



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**DISEÑO BÁSICO Y DE DETALLE DE UN DIGESTOR PARA MALAXACIÓN DE
FRUTOS DE PALMA, Y UNA PRENSA DE TORNILLO GEMELO PARA LOS
SUBSISTEMAS DE DIGESTIÓN Y PRENSADO DENTRO DEL PROCESO DE
EXTRACCIÓN DE ACEITE ROJO DE PALMA AFRICANA, CON UNA CAPACIDAD
DE 15 TON-HORA.**

AUTOR:

LUNA OCAMPO, JUAN JOSÉ

TUTOR:

NARVÁEZ MUÑOZ, CHRISTIAN PATRICIO

SANGOLQUÍ

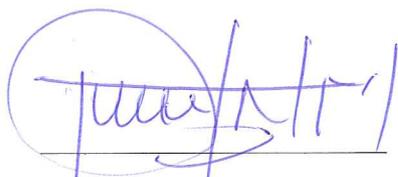
2017



CERTIFICADO DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Certifico que el siguiente trabajo titulado:

“DISEÑO BÁSICO Y DE DETALLE DE UN DIGESTOR PARA LA MALAXACIÓN DE FRUTOS DE PALMA, Y UNA PRENSA DE TORNILLO GEMELO PARA LOS SUBSISTEMAS DE DIGESTIÓN Y PRENSADO DENTRO DEL PROCESO DE EXTRACCIÓN DE ACEITE ROJO DE PALMA AFRICANA, CON UNA CAPACIDAD DE 15 TON-HORA” fue desarrollado en su totalidad por el Señor JUAN JOSÉ LUNA OCAMPO, bajo mi dirección, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.



Ing. Christian Narváz



AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

El presente trabajo titulado: “DISEÑO BÁSICO Y DE DETALLE DE UN DIGESTOR PARA LA MALAXACIÓN DE FRUTOS DE PALMA, Y UNA PRENSA DE TORNILLO GEMELO PARA LOS SUBSISTEMAS DE DIGESTIÓN Y PRENSADO PARA EL PROCESO DE EXTRACCIÓN DE ACEITE ROJO DE PALMA AFRICANA, CON UNA CAPACIDAD DE 15 TON-HORA” ha sido considerado los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado el derecho intelectual de terceros considerándolos en citas a pie de página y como una fuente en el registro bibliográfico. Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance del proyecto.

Sr. Juan José Luna Ocampo



AUTORIZACIÓN DE LA PUBLICACIÓN

Yo, Juan José Luna Ocampo, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” a publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo de investigación “DISEÑO BÁSICO Y DE DETALLE DE UN DIGESTOR PARA MALAXACIÓN DE FRUTOS DE PALMA, Y UNA PRENSA DE TORNILLO GEMELO PARA LOS SUBSISTEMAS DE DIGESTIÓN Y PRENSADO DENTRO DEL PROCESO DE EXTRACCIÓN DE ACEITE ROJO DE PALMA AFRICA, CON UNA CAPACIDAD DE 15 TON-HORA”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Sr. Juan José Luna Ocampo

DEDICATORIA

La concepción de este trabajo está dedicada a mi madre, el pilar fundamental en cada logro y meta cumplida en el transcurso de mi vida, que en cada momento de la vida ha sabido brindarme sus consejos y apoyo incondicional.

Juan José Luna Ocampo

AGRADECIMIENTOS

A mi madre, por su apoyo en cada etapa de mi vida, y por permitirme culminar con éxito mi carrera. A Dios, por permitirme día a día cumplir mis sueños y metas y derramar bendiciones en mi vida. Al Ing. Christian Narváez, por permitirme realizar este proyecto y compartir sus conocimientos conmigo. A mi familia por ser una fuente más de apoyo a los proyectos que me he trazado durante mi vida. A mis amigos, que siempre se han encontrado a mi lado respaldándome en el transcurso de la carrera.

Juan José Luna Ocampo

Índice general

CERTIFICADO DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN DE LA PUBLICACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
Índice de figuras	xi
Índice de tablas	xiv
1. GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes	1
1.1.1. Palma Africana	1
1.1.2. Variedades de palma africana	2
1.1.3. Híbridos de palma africana	3
1.1.4. Cultivo y producción de palma a nivel internacional	6
1.1.5. Cultivo y producción de palma a nivel nacional	8
1.1.6. Investigación en el sector	11
1.2. Definición del problema	15
1.3. Objetivos	17

1.3.1. General	17
1.3.2. Específicos	17
1.4. Alcance	17
1.5. Justificación e importancia	18
2. MARCO TEÓRICO	20
2.1. Estado del Arte	20
2.1.1. Proceso de producción de aceite de palma africana	20
2.1.1.1. Esterilización de la fruta	20
2.1.1.2. Desfrutado	21
2.1.1.3. Digestión	22
2.1.1.4. Prensado	23
2.1.2. Agitadores o mezcladores	24
2.1.2.1. Agitadores de flujo axial	25
2.1.2.2. Agitadores de flujo radial	25
2.1.2.3. Agitadores de flujo paso cerrado	26
2.1.2.4. Aplicaciones de los agitadores	26
2.1.3. Impulsores	26
2.1.3.1. Impulsores de pala	26
2.1.3.2. Impulsores de hélice	26
2.1.3.3. Impulsores de turbina	27
2.1.4. Husillo o Tornillo de potencia	27
3. DISEÑO DEL DIGESTOR	29
3.1. Diseño Básico	29
3.1.1. Preliminares	29
3.1.2. Parámetros de diseño	30
3.1.3. Esquema base del digestor	30
3.1.4. Alternativas de diseño	32

3.1.5.	Dimensiones Generales del impeller	40
3.1.6.	Datos de entrada	42
3.1.7.	Números adimensionales para cálculo de potencia.	44
3.1.8.	Potencia absorbida por el proceso de agitación.	44
3.1.9.	Potencia requerida por la presión de la mezcla	47
3.1.10.	Potencia requerida por el giro de los elementos.	51
3.1.11.	Selección del motor de trabajo	52
3.1.12.	Selección del reductor de velocidad	55
3.1.13.	Diseño del eje de agitación	56
3.1.14.	Diámetro del eje de agitación	58
3.1.15.	Diseño del bastidor	62
3.1.16.	Tanque del digestor.	73
3.2.	Diseño de detalle	78
3.2.1.	Selección del acoplamiento mecánico	78
3.2.2.	Chaveteros para acoplamiento flexible.	80
3.2.3.	Tapa del fondo del tanque.	84
3.2.4.	Selección de pernos de sujeción.	86
3.2.5.	Soldadura del cubo y diseño de los pernos en los impellers.	92
3.2.6.	Costos del digestor	98

4. DISEÑO DE LA PRENSA 100

4.1.	Diseño Básico	100
4.1.1.	Preliminares	100
4.1.2.	Parámetros de diseño	101
4.1.3.	Diseño del tornillo sinfín	102
4.1.4.	Potencia consumida por el proceso.	106
4.1.5.	Selección motor eléctrico.	110
4.1.6.	Selección reductor de velocidad.	111
4.1.7.	Diseño de los ejes de la prensa.	112

4.2. Diseño de detalle	119
4.2.1. Engranajes de transmisión de la prensa.	119
4.2.2. Acoplamiento del eje de la prensa.	119
4.2.3. Simulación del tornillo	120
4.2.4. Análisis de elementos del conjunto de prensando	122
4.2.5. Costos de prensa	129
5. Discusión de resultados	131
5.1. Conclusiones	131
5.2. Recomendaciones	133
BIBLIOGRAFÍA	134
ANEXOS	138

Índice de figuras

1.	Fruto de palma africana.	2
2.	Fruto de palma africana.	2
3.	Obtención de Tenera con cruce de Dura y Pisífera.	3
4.	Producción nacional de aceite crudo de palma.	9
5.	Factores de principal investigación sobre palma africana en la actualidad.	11
6.	Vista parcial del fracturado de fruta en la planta de INAL.	12
7.	Vistas de los esquemas del digestor desarrollado en Nigeria.	13
8.	Vista frontal de la prensa diseñada en la Universidad de Ibadan.	14
9.	Precio internacional del aceite crudo de palma FOB Indonesia.	15
10.	Tasa de crecimiento en la producción de diferentes oleaginosas.	16
11.	Esterilizador de palma africana.	21
12.	Desfrutado de la palma africana.	22
13.	Digestor de palma conectado a la prensa en la continuación del proceso de extracción.	22
14.	Vista interior y exterior de un digestor.	23
15.	Prensa de capacidad de procesamiento de 15 Ton/hora.	24
16.	Diferentes configuraciones de agitadores según sus flujos (de izquierda a derecha), flujo radial, flujo axial y flujo tangencial.	25
17.	Husillos o tornillos de potencia para prensas de extracción.	28
18.	Esquema base del digestor de fruto de palma africana.	31
19.	Esquema base del digestor de fruto de palma africana.	31

20.	Impeller hidrodinámico tipo HE3 Chemineer.	34
21.	Dimensiones básicas para el diseño de un impulsor.	41
22.	Ángulos de ataque del impeller hidrodinámico HE3 Chemineer.	42
23.	Configuración de los dos impellers usados en el digestor.	43
24.	Distribucion de los impellers sobre el ejede mezclado.	47
25.	Áreas afectadas por la presión del fluido.	48
26.	Motor trifásico seleccionado para el digestor.	54
27.	Reductor helicoidal con ejes perpendiculares FLENDER.	56
28.	Diagrama de cuerpo libre del eje de agitación.	57
29.	Diagrama de momento torsor a lo largo del eje.	58
30.	Diagrama de Goodman modificado para elementos a torsión	59
31.	Bastidor para soporte del conjunto motor-reductor de velocidad.	62
32.	Dimensiones generales del bastidor.	63
33.	Simulación de esfuerzos en la primera zona crítica del bastidor.	64
34.	Simulación de esfuerzos en la segunda zona crítica del bastidor.	64
35.	Simulación de esfuerzos en la tercera zona crítica del bastidor.	65
36.	Dimensiones básicas de la junta soldada en el bastidor.	65
37.	Fuerzas que actuan sobre la junta.	67
38.	Simulación del bastidor como elemento soldado.	72
39.	Diagrama de convergencia de la simulación del bastidor.	73
40.	Esfuerzos del tanque en el círculo de Mohr.	74
41.	Acomplamiento flexible con guarnición elástica de alta prestación.	80
42.	Punto pivote del perno de sujeción del impeller.	95
43.	Dimensiones iniciales del tornillo sinfín.	104
44.	Configuración de la nuez en el interior de la prensa(1).	105
45.	Configuración de la nuez en el interior de la prensa(2).	106
46.	Configuración de los ejes en el Housing o alojamiento.	112
47.	Digrama de cuerpo libre del eje de la prensa.	113
48.	Diagrama de cortantes del eje en el plano YZ.	113

