70301 al 88300 - 170032011 - Telf: 22 25 669

Impresora: Las Hermanas Zubiris S.A. - RUC 1708459837001 - Av. 1532 - Del 70301 al 88300 - 170032011 - Telf: 22 25 669

ORIGINAL: CLIENTE / COPIA: EMISOR

ORIGINAL: CLIENTE / COPIA: EMISOR

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109374151

Válido para su emisión hasta 17/MARZO/2012

N.E.001-001-1026866

001-001-0086541



castillo
HERMANOS

CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135
Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América #1036 y Bolivia
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Av. 10 de Agosto
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4

Panam. Sur Km. 12 1/2 Sector El Beaterío
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com
Quito-Ecuador

FACTURA N° 001-001- N° 0086541

Fecha: Quito, Sábado, 11/Jun/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: CARDENAS MOSQUERA MIGUEL

EL CONDADO(QUITO)

1718328840

2462072

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Descto	Precio Unitario	TOTAL
	8.00	(417300)PERNO ALLEN C. PLANA AC. GR.10.9 MM M6X1.0X10	0.00	0.150	1.20
	1.00	(480300)SUPER BONDER 3 GR.(BRUJA)	0.00	1.790	1.79
	Subtotal				
	2.99				
	Descuento				
	10.7143%				
	V. Imponible				
	0.32				
	I.V.A.				
	12.00%				
	0.32				
	TOTAL US\$				2.99

castillo
HERMANOS
11 JUN. 2011
CANCELADO

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CLIENTE

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109374151

Válido para su emisión hasta 17/MARZO/2012

N.E.001-001-1023778

001-001-0083676



castillo
HERMANOS

CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135
Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América #1036 y Bolivia
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Av. 10 de Agosto
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4

Panam. Sur Km. 12 1/2 Sector El Beaterío
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com
Quito-Ecuador

FACTURA N° 001-001- N° 0083676

Fecha: Quito, Sábado, 21/May/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: CARDENAS MOSQUERA MIGUEL

EL CONDADO(QUITO)

1718328840

2462072

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Descto	Precio Unitario	TOTAL
	1.00	(447800)PIEDRA ESMERIL MONTADA A5X6.4 COD.69083185432	0.00	1.520	1.52
	2.00	(370100)PERNO MM RG GR.8.8 18X2.50X80	0.00	1.640	3.28
	2.00	(545300)TUERCA MM GR.8.8 PASO NORMAL 18X2.50	0.00	0.400	0.80
	1.00	(180500)LIJA AGUA PLIEGO NORTON 150 COD.63642590755	0.00	0.280	0.28
	4.00	(815050)ARANDELA PLANA TIPO EUROPEO 7/8"	0.00	0.160	0.64
	Subtotal				
	6.52				
	Descuento				
	10.7143%				
	V. Imponible				
	0.70				
	I.V.A.				
	12.00%				
	0.70				
	TOTAL US\$				6.52

castillo
HERMANOS
21 MAYO 2011
CANCELADO

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CLIENTE

informax Luis Fernando Zúñiga Sá - RUC 1708495837001 - Aut. 1552 - Del 76301 al 88300 - 1703/2011 - Tel: 22 25 669

informax Luis Fernando Zúñiga Sá - RUC 1708495837001 - Aut. 1552 - Del 76301 al 88300 - 1703/2011 - Tel: 22 25 669

ORIGINAL CLIENTE / COPIA EMISOR

ORIGINAL CLIENTE / COPIA EMISOR

IMPORT COM

www.importcom.com.ec

León Rea Víctor Humberto

R.U.C. 1703737351001

FACTURA

001-001- 000084813

AUTORIZACION S.R.I. 1109433750

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resol. NAC-GCORCEC09-00571 del 07/08/2009

Nombre: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

10/05/11

Dirección: RAFAEL BUSTAMANTE S/N

FECHA QUITO,

R.U.C.: 1791796780001

TELEFONO / FAX:

098 723 639

TELEFONO / FAX:

GUIA DE REMISION:

COD. CLTE.