49.	Diagrama de cortantes del eje en el plano XZ.	114
50.	Diagrama de momentos del eje en el plano YZ.	114
51.	Diagrama de momentos del eje en el plano XZ.	115
52.	Fuerza aplicada sobre la cara de la rosca del tornillo sinfín.	120
53.	Esfuerzo de Von Mises del tornillo sinfín.	121
54.	Factor de seguridad del tornillo sinfín.	121
55.	Diagrama de convergencia de la simulación del tornillo sinfín.	122
56.	Vista superior del housing de la prensa.	123
57.	Vista frontal del housing de la prensa.	124
58.	Zonas del housing afectadas por las cargas axiales del proceso de prensado. . .	124
59.	Esfuerzo de Von Mises en el Housing.	125
60.	Factor de seguridad en el Housing.	125
61.	Diagrama de convergencia de la simulación en el Housing.	126
62.	Dimensiones básicas de la canastilla.	127
63.	Dimensiones básicas de la canastilla.	127
64.	Esfuerzo de Von Mises en la canastilla.	128
65.	Factor de seguridad en la canastilla.	128
66.	Diagrama de convergencia de la simulación de la canastilla.	129

Índice de tablas

1.	Datos generales de la palma aceitera.	4
2.	Datos comparativos entre E. Guineensis e Híbridos OxG.	6
3.	Producción de los principales aceites vegetales.	7
4.	Producción mundial de aceite crudo de palma.	7
5.	Datos base del sector de palma en el Ecuador.	10
6.	Especificaciones para el diseño del digestor de frutos de palma africana.	30
7.	Elementos de estudio del digestor de palma africa.	32
8.	Evaluación del peso específico de cada criterio para el conjunto eje de mezclado-impellers.	35
9.	Evaluación del peso específico del primer criterio para el eje de mezclado.	35
10.	Evaluación del peso específico del segundo criterio para el eje de mezclado.	36
11.	Evaluación del peso específico del tercer criterio para el eje de mezclado.	36
12.	Tabla de conclusiones de la selección de alternativas del eje de mezclado.	36
13.	Evaluación del peso específico del primer criterio para el impeller.	37
14.	Evaluación del peso específico del segundo criterio para el impeller.	37
15.	Evaluación del peso específico del tercer criterio para el impeller.	37
16.	Tabla de conclusiones de la selección de alternativas del impeller.	38
17.	Evaluación del peso específico del primer criterio para el sistema de transmisión.	39
18.	Evaluación del peso específico del segundo criterio para el sistema de transmisión.	39
19.	Evaluación del peso específico del tercer criterio para el sistema de transmisión.	40
20.	Tabla de conclusiones de la selección de alternativas del sistema de transmisión.	40
21.	Semejanzas geométricas del digestor	43

22.	Datos de entrada para el cálculo del número de Reynolds (Impulsor)	45
23.	Presión en cada uno de los dispositivos de mezclado.	48
24.	Areas de los dispositivos afectadas por la presión.	49
25.	Fuerza necesaria por cada uno de los dispositivos de mezclado.	49
26.	Torque necesario por cada dispositivo de mezclado.	50
27.	Potencia necesaria por cada dispositivo de mezclado.	50
28.	Variables previas de selección de un motor	53
29.	Variables finales para selección de un motor.	54
30.	Especificaciones para el diseño de la prensa para extracción de aceite de palma africana.	102
31.	Variables de motor trifásico para prensa.	111
32.	Características de los engranes de transmisión de la prensa.	119

Nomenclatura

H	Altura del fluido en el digestor de fruta de palma[m].
D_T	Diámetro del tanque del digestor de fruta de palma[m].
D_i	Diámetro del impeller de agitación[m].
E	Separación entre el impeller y el fondo del tanque de digestión[m].
W	Ancho del impeller[m].
J	Ancho de las placas deflectoras[m].
f	Separación máxima entre placas deflectoras y el tanque[m].
V_D	Volumen de llenado del tanque de digestión[m ³].
Re	Número de Reynolds para procesos de agitación.
N	Velocidad de rotación de los impellers[rpm].
ρ	Densidad de la mezcla en el digestor[Kg/m ³].
μ	Viscosidad de la mezcla en el digestor[Kg/m*s].
N_p	Número de potencia para proceso de agitación.
P_o	Potencia consumida por el proceso de agitación[HP].
P_h	Presión generada por la columna de mezcla sobre los agitadores[MPa].
g	Gravedad[m/s ²].
h_i	Altura a la que se encuentra cada impeller[m].
A_p	Área afectada por la presión de la columna de mezcla [m ²].
F_{im}	Fuerza ejercida por la columna de mezcla sobre los impellers[N].
T_i	Torque generado en cada uno de los impellers[N-m].
P_{O_i}	Potencia consumida por cada uno de los impellers[HP].
P_{O_D}	Potencia generada por las presiones en cada uno de los impellers[HP].
ω_0	Velocidad angular[rad/s].
t_0	Tiempo inicial de giro del elemento[s].
θ_0	Desplazamiento angular inicial[rad].
$\Delta\theta$	Cambio de desplazamiento angular[rad].
m	Masa de lo elementos en rotación[kg].

I	Momento de inercia de los elementos en rotación [$kg - m^2$].
f	Frecuencia de los elementos en rotación [s^{-1}].
t	Tiempo de giro de los elementos en rotación [s].
T_E	Torque para vencer el peso de los elementos del digestor [N-m].
P_{OE}	Potencia para vencer el peso de los elementos del digestor [HP].
P_{OT}	Potencia real requerida por el digestor [HP].
f_B	Factor de servicio del motor eléctrico.
P_{oneta}	Potencia suministrada por el motor eléctrico del digestor [HP].
I_s	Relación de reducción del reductor de velocidad del digestor.
I_N	Relación de reducción nominal del reductor de velocidad.
P_N	Potencia nominal del reductor de velocidad del digestor [HP].
Tq_{max}	Torque máximo del eje del digestor [N-m].
Tq_{min}	Torque mínimo del eje del digestor [N-m].
M_{tm}	Momento torsor medio [N-m].
M_{ta}	Momento torsor alternante [N-m].
τ_{mreal}	Esfuerzo cortante medio real [MPa].
τ_{areal}	Esfuerzo cortante alternante real [MPa].
S'_e	Resistencia a la fatiga del material [MPa].
f_s	Factor de seguridad del elemento.
k_f	Coefficiente de concentración de esfuerzos teórico.
q	Sensibilidad a al muesca.
k_{fs}	Coefficiente de concentración de esfuerzos a fatiga.
S_{ut}	Resistencia última del material [MPa].
S_y	Resistencia a la fluencia del material [MPa].
k_a	Factor de condición superficial.
k_b	Factor de tamaño.
k_d	Factor de confiabilidad.
d_D	Diámetro del eje del digestor [mm].
F_B	Peso combinado del motor y reductor de velocidad [N].

T_s	Torque sobre la soldadura del bastidor[N-m].
h_s	Pierna de la soldadura[mm].
g_s	Garganta de la soldadura[mm].
L_s	Longitud de la soldadura[mm].
τ_s	Esfuerzo promedio por cortante en la soldadura[MPa].
F_n	Fuerza de aplastamiento en la soldadura[N].
F_s	Fuerza de corte en la soldadura[N].
τ'	Esfuerzo cortante primario[MPa].
τ''	Esfuerzo cortante secundario[MPa].
σ'	Esfuerzo de Von Misses[MPa].
M_{ts}	Momento torsor en la soldadura[N-m].
V_s	Cortante en la soldadura[N].
F_p	Fuerza permisible de la soldadura[N].
F_{uL}	Fuerza unitaria de la soldadura.
τ_{perm}	Esfuerzo cortante permisible de la soldadura[MPa].
τ_b	Esfuerzo cortante del metal base de la soldadura[MPa].
σ_{perm}	Esfuerzo de compresión o tensión permisible de la soldadura[MPa].
σ_b	Esfuerzo de compresión o tensión del cuerpo de la soldadura[MPa].
F_{as}	Fuerza alternante de la soldadura[N].
F_{ms}	Fuerza media de la soldadura[N].
τ'_{as}	Esfuerzo cortante alternante primario de la soldadura[MPa].
τ'_{ms}	Esfuerzo cortante medio primario de la soldadura[MPa].
τ''_{as}	Esfuerzo cortante alternante secundario de la soldadura[MPa].
τ''_{ms}	Esfuerzo cortante medio secundario de la soldadura[MPa].
τ_{as}	Esfuerzo cortante alternante de la soldadura[MPa].
τ_{ms}	Esfuerzo cortante medio de la soldadura[MPa].
n_f	Factor de seguridad de la soldadura a fatiga.
σ_L	Esfuerzo longitudinal[MPa].
σ_T	Esfuerzo transversal[MPa].

P_{it}	Presión interna del tanque[MPa].
τ_{max}	Esfuerzo cortante máximo[MPa].
S_d	Esfuerzo máximo admisible[MPa].
t_m	Espesor de pared del tanque por mecánica de sólidos[mm].
H_{Tq}	Altura del tanque[m].
P_f	Presión atmosférica a la que se encuentra el tanque[atm].
y	Pies de agua en el tanque de digestión[ftH ₂ O].
CA	Corrosión admisible en el tanque de digestión[in].
G	Gravedad específica de la mezcla.
N'_f	Nivel de diseño del fluido[ft].
t_d	Espesor de la pared del tanque por el método de un pie[mm].
S_t	Esfuerzo máximo admisible de prueba hidrostática[MPa].
t_h	Espesor de la pared del tanque por prueba hidrostática[mm].
t_N	Espesor de la pared del tanque bajo norma API-12F[mm].
C_n	Par nominal [N-m].
k_1	Factor de las irregularidades del par debido a la máquina motriz y receptora.
k_2	Factor de las frecuencias de arranque.
k_3	Factor del número de horas de funcionamiento.
k_s	Factor de seguridad de selección del acoplamiento.
C_N	Par nominal a transmitir por el acoplamiento[n-m].
H_{ch}	Altura de la chaveta[mm].
W_{ch}	Ancho de la chaveta[mm].
L_{ch}	Longitud de la chaveta[mm].
F_{ch}	Fuerza sobre la chaveta[N].
A_{cc}	Área de corte de la chaveta[mm ²].
A_{ac}	Área de aplastamiento de la chaveta[mm ²].
F_{ac}	Fuerza alternante de la chaveta[N].
F_{mc}	Fuerza media de la chaveta[N].

τ_c	Esfuerzo de corte de la chaveta[MPa].
σ_{ap}	Esfuerzo de aplastamiento de la chaveta[MPa].
τ_{ac}	Esfuerzo de corte alternate de la chaveta[MPa].
τ_{mc}	Esfuerzo de corte medio de la chaveta[MPa].
σ'_{ac}	Esfuerzo equivalente alternante de la chaveta[MPa].
σ'_{mc}	Esfuerzo equivalente medio de la chaveta[MPa].
σ'_{ac}	Esfuerzo equivalente alternante de la chaveta[MPa].
σ_{max}	Esfuerzo máximo de aplastamiento de la chaveta[MPa].
k_{ts}	Coficiente de concentración de esfuerzos a la torsión teórico.
t_{ti}	Espesor tapa inferior del tanque[mm].
d_r	Diámetro rodamiento de bola[mm].
F_N	Fuerza normal sobre el rodamiento de bola en el fondo del tanque[N].
a	Radio de contacto del rodamiento[mm].
P_{max}	Presión máxima sobre el rodamiento de bola[MPa].
τ_{max}	Esfuerzo cortante máximo del rodamiento de bola[MPa].
Z_m	Profundidad bajo el área de contacto[mm].
t_{ac}	Espesor de las placas de la unión empernada[mm].
d_p	Diámetro del perno de la unión empernada[mm].
A_{pr}	Área de resistencia del perno[mm ²].
l_p	Longitud del perno de sujeción[mm].
P_p	Perímetro de los pernos de sujeción[mm].
N_{max}	Número máximo de pernos.
N_{min}	Número mínimo de pernos.
N_s	Número de pernos de sujeción.
j	Razón de aspecto de la junta empernada.
C	Constante de la junta empernada.
P_{max}	Presión máxima sobre los pernos de sujeción[MPa].
F_0	Carga sobre los pernos de sujeción[N].
F_a	Carga sobre cada perno de sujeción[N].

F_i	Precarga de los pernos de sujeción[N].
F_b	Carga resultante al perno de sujeción[N].
σ_b	Esfuerzo de tensión máximo en el perno de sujeción[MPa].
F_s	Carga requerida para separar la junta[N].
F_{ap}	Fuerza alternante del perno de sujeción[N].
F_{mp}	Fuerza media del perno de sujeción[N].
σ_{ap}	Esfuerzo alternate del perno de sujeción[MPa].
σ_{mp}	Esfuerzo medio del perno de sujeción[MPa].
k_f	Factor de concentración de esfuerzos para la cuerda del perno.
k_{fm}	Factor de concentración de esfuerzos medio.
σ_i	Esfuerzo de la precarga del perno de sujeción[MPa].
σ_{apreal}	Esfuerzo alternante real del perno de sujeción[MPa].
σ_{mpreal}	Esfuerzo medio real del perno de sujeción[MPa].
D_{ec}	DIámetro externo del cubo[mm].
D_{ic}	Diámetro interno del cubo[mm].
H_c	Altura del cubo[mm].
h_c	Pierna de soldadura del cubo[mm].
A_c	Área de soldadura del cubo[mm ²].
J_c	Segundo momento polar de inercia de la soldadura del cubo[mm ⁴].
T_c	Torque generado en la soldadura del cubo[N-m].
τ_c'	Esfuerzo cortante primario de la soldadura del cubo[MPa].
τ_c''	Esfuerzo cortante secundario de la soldadura del cubo[MPa].
τ_c	Esfuerzo cortante de la soldadura del cubo[MPa].
d_{pi}	Diámetro del perno de sujeción del impeller[mm].
l_{pi}	Longitud del perno de sujeción del impeller[mm].
F_{pi}	Fuerza sobre el perno de sujeción del impeller[N].
A_{rp}	Área de tensión del perno de sujeción del impeller[mm ²].
F_i	Fuerza de precarga del perno de sujeción del impeller[N].
k_{bi}	Constante elástica del perno de sujeción del impeller[kg/s ²].

C_1	Constante del espesor del material[kg/s^2].
C_2	Constante del espesor del material[kg/s^2].
k_{ci}	Constante elástica de las placas a unir en el impeller[kg/s^2].
k_{ji}	Constante de la junta del impeller[kg/s^2].
δP	Incremento de la carga en los pernos de sujeción del impeller[N].
F_b	Carga total aplicada a los pernos de sujeción del impeller[N].
σ_{maxp}	Esfuerzo máximo del perno de sujeción del impeller[MPa].
F_{api}	Fuerza alternate del perno de sujeción del impeller[N].
F_{mpi}	Fuerza media del perno de sujeción del impeller[N].
σ_{api}	Esfuerzo alternante del perno de sujeción del impeller[MPa].
σ_{mpi}	Esfuerzo medio del perno de sujeción del impeller[MPa].
σ_i	Esfuerzo de la precarga del perno de sujeción del impeller[MPa].
S'_e	Resistencia a la fatiga del perno de sujeción del impeller[MPa].

RESUMEN

El presente trabajo de titulación fue elaborado con el fin de diseñar un digestor y prensa para frutos de palma africana, bajo el tipo de palmas africanas híbridas, considerando características propias del fruto. El diseño del digestor cuenta con un conjunto de tres agitadores con palas inclinadas para la generación de un flujo axial y radial, y en el fondo del digestor un impulsor tipo HE3 Chemineer, con el fin de evitar sedimentación en el fondo del digestor. En el diseño de la prensa, el análisis se centró en el desarrollo del tornillo sinfín, y elementos de conjunto, con el fin de garantizar un proceso óptimo, donde los principales objetivos son tener la mayor extracción de aceite con el menor porcentaje de rotura de nuez al mismo tiempo. Para garantizar los parámetros dispuestos para el tornillo sinfín, se consideró la geometría del fruto de palma, la geometría de la nuez, y las posibles configuraciones que puede tener dentro del tornillo sinfín en el proceso de prensado. Para ambos diseños se considera los espacios dentro de planta, así como el uso de materiales que se encuentren en el mercado nacional, con el fin de poder desarrollar ambos a nivel nacional, logrando soluciones más acordes a la industria del país, y logrando mejoras en aspectos como el mantenimiento de los equipos como el costo de adquisición de los mismo como el de sus elementos.

Palabras Claves:

- **DIGESTOR**
- **PRENSA**
- **AGITADOR**
- **IMPULSOR**
- **TORNILLO SINFIN**

ABSTRACT

The present project of investigation was elaborated in order to design a digester and press for fruits of african palm, under the type of african hybrid palms, considering own characteristics of the fruit. The design of the digester possesses a set of three agitators spades inclined for the generation of an axial and radial flow, and at the back of the digester a impeller type HE3 Chemineer, in order to avoid sedimentation at the back of the digester. In the design of the press, the analysis centred on the development of the worm screw, and elements of set, in order to guarantee an ideal process, where the principal aims are to have the major extraction of palm's oil with the minor percentage of break of nut at the same time. To guarantee the parameters arranged for the worm screw, it was considered to be the geometry of the fruit of palm, the geometry of the nut, and the possible configurations that can have inside the worm screw, in the process of pressing. For both designs it is considered to be the spaces inside plant, as well as the use of materials that they find on the domestic market, in order to be able to develop national both, achieving more identical solutions to the industry of the country, and achieving improvements in aspects as the maintenance of the equipments as the cost of acquisition of them same as that of his elements.

Keywords:

- **DIGESTER**
- **PRESS**
- **AGITATOR**
- **IMPELLER**
- **WORM SCREW**

Capítulo 1

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

1.1.1. Palma Africana

La palma africana (*Elaeis Guineensis*) es una planta oleaginosa que puede alcanzar alturas de 30 m, y produce racimos como frutos que pesan entre 10 y 40 Kg [9]. Es la planta oleaginosa más productiva del planeta, dando como promedio una producción seis o diez veces más que las otras oleaginosas. La vida productiva de la palma africana está por los 50 años, pero su tiempo de producción útil es de 25 años, puesto que pasado este tiempo la cosecha se dificulta por la altura de la palma [40].

Los frutos de palma son de un color rojizo anaranjado que en su interior contiene una única semilla (figura 1), de la cual se extrae la almendra o palmiste y se encuentra rodeada por una pulpa carnosa de la cual se obtiene el aceite crudo de palma [10].

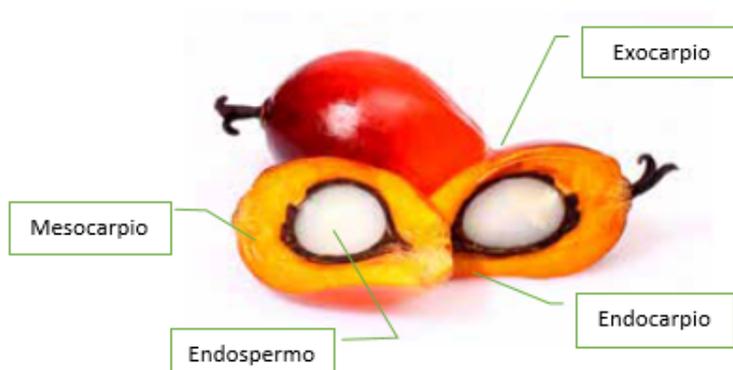


Figura 1: Fruto de palma africana.