VENTA

CONTADO

VENCIMIENTO

ORDEN:

2962092

CREDITO DIAS

VENDEDOR:

00001

CODIGO	DESCRIPCION	CANT.	PRECIO UNITARIO	% DCTO.	V. TOTAL
0120- 10X 63MM	PERNO/INX. 3/8X2.1/2"	LN 9.00	0.90	0.00	8.10
0120- 12X 75MM	PERNO/INX. 1/2X3"	LN 5.00	1.52	0.00	7.59
0124- 12MM	ARAND/PRESION/INX. 1/2"	LN 5.00	0.16	0.00	0.82
0124- 10MM	ARAND/PRESION/INX. 3/8"	LN 9.00	0.10	0.00	0.90
EJES PLANCHAS Y TUBERIA EN ACERO INOXIDABLE					
BARRAS Y PLANCHAS DE TEFLON					
RODAMIENTOS CHUMACERAS BANDAS					
COBRE ELECTROLITICO DURALUMINIO					
ELECTRODOS HERRAMIENTAS EN GENERAL					

Debo y pagaré a la orden de HUMBERTO LEÓN R., el valor de la presente factura: incondicionalmente, en el lugar que se me reconenga. Renuncio a fuero y domicilio.

En caso de mora pagaré el máximo interés convencional a partir del vencimiento, así como también los gastos judiciales y extrajudiciales que ocasiona el cobro de esta obligación, siendo suficiente prueba para establecer el monto de tales gastos, la sola asseveración del acreedor, a parte que será reportado a la CENTRAL DE RIESGOS. Sin protesto.

Quito,

del 20

SUBTOTAL

17.41

DCTO.

0.00

I.V.A.

2.09

FLETE 12%

0.00

TOTAL

19.50

ELABORADO POR

RECIBI CONFORME

C.C. 1715328940

Original: CLIENTE
C. Celeste: EMISOR
C. Amarilla: S.V.T.

Av. de La Prensa 258 (N42-50) y Mariano Echeverría - Sector "La Y" • Telefax: 243 3826

e-mail: ventas@importcom.com.ec • Quito - Ecuador

VALIDO PARA SU EMISION HASTA 01-04-2012 PERSONA NATURAL OBLIGADA A LLEVAR CONTABILIDAD

ZAFETA BUSTAMANTE MARCO HERRERA - C. Celso - TEL: 2536-548 - R.U.C. 1704071634001 - AUT. 1336 - FECHA AUT. SRI: 01-04-2011 EJ Del 84.001 B 88.000 C

IMPORT COM

www.importcom.com.ec

León Rea Víctor Humberto

R.U.C. 1703737351001

FACTURA

001-001-000084737

AUTORIZACION S.R. 1109433750

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resol. NAC-GCORCEC09-00571 del 07/08/2009

Nombre: UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
Dirección: RAFAEL BUSTAMANTE S/N
R.U.C.: 1791796780001

FECHA QUITO, 098 723 639
TELEFONO / FAX: _____
GUIA DE REMISION: _____

COD. CLTE.	VENTA	CONTADO	VENCIMIENTO
2962092		CREDITO	DIAS

ORDEN: _____
VENDEDOR: _____

CODIGO	DESCRIPCION	CANT.	PRECIO UNITARIO	% DSCTO.	V. TOTAL
0063-SN 50B17	PIRON/SENCILLO	3.00	13.00	0.00	39.00
	ACEROS ESPECIALES				
	BRONCES				
	EJES PLANCHAS Y TUBERIA EN ACERO INOXIDABLE				
	BARRAS Y PLANCHAS DE TEFLON				
	RODAMIENTOS				
	CHUMACERAS				
	BANDAS				
	COBRE ELECTROLITICO				
	DURALUMINIO				
	ELECTRODOS				
	HERRAMIENTAS EN GENERAL				

PAGADO

Debo y pagaré a la orden de HUMBERTO LEON R., el valor de la presente factura: incondicionalmente, en el lugar que se me reconvenga. Renuncio a fuero y domicilio.
En caso de mora pagaré el máximo interés convencional en el momento de la mora, así como también los gastos judiciales y extrajudiciales que ocasiona el cobro de esta obligación, siendo suficiente prueba para establecer el monto de tales gastos, la sola aseveración del acreedor, a parte que será reportado a la CENTRAL DE RIESGOS. Sin protesto.

Quito, _____ del 20

ELABORADO POR

RECIBI CONFORME
C.C. _____

SUBTOTAL	39.00
DSCTO.	0.00
I.V.A. 12%	4.68
FLETE	0.00
TOTAL	43.68

Original: CLIENTE
C. Celeste: EMISOR
C. Amarilla: S.V.T.