Fuente: Delgado F.C, 2013

1.1.2. Variedades de palma africana

La especie de palma tiene tres variedades: Dura, Pisífera y Tenera (figura 2). De ellas la variedad Tenera es la que se utiliza comercialmente para la extracción del aceite y es un cruce entre las otras dos variedades [42].



Figura 2: Fruto de palma africana.

Fuente: Vallejo Y.P, 2011

Las variedades Dura y Pisífera no son más que la materia prima para el desarrollo de palmas

mejoradas genéticamente (figura 3), siendo un cruce entre palma africana *Elaeis Guineensis* con palma *Elaeis oleífera*, dando como resultado una palma híbrida [10].

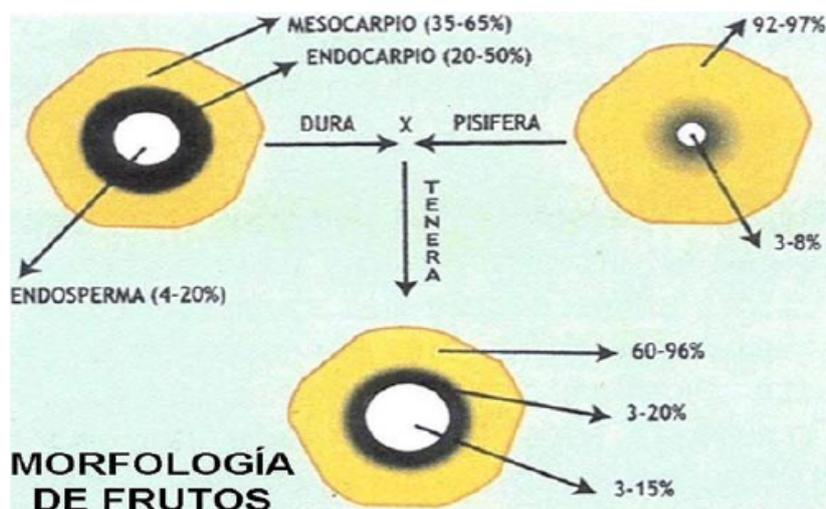


Figura 3: Obtención de Tenera con cruce de Dura y Pisífera.

Fuente: Delgado F.C, 2013

1.1.3. Híbridos de palma africana

Hay dos tipos de plantas; primero los híbridos intervarietales, que se obtienen mediante el cruce artificial controlado entre las palmas de las variedades Dura, la cual es usada como madre, y Pisífera, usada como padre; en segundo caso tenemos los híbridos interespecíficos, la cual se obtiene mediante el cruzamiento artificial entre palmas de la especie americana o nolí (*Elaeis Oleífera*) usadas como madres, con polen de palmas de la especie africana o palma de aceite (*Elaeis Guineensis*) usadas como padres, y viceversa.

Híbridos intervarietales (*Elaeis Guineensis*)

Este tipo de híbridos son más conocidos como la variedad Tenera, la cual resulta del cruce controlado de la variedad Dura con la Pisífera, y termina siendo la variedad más usada a nivel comercial. La variedad Tenera cubre gastos desde los 18 a 24 meses y es económicamente viable por 25 años [32].

Esta variedad tiene un factor de producción sexual de 1,1, lo que quiere decir que se debe lograr un promedio de 13 racimos/árbol/año con un promedio de 14 Kg, o dicho de otra forma

26 Ton/ha/año. Si el rendimiento industrial de aceite está al 25 %, un cultivo bien manejado debe rendir 6,5 Ton de aceite crudo por ha/año y 4 % de almendra, siendo 1040 Kg/ha. Además producirá 520 Kg de aceite de almendra y 520 Kg de harina de torta de almendra. En la tabla 1 se detallarán otros valores de la variedad Tenera [32].

Tabla 1:

Datos generales de la palma aceitera.

Producción de Hojas	24 - 30 palma
Producción de racimos	12 / año / palma
Peso del racimo	20 - 30 Kg
Peso del fruto	10 gramos
Semilla (nuez) fruto	5 8 % (1 - 1,6 Ton / hora)
Aceite de almendra	0,50 Ton / Ha
Torta de almendra	0,45 Ton / Ha
Producción de cáscaras	5 %
Pericarpio / fruto	85 - 92 %
Aceite / racimo	20 - 25 %
Producción de aceite	5 - 8 Ton / Ha / año
Podrucción de fibras / racimo	13 %
Podrucción de raquis / racimo	22 %

Fuente: Quezada G., 2016

Híbridos interespecíficos (*Elaeis Oleífera* x *Elaeis Guineensis*)

El inicio de los Híbridos OxG se da a inicios de los setenta, por medio del IRHO, donde se realizaron algunos cruzamientos por interés científico, usando como genitores femeninos unas

palmas *Elaeis oleifera* de la zona del Sinú (Colombia). Los primeros cruzamientos se sembraron en plantaciones de Colombia, Ecuador e Indonesia, todavía sin conocer los resultados que se podrían obtener y el potencial de dichos cruzamientos [26].

Más adelante, la comunidad de palma perdió interés en los híbridos por su baja productividad y extracción, pero de la misma manera se observó su resistencia a la Pudrición de cogollo (PC) y demás enfermedades y plagas. Por último también se pudo determinar que el aceite de este tipo de palma era de mejor calidad con el de la palma africana tradicional [26].

Datos generales que se pueden decir respecto a los híbridos OxG es que se caracterizan por un bajo crecimiento, alrededor de los 22 cm por año, a diferencia de los 45 a 55 cm que crece una palma africana normal, con lo que el tiempo de vida útil se incrementa de unos 25 años a 50 años. Tienen alta resistencia a enfermedades y plagas, con lo cual los gastos de productos químicos y sanidad se reducen. Tienen tiempo de cosecha menores, con lo que se puede cosechar cada tres semanas, así como que la acidez que posee es inferior al 2%. Es altamente productiva por lo que se puede obtener alrededor de 30 a 40 Ton/ha/año. En la tabla 2 se pueden observar una comparación de datos entre *Elaeis Guineensis* y los híbridos OxG [25].

Tabla 2:

Datos comparativos entre E. Guineensis e Híbridos OxG.

Ítem	E. Guineensis	Híbrido OxG
Producción de frutos	30 Ton/ha/año	30-40 Ton/ha/año
Producción de almendras	1,35 Ton/ha/año	1,00 Ton/ha/año
Producción de aceite	6,9 Ton/ha/año	¿5,7 Ton/ha/año
Tiempo del material en vivero	10-12 meses	10-12 meses
Densidad	143	110-143
Polinización asistida	Primeros años	Siempre
Ciclo de cosecha	7-12 días	21-28 días
Extracción de aceite	23-27 %	18-20 %
Extracción almendra	4-5 %	3-4 %
Acidez promedio con ciclos al día	2,5-3,0 %	1-1,8 %
Inicio de cosecha	24 meses	30 meses

Fuente: La Cabaña S.A, 2019

1.1.4. Cultivo y producción de palma a nivel internacional

La llegada de la palma africana al continente americano se da para 1940, cuando la planta es introducida en Costa Rica, y para 1944 se da la primera planta extractora en dicho país. En 1964, se da de forma concreta el sembrío de palma en el Pacífico sur, y comenzando en el distrito de Coto los primeros viveros de palma [32]. El aceite de palma es el de mayor producción a nivel mundial como se puede observar en la tabla 3.

Hasta el 2012 la producción mundial de aceite bordeaba los 56 millones de Tm y para el 2015 la producción mundial era de 60 millones de Tm aproximadamente [40]. Los principales productores de aceite rojo a nivel mundial son los países de Indonesia y Malasia como se ve en la tabla 4, con un producción de 33 millones de Tm y 20,5 millones de Tm respectivamente, cubriendo de esta forma, el 89 % de la producción mundial requerida [23].

Tabla 3:

Producción de los principales aceites vegetales.

Tipo de Aceite	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
Palma	37.415	39.025	43.530	45.477	46.071	50.792	53.665
Soya	35.196	37.280	36.808	36.075	40.196	41.568	41.710
Colza	18.446	18.744	20.036	21.821	24.041	23.782	24.483
Girasol	11.217	10.921	10.845	13.077	12.536	13.055	14.799
Palmiste	4.365	4.485	4.894	5.111	5.114	5.549	5.924
Total	106.639	110.455	116.113	121.561	127.958	134.746	140.581

Fuente: Indexmundi, 2017

Tabla 4:

Producción mundial de aceite crudo de palma.

Ord.	País	Producción (1000 TM)
1	Indonesia	33.000
2	Malasia	20.500
3	Tailandia	2.200
4	Colombia	1.130
5	Nigeria	970
6	Papua Nueva Guinea	580
7	Ecuador	510
8	Ghana	500
9	Honduras	490
10	Guatemala	470

Fuente: Indexmundi, 2017

Colombia se sitúa como el principal productor de aceite rojo de la región, seguido por Ecu-

dor, y en tercer lugar Honduras. Se estima un mayor crecimiento en las producciones del Ecuador respecto a las de Colombia, en el siguiente cuadro se puede ver las tasas de crecimiento anual, y se observa como el Ecuador ocupa el tercer puesto en esta lista, con lo cual la industria palmera nacional tiene un incremento aceptable [13].

1.1.5. Cultivo y producción de palma a nivel nacional

A nivel nacional, el cultivo de palma inicio en la provincia de Esmeraldas. Los hermanos Scott son los precursores del sembrío de palma en el Ecuador, y teniendo como fecha 1948, cuando el primero de los hermanos, arriba al país a la localidad de Santo Domingo, hoy actual provincia del país, con la idea de sembrar banano. La comunidad anglosajona en la zona fue en incremento, y con la ayuda de Lee Hines, quien trae por primera vez la semillas de palma africana al país, se dan los primeros estudios respecto al calor, altura y humedad de la zona, y la factibilidad de siembra en la misma [42].

Posteriormente los sembríos se fueron expandiendo por la provincia de Esmeraldas, en especial en la zona de Quinindé, La Unión, Las Golondrinas, convirtiendo a Esmeraldas en la provincia en la de mayor desarrollo en área de cultivo de palma aceitera. Otras provincias y zonas en las que se amplió el cultivo de la palma africana fueron la provincia de Los Ríos, con plantaciones en Luz de América, Patricia Pilar, Buena Fe, Fumisa, Quevedo, entre otras. De igual manera la zona oriental del país ha sido explotada en el sembrío de palma por parte de las empresas en busca de mejores estándares productivos [42].

Hasta el año pasado, la producción de aceite crudo de palma del país fue de 519.693 Tm, de las cuales para consumo interno se tienen 220.796 Tm, y el excedente, destinado a la exportación, es de 308.724 Tm. El estimado en producción del país para el año 2016 es de 556.000 Tm, de las cuales para el consumo interno está destinado de 225.000 Tm, y el excedente para exportaciones de 331.000 Tm [15].

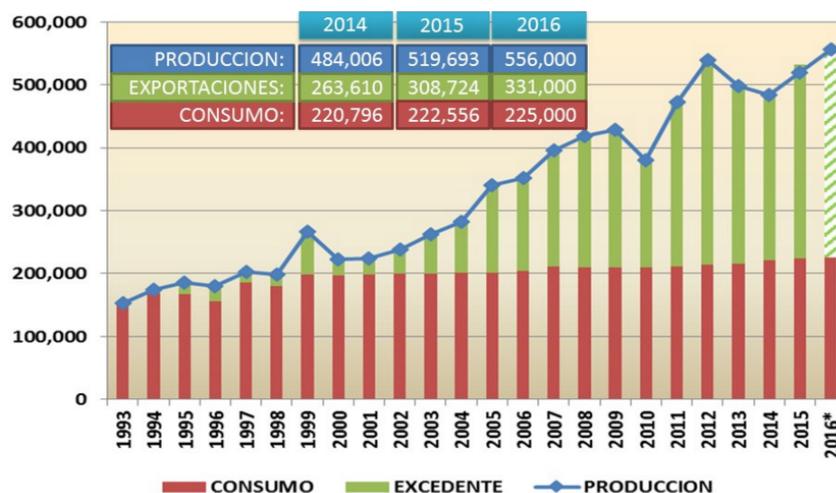


Figura 4: Producción nacional de aceite crudo de palma.

Fuente: FEDEPAL, 2017

Hasta el 2009, en el Ecuador se han sembrado alrededor de 240.000 Ha de palma africana. El costo tanto en siembra como en la parte industrial ascendía a \$ 1.380'230.000, generando un promedio de 168.667 plazas de trabajo directas como indirectas [13]. Según los últimos datos registrados de INEC, hay una superficie sembrada de 369.406 Ha, y una superficie cosechada de 290.343 Ha, teniendo una mayor distribución entre la provincia de Esmeraldas, Los Ríos, y en pequeñas partes de la provincia del Guayas y en varios sectores del oriente ecuatoriano. El país cuenta con un área potencial de siembra de 760.000 Ha, las cuales no comprometen bosques primarios, zonas de reservas o áreas protegidas [24].

Tabla 5:

Datos base del sector de palma en el Ecuador.

Datos relevantes sobre el sector de Palma en el Ecuador		
Superficie sembrada con palma aceitera	240.000	Ha
Inversión Agrícola	\$920'000.000,00	Dólares
Inversión Extracción	\$160'000.000,00	Dólares
Inversión Industrial	\$300'000.000,00	Dólares
Total Sector Agroindustrial	\$1.380'000.000,00	Dólares
Generación de trabajo directo	76.667	Empleos
Generación de trabajo indirecto	92.000	Empleos
Total Empleos	168.667	Empleos

Fuente: Instituto Nacional de Estadísticas y Censos INEC, 2017

La inversión de las extractoras aproximadamente alcanza los USD 250 millones, mientras que por otro lado, la inversión de las industrias alcanza los USD 320 millones., con un total en la inversión de 1.810 millones de dólares. La palma africana es un rubro de alta importancia para el sector agrícola nacional, puesto que su peso en PIB sectorial es de 4,53 %, y el PIB total es de 0,79 %. En el país hay alrededor de 7000 palmicultores, y unas 40 extractoras, y de las cuales, el 27 % son pequeñas, el 65 % medianas y el 8 % son grandes. Se tiene empresas como DANEC, La Fabril, Ales, Epacem, La Joya, y Olitrasa, en donde se cuenta con 6 procesadoras especializadas en aceite, alrededor de 4 en jabonería [13].

1.1.6. Investigación en el sector

Los avances e investigaciones en el sector de la palma africana en gran porcentaje están dirigidos al desarrollo de sus características biológicas. En la actualidad hay dos temas que se encuentran a la cabeza de las investigaciones; primero las investigaciones en lo que respecta a los híbridos (figura 1.5(a)), siendo plantas con mejores características respecto a la adaptabilidad a la zona tropical americana, dando mejores resultados en el fruto y en la resistencia a factores externos. El segundo punto es respecto a la lucha contra el virus de la pudrición de cogollo o “PC”(figura 1.5(b)). Pese a que el interés en las investigaciones descritas es grande y tiene resultados, lo que va respecto a la extracción es muy escaso, y son pocas las empresas o instituciones que desarrollan investigaciones en el tema.



(a) Palma africana híbrida, entre 2 y 3 años de edad. (b) Palma africana afectada por el PC, presentado amarillamiento en las hojas.

Figura 5: Factores de principal investigación sobre palma africana en la actualidad.

Fuente: Vera W., 2015

Al momento, Colombia es uno de los pocos países que tienen partes del sector agroindustrial desarrollando investigaciones sobre los equipos en el proceso de extracción. En el primer congreso palmero latinoamericano, se propuso innovar el proceso de extracción por medio del desfrutado en frío, de tal forma que la esterilización es más sencilla, gastando una menor cantidad de vapor y tiempo.

En el 2002 y 2003 se realizaron ensayos de desespigado manual de los racimos de fruta de palma [12]. Teniendo un fruto desespigado, y el ciclo con presión constante de 20 psi y un

tiempo de 40 minutos, en el proceso de esterilización hay un incremento en la eficiencia basados en un menor consumo de vapor, menor generación de condensados, y niveles de impregnación más bajos por la eliminación del pedúnculo y contenido de aceite [12].

Una mejor propuesta nació para los problemas que se dio en el desespigado, comenzando a ensayar con un desgranador en frío. El nuevo sistema consiste en usar una fracturadora de racimos de las ya conocidas, una trituradora que destroza los raquis en pequeñas partes, sin lastimar las frutas sueltas, esterilizadores verticales tradicionales y luego el paso de toda la masa por el digestor y la prensa de doble tornillo convencional(figura 6).



Figura 6: Vista parcial del fracturado de fruta en la planta de INAL.

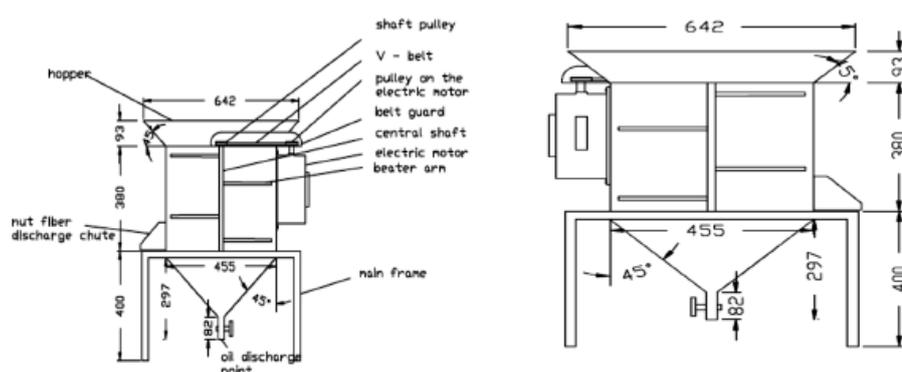
Fuente: Delgado F.C., 2013

La propuesta del INAL, planta AVATAR, usa los mismos equipos de desgranado en frío, esterilizadores horizontales dinámicos y elimina el digestor de fruta, con una prensa de capacidad de 12 Ton/hora. Se identificó que no existen diferencias significativas en las pérdidas de aceite en fibras de prensado modificando las variables de ciclo de esterilización y presión de los conos y tampoco comparándolas con el proceso convencional [12].

Investigación referente a digestión y sus equipos.

En lo referente al desarrollo de digestores de palma, son muy escasas las investigaciones respecto al tema, ya sea que el equipo en si no tiene a donde más cambiar, y se vuelve un estándar dentro de cualquier cambio que tenga la planta, o por el hecho de que no hay un interés en desarrollar nuevos tipos de digestores. Lo que sí se ha desarrollado en baja escala son adecuaciones según el tipo de fruta y la localización que se tenga de la planta.

El departamento de Ingeniería Agrícola y Biorecursos de la Universidad de Nsukka-Nigeria, ha desarrollado un digestor rotativo motorizado (figura 7), el cuál consta de una tolva de alimentación, golpeadores, eje, placa protector, polea en “V”, con un motor eléctrico de 2HP, y tanto la cámara de digestión y el marco del cuerpo fueron diseñados con materiales estándar y de origen local [2].



(a) Vista frontal del digestor.

(b) Vista trasera del digestor.

Figura 7: Vistas de los esquemas del digestor desarrollado en Nigeria.

Fuente: Asoiro F.U., 2013

El análisis de la prueba de rendimiento demostró que su capacidad de producción es de 117,93 Kg/hora con una eficiencia de rendimiento de 64,88 % a una velocidad de funcionamiento óptima de 621,4 rpm. Las tasas de digestión aumenta con la masa de la fruta de palma que se pueda digerir, pero al mismo tiempo, la eficiencia de la máquina disminuye si se aumenta la masa de fruta de palma [2].