Av. de La Prensa 258 (N42-50) y Mariano Echeverría - Sector "La Y" • Telefax: 243 3826

e-mail: ventas@importcom.com.ec • Quito - Ecuador

VALIDO PARA SU EMISION HASTA 01-04-2012 PERSONA NATURAL OBLIGADA A LLEVAR CONTABILIDAD

ZAPATA BUSTAMANTE MARCO HERMAN - Crafista - TELE: 2536-346 - R.U.C. 1704071834001 - AUT. 1038 - FECHA AUT. SRI: 01-04-2011 - \$: Del 84.001 al 86.000 Q

IMPORT COM

www.importcom.com.ec

León Rea Victor Humberto

R.U.C. 1703737351001

FACTURA

001-001- 000084960

AUTORIZACION S.R. 1703737351001

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resol. NAC-GCORCEG 09-00571 del 07/08/2009

UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

Nombre: RAFAEL BUSTAMANTE S/N

Dirección: 1791796780001

R.U.C.: _____

FECHA QUITO, 098 725 639

TELEFONO / FAX: _____

GUIA DE REMISION: _____

ORDEN: 00001

VENDEDOR: _____

COD. CLITE. <u>216.2377</u>	VENTA	CONTADO	VENCIMIENTO
		CREDITO _____ DIAS	

CODIGO	DESCRIPCION	CANT.	PRECIO UNITARIO	% DSCTO.	V. TOTAL
0120- 10X 25MM	PERNO/INX. 3/8X1"	UN 6.00	0.31	0.00	1.88
0123- 10MM	ARAND/PLANA/INX. 3/8"	UN 6.00	0.10	0.00	0.60
0124- 10MM	ARAND/PRESION/INX. 3/8"	UN 6.00	0.09	0.00	0.54
0120- 12X 75MM	PERNO/INX. 1/2X3"	UN 6.00	1.52	0.00	9.11
0123- 12MM	ARAND/PLANA/INX. 1/2"	UN 6.00	0.25	0.00	1.50
0123- 16MM	ARAND/PLANA/INX. 5/8"	UN 6.00	0.58	0.00	3.48
0120-M 8X 70	PERNO/INX.	UN 6.00	0.90	0.00	5.38
0123- 8MM	ARAND/PLANA/INX. 5/16"	UN 6.00	0.09	0.00	0.54
0063-SN 50B10	PIRIN/SENCILLO	UN 2.00	6.03	0.00	12.05

BARRAS Y PLANCHAS DE TEFLON

RODAMIENTOS

CHUMACEROS

BANDAS

COBRE ELECTROLITICO

DURALUMINIO

ELECTRODOS

HERRAMIENTAS EN GENERAL

PAGADO

Debo y pagaré a la orden de HUMBERTO LEON R., el valor de la presente factura; incondicionalmente, en el lugar que se me reconvenga. Renuncio a fuero y domicilio. **TREINTA Y NUEVE con 29/100**
En caso de mora pagaré el máximo interés convencional a partir del vencimiento, así como también los gastos judiciales y extrajudiciales que ocasiona el cobro de esta obligación, siendo suficiente prueba para establecer el monto de tales gastos, la sola averación del acreedor, a parte que será reportado a la CENTRAL DE RIESGOS. Sin protesto.

Quito, _____ del 20

ELABORADO POR _____

RECIBI CONFORME
C.C. _____

SUBTOTAL	35.08
DSCTO.	0.00
I.V.A. 12%	4.21
FLETE	0.00
TOTAL	39.29

Original: CLIENTE
C. Celeste: EMISOR
C. Amarilla: S.V.T.

Av. de La Prensa 258 (N42-50) y Mariano Echeverría - Sector "La Y" • Telefax: 243 3826

e-mail: ventas@importcom.com.ec • Quito - Ecuador

VALIDO PARA SU EMISION HASTA 01-04-2012 PERSONA NATURAL OBLIGADA A LLEVAR CONTABILIDAD

ZAPATA BUSTAMANTE MARCO HERNAN • Crafista • TEL.F.: 2536-948 • R.U.C. 1704071834001 • AUT. 1336 • FECHA AUT. SRI: 01-04-2011 • EJ. Del 84.001 al 86.000 • Q



IVAN BOHMAN C.A.