Los datos que arrojaron los experimentos realizados dentro del digestor motorizado mostraron que la velocidad óptima de giro es de 21,4 rpm. Los datos también demostraron que hay

una relación inversamente proporcional entre la velocidad de giro y el tiempo de digestión, por lo que a mayor velocidad de giro menos tiempo de digestión. Los resultados que dio en base al rendimiento muestran que la capacidad de digestión y la eficiencia son de 117,93 Kg/hora y 64,88 % respectivamente. En algunos casos, la eficiencia del digestor, aumenta con el aumento de la masa de fruta, mientras que en la mayoría de los casos hay un incremento en la eficiencia del digestor rotativo de aceite de fruto de palma [2].

Investigación referente a prensado y sus equipos.

Uno de los países con investigaciones en el desarrollo de técnicas de prensado, su diseño y modificaciones de los mismos diseños es Nigeria. El departamento de Ingeniería Agrícola y Medio ambiente de la Universidad de Ibadan realizó una investigación sobre la modificación del diseño de una prensa de tornillo gemelo (figura 8). El desarrollo de estas modificaciones en prensas se enfocó la tasa de abrasión que tiene la prensa en un periodo de entre 4 y 6 meses. La prensa con cámara doble fue diseñada con un acero al carbono con tratamiento térmico en base a un diseño previo de la empresa Usine De Wecker [4].

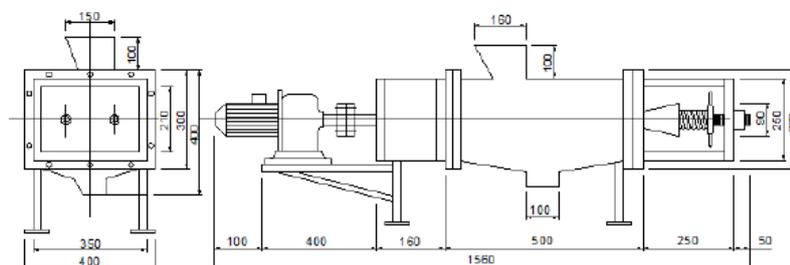


Figura 8: Vista frontal de la prensa diseñada en la Universidad de Ibadan.

Fuente: Bamgboye I.A y Morakinyo T.A., 2012

Se seleccionaron tres molinos de diversas capacidades utilizando el mismo diseño para determinar la tasa de abrasión durante el periodo de tiempo establecido. Los resultados se compararon con la tasa de abrasión de la nueva máquina. La prensa ha sido diseñada con una eficiencia del 98,6 % y una capacidad de 0,86 toneladas por día. Las tasas de abrasión de estas máquinas mayor tiempo de funcionamiento se determinaron en 66 %, 64 % y 60 % para 6, 3 y 1,5 toneladas respectivamente. La tasa de abrasión de los ejes se redujo en un promedio de 63,3 %

a 12,6 % mediante el uso de un acero de alto carbono en lugar de acero de bajo carbono. La relación de extracción se ha aumentado de 14,0 % a 16,8 % [4].

1.2. Definición del problema

En la actualidad, el sector de palma africana a nivel nacional tiene varias preocupaciones, entre las cuales se encuentran la baja en los precios del aceite rojo de palma (figura 9), así como la propagación del virus de pudrición de cogollo. Haciendo frente a estos inconvenientes, se ha buscado formas de tener una mayor producción con un mínimo de inversión, y al mismo tiempo encarar la amenaza de virus.

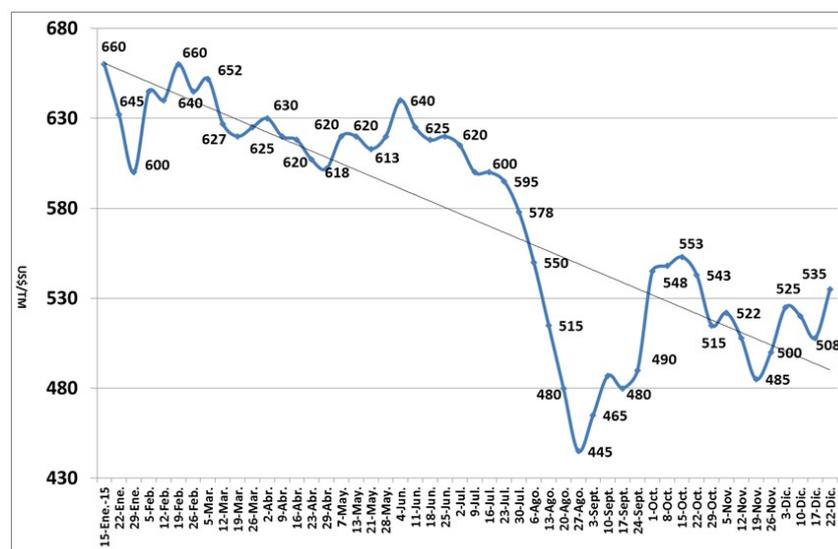


Figura 9: Precio internacional del aceite crudo de palma FOB Indonesia.

Fuente: FEDEPAL, 2017

Al momento las varias alternativas que hay como sustitutos para el aceite rojo son uno de los factores que más interfieren en la variación del precio, así como factores de plagas, y costos internacionales por una sobreproducción de países con mayor producción de aceite y con una mayor tasa de comercialización(figura 10).

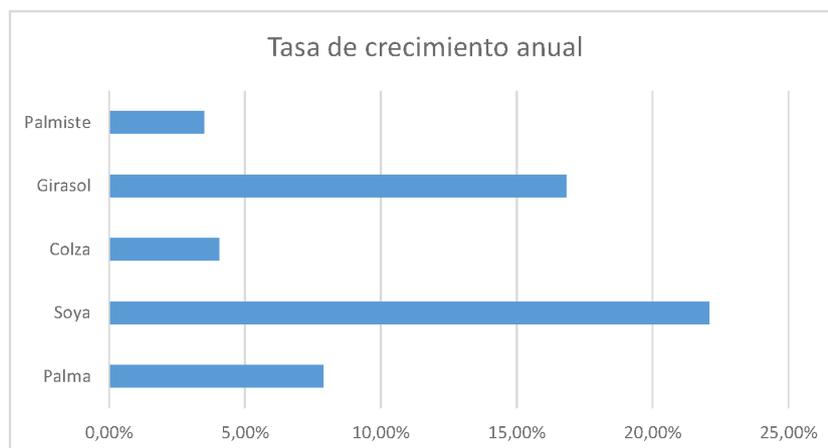


Figura 10: Tasa de crecimiento en la producción de diferentes oleaginosas.

Fuente: Indexmundi, 2017

Como respuesta a los problemas descritos, se ha comenzado con las plantaciones de palma africana híbrida. El sembrío de estas plantaciones va en aumento, y se estima que en un futuro un gran porcentaje de las plantaciones del país cuenten con este tipo de plantas en su haber. El sector industrial se mantiene escéptico respecto a los híbridos, aludiendo que tiene una producción baja en relación a la superficie sembrada. El problema radica en que las plantas extractoras se encuentran diseñadas para un tipo de planta, que tienen propiedades diferentes a las híbridas y que influyen en gran medida en el proceso de extracción.

Con el presente proyecto se pretende tener un diseño nacional para la extracción de aceite rojo de palma africana híbrida, considerando las características propias de la planta, y con el cual no se generen pérdidas dentro del proceso productivo, generar una contribución al desarrollo de tecnología dentro del país, obtener mejores ganancias pese a los bajos niveles en los precios internacionales, manteniendo la competencia del aceite ecuatoriano, y ser un aporte para el cambio de la matriz productiva nacional.

1.3. Objetivos

1.3.1. General

- Diseñar un digestor para malaxación de frutos de palma, y una prensa de tornillo gemelo para los subsistemas de digestión y prensado dentro del proceso de extracción de aceite rojo de palma africana, con una capacidad de 15 Ton-hora.

1.3.2. Específicos

- Diseñar el digestor, así como la prensa de tornillo gemelo para extracción de aceite, con criterios y requerimientos para cumplir un diseño nacional.
- Realizar las simulaciones para la verificación de los parámetros utilizados dentro del diseño y la evaluación de los mismos.

1.4. Alcance

El presente proyecto comprende el diseño básico y de detalle de un digestor para malaxación de frutos de palma, y una prensa de tornillo gemelo para los subsistemas de digestión y prensado dentro del proceso de extracción de aceite rojo de palma africana, con una capacidad de 15 Ton-hora. Previamente se realizará el estudio del proceso de digestión y prensado y los factores que influyen en la extracción de aceite rojo de palma, con el objeto de realizar el diseño adecuado en base a las condiciones de extracción a nivel nacional, la cantidad de procesamiento y las características de la fruta a nivel nacional.

En base al diseño de los equipos, se dimensionará los motorreductores y la caja reductora, que permitan una velocidad de giro adecuada del conjunto eje-paletas del digestor y de los tornillos gemelos de la prensa. Se diseñará o seleccionará las estructuras auxiliares, equipos e instrumentos que forman parte del proceso de digestión y prensado. Se brindará información sobre la operación y mantenimiento del digestor y prensa, para que los dos sistemas sean adecuadamente controlados por los operarios. Adicionalmente se incluirá información sobre las

simulaciones a las que se pueda someter el diseño de los dos equipos, de forma que se pueda comprender de una forma más realista las condiciones de trabajo del digestor y prensa.

1.5. Justificación e importancia

El proyecto se sustenta en que la industria aceitera en el Ecuador, en la cual actualmente se está dirigiendo a procesos de extracción más óptimos, concepto que promueve la adquisición de maquinaria más adaptada a los procesos y frutos dentro del país, con altos niveles de producción, con una reducción de pérdidas por maquinaria y procesos, y con un mejor manejo por medio de control automatizado.