CONTRIBUYENTE ESPECIAL - Resolución 6925 del 04 de Julio de 1995



MATRIZ GUAYAQUIL
RUC 0990320810001
Via a Daule Km. 6 1/2 Av. Principal s/n • Casilla 09-01-1317
Telfs.: 2254111-2258666 • Telefax: 2254244
E-mail: ventas@ivanbohman.com.ec
www.ivanbohman.com.ec

QUITO NORTE
Av. 10 de Agosto 13165 y Los Cipreses
Telfs.: 2478054 - 2485324 - 2485325 - 2485326
Fax: 2485330
QUITO SUR
Av. Pedro Vicente Maldonado 10750 y Ayapamba
Telfs.: 3063002 - 3063020 - 3063031
Fax: 2678755

FACTURA - QN

IMPORTANTE AL COMPRADOR

- 1.- IVAN BOHMAN C.A. NO ACEPTA DEVOLUCIONES DE MERCADERÍA SIN JUSTIFICACIÓN, UNA VEZ QUE ESTA HA SALIDO DEL ALMACÉN.
- 2.- LAS MERCADERÍAS AMPARADAS EN ESTA FACTURA VIAJAN POR CUENTA Y RIESGO DEL COMPRADOR.
- 3.- SOBRE TODA FACTURA QUE NO SEA CANCELADA A SU VENCIMIENTO SE CARGARÁN INTERESES LEGALES EN MORA Y COMISIONES DE COBRANZA.

DEBO Y PAGARÉ A LA ORDEN DE IVAN BOHMAN C.A., EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECONVENGA, EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MÁS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MÁXIMO INTERÉS LEGAL, POR MORA PERMITIDO DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO. EXÍMESE DE PRESENTACIÓN PARA EL PAGO ASÍ COMO POR FALTA DE ESTE HECHO, RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUECES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE QUITO Y AL TRÁMITE ELECTIVO VERBAL SUMARIO A ELECCIÓN DE IVAN BOHMAN C.A. O SUS CESIONARIOS. ACEPTO QUE IVAN BOHMAN C.A. CEDA Y TRANSFIERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACIÓN ALGUNA NI NUEVA ACEPTACIÓN DE MI PARTE. ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LA PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.

SEÑOR (ES) **UNIVERSIDAD PÓLITECNICA SALESIANA**
DIRECCIÓN **DIREC. AV. 12 DE OCTUBRE N2422 Y WILSON**
CIUDAD **QUITO** RUC **1791796780001**
PROVINCIA **PICHINCHA**
TELÉFONO **3962805** . FAX
TRANSPORTE **RETIRA**
BODEGA

FECHA	2011	05	14
	AÑO	MES	DÍA

003 - 004 - 000018517

Autorización: 1108836638

CONDICIÓN DE VENTA **CONTADO**

FECHA DE VENCIMIENTO	2011	05	14
	AÑO	MES	DÍA

DÍAS FECHA FACTURA

Cancele sus facturas en Cheque, depósito a las ctas ctes: Produbanco: 02006056934 - Pacifico 11135-7 - Pichincha 31306954-04 - Lloyds Bank 50022-4

CÓDIGO CLIENTE 204017528818
ORDEN DE COMPRA 333318 HORA 09:11:41
CÓDIGO VENDEDOR 11002 CÓDIGO FACTURADOR 1100
NOMBRE VENDEDOR LUZURIAGA NOMBRE FACTURADOR LUZU
OBSERVACIONES ESTUDIANTE
MULTIVENCIMIENTOS

MA	GR	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	UM	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	FACT.	VALOR TOTAL
45	20	6210 2RSR C3	RODAMIENTO RIGIDO DE	UN	1,00	21.7000	35,00	14.1100

PAGADO
IVAN BOHMAN C.A.

IVAN BOHMAN C.A.
ENTREGADO

DSCTO. ADICIONAL	BASE IMPONIBLE	IVA 12%	BASE TARIFA 0%	NETO A PAGAR	
14,11	0,00	14,11	1,69	0,00	USD./ 15,80

FIRMA AUTORIZADA RECIBI CONFORME

Fecha Autorización: 22/10/2010
Caduca: 31/10/2011

DESPOCHADO POR

C.I.

ADQUIRIENTE