Con la implementación de digestores que ajustan las variables de trabajo como presión y temperatura así como la velocidad de giro, en donde la temperatura debe mantenerse entre 80 y 90 °C, y la velocidad de giro del eje esta entre 26 y 30 rpm, y teniendo en cuenta para todo esto el tipo de fruta que ingresa, pues la vida útil de las aspas en un 40 % se reduce si los tamaños y contenidos varían.

Se plantea una forma distinta de extracción, que no se aleje de los parámetros básicos de diseño, pero que así como evitará pérdidas dentro del proceso de extracción; ya sea pérdidas de producto y de tiempo, sea una forma que integre mejor los parámetros que involucren las condiciones y características propias de los frutos nacionales, con lo cual no solo se evite errores y pérdidas, sino que se repotencie el sistema de producción aceitero.

Proyectos como este, dentro de nuestro país no han sido investigados con profundidad por parte de las universidades, institutos que deberían encargarse de proyectos de desarrollo industrial y mucho menos por las empresas privadas, pese que en la actualidad el gobierno incentiva a las empresas para el desarrollo tecnológicos a nivel industrial, siendo parte del cambio de la matriz productiva nacional. Sin lugar a dudas, este es un planteamiento innovador y comprobablemente viable para combatir las pérdidas económicas en el sector del aceite rojo a nivel nacional. Es sustentable en lo económico, en lo social y en lo ambiental. Además de tener enormes beneficios en términos de generación de trabajo e innovación del sector industrial a nivel nacional.

Tener un diseño nacional de un digestor y una prensa para el proceso de extracción de aceite rojo, es una idea validera para complementar los proyectos sustentables de la industria, pues en la actualidad se busca formas de producción alternativa que remplace el uso de maquinaria extranjera que trabaja para condiciones aproximadas, que contienen márgenes de error respecto a los nacionales, y que maximizan las pérdidas dentro del proceso productivo.

Capítulo 2

MARCO TEÓRICO

2.1. Estado del Arte

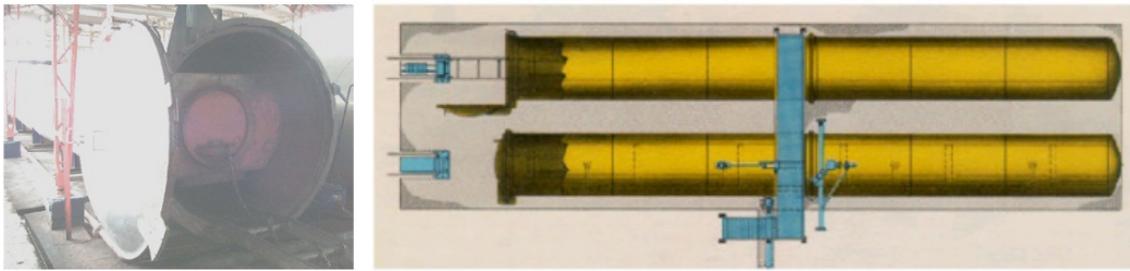
2.1.1. Proceso de producción de aceite de palma africana

El proceso completo de extracción, así como la cadena productiva de la palma de aceite se pueden apreciar en los Anexos A.1 y A.2 respectivamente. A continuación, se describen los procesos más relacionados al desarrollo del proyecto.

2.1.1.1. Esterilización de la fruta

Esta sería la primera etapa en si del proceso de producción, y posiblemente la más importante del proceso de extracción de aceite de palma [1]. En el esterilizado se busca:

- Inactivar las enzimas que causan el desdoblamiento del aceite y en consecuencia el incremento del porcentaje de ácidos grasos libres.
- Acelerar el proceso de ablandamiento de los tejidos de la pulpa para lograr el fácil rompimiento de las celdas de aceite durante los proceso de digestión y prensado.
- Deshidratar parcialmente las almendras contenidas en la nuez, para facilitar su recuperación posterior.



(a) Vista frontal del esterilizador de palma. (b) Vista superior de un conjunto de esterilizador de palma.

Figura 11: Esterilizador de palma africana.

Fuente: Wambeck N, 1999

El proceso de esterilización se lleva a cabo, generalmente sometiendo los racimos de fruto fresco de palma a la acción de vapor de agua en recipientes cilíndricos horizontales o denominados autoclaves, en donde los factores principales son el tiempo de cocción y la temperatura, dependiendo del tamaño de los racimos y del grado de madurez del racimo [39].

El tiempo de cocción es de 90 minutos dentro del autoclave de los cuales se aplican lo que se denomina pico, los primeros 45 minutos se procede a eliminar el aire y bajar y subir la presión 5, 10 y 15 minutos para finalmente tener un pico a presión constante de 45 psi y una temperatura aproximada de 147 °C para luego utilizar los últimos 15 minutos en cargue y descargue del esterilizador. Se pierde 1 % de humedad y grasa [3] [1].

2.1.1.2. Desfrutado

Por medio de un tambor rotatorio se procede al desprendimiento del fruto de los racimos, y posteriormente los frutos serán enviados al digestor para la siguiente etapa del proceso, mientras que el racimo se transporta al campo para ser utilizado como abono orgánico. Se produce el racimo vacío como desecho que representa 23 % sobre fruta [3].



(a) Equipo utilizado para la desfrutación.



(b) Tambor desfrutador de palma.

Figura 12: Desfrutado de la palma africana.

Fuente: FEDEPALMA Y CINEPALMA, 2017

2.1.1.3. Digestión

Una vez esterilizado el fruto, este es depositado en un cilindro denominado digestor, el cual consta de unas paletas con las que se va a macerar el fruto por medio de la agitación circular, además se le aplica vapor a 45 psi, esto ayuda a que las células de aceite se desprendan del fruto y la recuperación del aceite en el prensado se lo más eficiente [1].



Figura 13: Digestor de palma conectado a la prensa en la continuación del proceso de extracción.

Fuente: Wambeck N, 1999

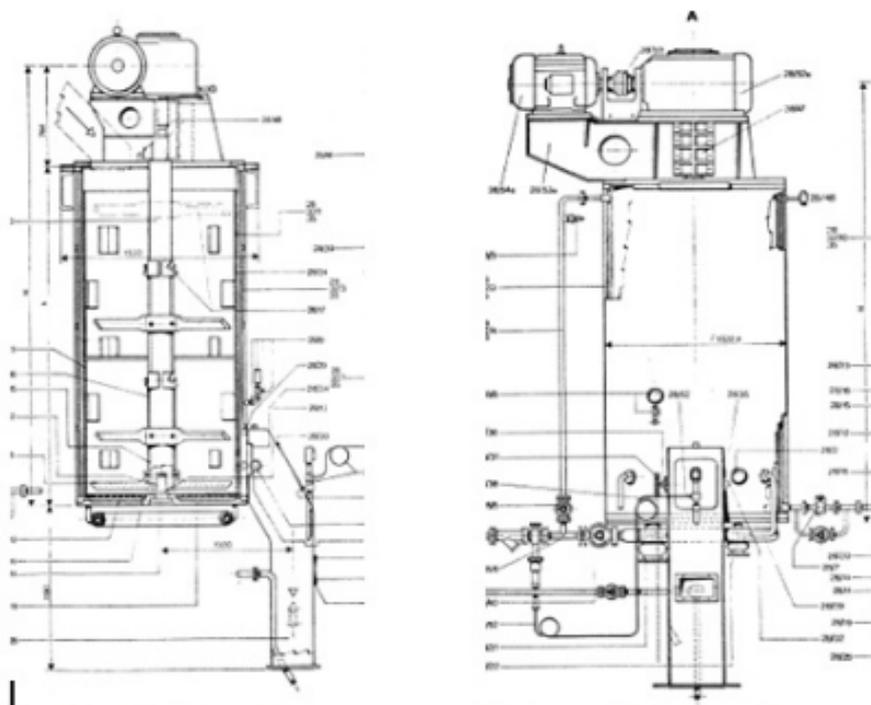


Figura 14: Vista interior y exterior de un digesor.

Fuente: Wambeck N, 1999

2.1.1.4. Prensado

El fruto una vez ha pasado por el proceso de digestión se procede a prensarlo. En esta etapa se le aplica agua a la salida del digesor y en la parte inferior de la prensa con el fin de lavar las fibras y lograr que la extracción del aceite sea lo más eficiente posible y mantener las pérdidas de aceite dentro de los estándares, además de dar la dilución adecuada para realizar la separación en la sección de clarificación. La eficiencia del prensado depende de dos factores; la presión adecuada aplicada a los conos de los tornillos y el estado de desgaste de canastas, tornillos y conos, además de la buena digestión que se hizo [1].

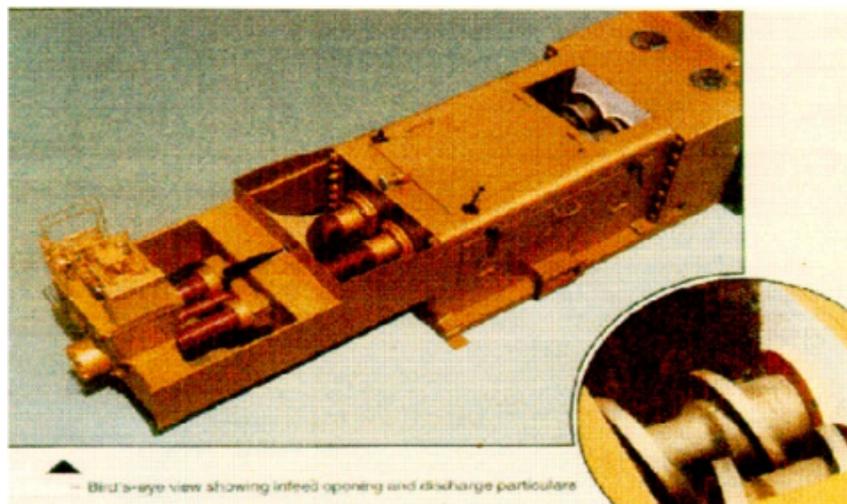


Figura 15: Prensa de capacidad de procesamiento de 15 Ton/hora.

Fuente: FEDEPALMA Y CINEPALMA, 2017

Del prensado se producen dos efluentes, uno sólido y otro líquido, el sólido está compuesto por la semilla del fruto y las fibras producidas en el proceso de prensado, el líquido va a ser una mezcla aceite-agua-lodos. Representa 60 % sobre fruta, además se produce 6 % de semilla (4 % almendra y 2 % de cáscara) el 9 % es fibra [1].

2.1.2. Agitadores o mezcladores

Dentro de los procesos de ingeniería, la agitación y el mezclado son dos procesos muy comunes. La agitación básicamente es el movimiento que se genera en un material de una forma en específico, principalmente por medio de un equipo que genera un movimiento circulatorio. Por otro lado, el mezclado consiste en la homogenización de dos o más materiales que un inicio estaban separados. Dentro de los agitadores o mezcladores existen tres tipos, mismos que se relacionan a los tres tipos de flujos fundamentales.

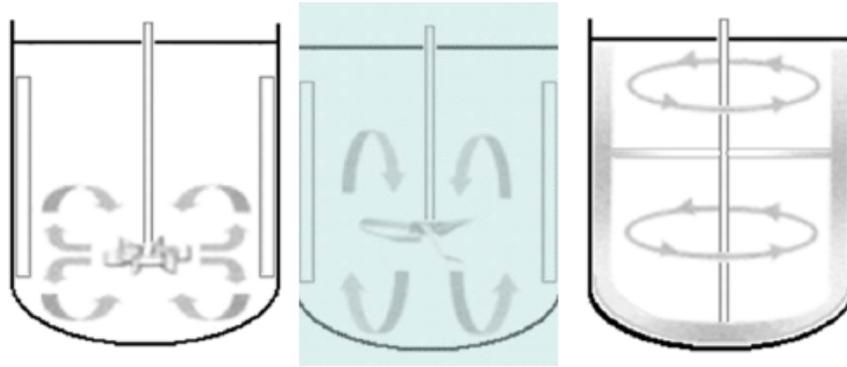


Figura 16: Diferentes configuraciones de agitadores según sus flujos (de izquierda a derecha), flujo radial, flujo axial y flujo tangencial.

Fuente: Castillo V., 2013

2.1.2.1. Agitadores de flujo axial

En este tipo de agitadores el flujo comienza desprendiéndose en un ángulo de 45° desde la paleta, retornando al centro de las palas de manera paralela al eje de giro. El número de Reynolds en este tipo de agitadores está entre los 200 y 600 Reynolds, y siendo este factor el que influye en el flujo, puesto que a medida que disminuye el flujo se convierte en radial. El rango de revoluciones está entre las 1150 y 1750 rpm a transmisión directa, y con transmisión de engranes está entre las 350 y 420 rpm [7].

2.1.2.2. Agitadores de flujo radial

Como su nombre lo indica este tipo de agitador tiene un flujo radial, el cual se debe a que las aspas o paletas se encuentran paralelas al eje del motor. Este tipo de agitadores genera flujo radial para cualquier número de Reynolds, y terminan proporcionando una alta velocidad tangencial y una baja capacidad de impulsión, lo cual no resulta conveniente, puesto que a nivel industrial se busca lo contrario, por lo que este tipo de agitadores es muy raro su uso [7].

2.1.2.3. Agitadores de flujo paso cerrado

La principal característica de este tipo de agitadores es que trabajan muy cerca de la pared del tanque o estanque, y resultan altamente eficientes para fluidos de alta viscosidad [7].

2.1.2.4. Aplicaciones de los agitadores

Dentro de la industria son varios los servicios o aplicaciones a los cuales se puede poner los agitadores, todo dependerá del tipo de proceso a emplear. Algunas de las aplicaciones de los agitadores son: homogenización de un fluido, suspensión de un sólido en un fluido, emulsión de dos fluidos insolubles, inyección de gas en un fluido, intercambio térmico entre un fluido y superficie de enfriamiento, fermentación, cristalización, hidrogenación [7].

2.1.3. Impulsores

Existe una gran variedad de impulsores, pero son tres los más usados a nivel industrial por el hecho de que mejor cubren las necesidades requeridas. Estos tipos de impulsores son de palas, turbinas y hélices.

2.1.3.1. Impulsores de pala

Las palas en este caso son palas planas, aunque en algunos casos es posible tener cierto grado de inclinación, pero por lo general su posición es vertical. Las velocidades a las que giran estos impulsores son bajas o moderadas en el centro del estanque. Las velocidades a las que gira este agitador son de entre 20 a 150 rpm. En estanques que tengan este tipo de agitadores, si se encuentran a velocidades altas se hace necesario el uso de placas deflectoras, lo que evita que el fluido se desplace en bloque. Dentro de este tipo de impulsores hay una clasificación más. Existen impulsores de pala tipo :de pala tipo ancla, de pala tipo paleta o rejilla [7].

2.1.3.2. Impulsores de hélice

En este tipo de agitadores se tiene un flujo axial, en el cual se trabaja a altas velocidades y con fluidos de bajas viscosidades. Las velocidades a las que trabaje el impulsor dependerá del

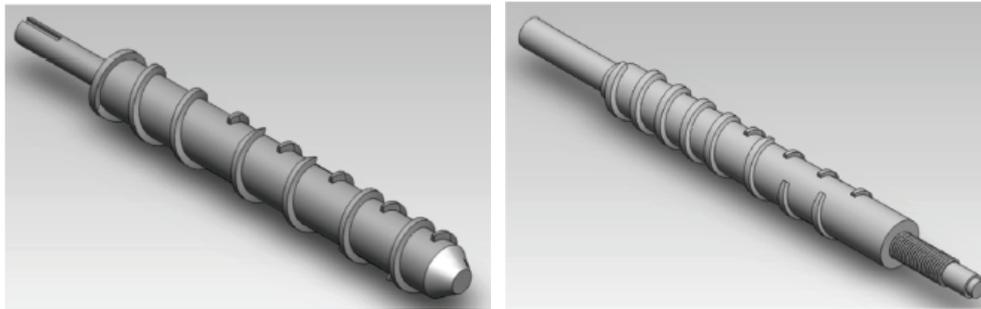
tamaño de la hélice, siendo que tendrá velocidades de entre 1150 a 1750 rpm si es una hélice pequeña, cao contrario las velocidades serán de entre los 400 y 800 rpm. El régimen que se alcanza es turbulento por lo que el líquido estancado dentro del estanque es arrastrado en sí [7].

2.1.3.3. Impulsores de turbina

Este tipo de impulsores pueden trabajar en un amplio rango de viscosidades, y a velocidades bajas de entre 100 a 300 rpm, así como velocidades altas entre 300 y 1000 rpm. Las principales corrientes en este impulsor son tangenciales y radiales, y donde los componentes tangenciales son los que generan la formación de vórtices y remolinos, con lo cual se aconseja el uso de placas deflectoras. Los impulsores de turbina tienen su propia clasificación, y pueden ser: de turbinas hojas planas, de turbinas tipo hojas inclinadas, de turbina tipo hojas curvas, de turbina tipo hojas planas con disco [7].

2.1.4. Husillo o Tornillo de potencia

Dentro del proceso de prensado, el tornillo tiene la función de comprimir la masa que ha ingresado dentro de la prensa y realizar la separación de aceite y torta. Dentro del diseño del tornillo puede haber dos alternativas, la una es el diseño de un tornillo de paso variable y altura constante, la segunda, un tornillo de paso constante y altura variable. El diseño del tornillo se realiza como un tornillo de potencia, ya que también hay tornillos o husillos que son diseñados simplemente para el transporte de material en la industria [36].



(a) Tornillo con paso variable y altura constante. (b) Tornillo con paso constante y altura variable.

Figura 17: Husillos o tornillos de potencia para prensas de extracción.

Fuente: Santos A., 2013

Los tornillos de potencia se utilizan por lo general para cambiar el movimiento angular por movimiento lineal y usualmente para transmitir potencia, pero se puede especificar mejor los usos del tornillo de potencia:

- Se puede obtener una ventaja mecánica mayor con objeto de levantar pesos, como en el caso de los gatos del tipo de tornillo de los automóviles.
- Ejercer fuerzas de gran magnitud, como en los compactadores caseros o en prensas industriales.
- Obtener un posicionamiento preciso de un movimiento axial, como en el tornillo de un micrómetro o en el tornillo de avance de un torno.

Sea cual sea la aplicación del tornillo, se utiliza un par de torsión en ambos lados del tornillo generado por medio de un conjunto de engranes, creando una carga sobre el dispositivo. En los tornillos de potencia se usa el perfil de rosca Acme de forma general [21].

Capítulo 3

DISEÑO DEL DIGESTOR

3.1. Diseño Básico

3.1.1. Preliminares

El digestor está estrictamente ligado a la prensa, con lo cual se puede hablar de los dos como una unidad de extracción única. La eficiencia que muestran estos dos equipos es única por lo que es el sistema más utilizado para extracción de aceite.

Los digestores pueden ser fabricados en diferentes capacidades, que van desde los 600 lts hasta los 3500 lts, y en algunos casos hasta los 5500 lts, incorporando después una reserva de frutas. Los más usados en conjuntos con la prensa de tornillo gemelo son los de 2800 lts, 3200 lts, y 3500 lts. Los digestores estándar se encuentran equipados con un dispositivo de inyección de vapor en la mayoría de los casos, y si no con una camisa de vapor (3 bars.g. g o 42-45 psi). Los digestores pueden estar equipados con un recubrimiento de acero inoxidable y con una base en el mismo material en lugar de usar piezas de acero suave [45].

Para poder garantizar óptimos resultados de la digestión se recomienda el uso de un dispositivo de control automático para medir el nivel del digestor [45]. Otro factor importante en el proceso de digestión es la temperatura, la cual debe mantenerse a 95°C, con lo cual es recomendable el uso de una válvula para el control de la inyección de vapor dentro del digestor y así mantener la temperatura.

En el manejo solo de tres conjuntos de brazo, para garantizar un buen funcionamiento del di-

gestor, este debe operar siempre lleno, y trabajar en temperaturas de 95°C, aunque en la práctica se permite temperaturas entre el rango de los 95-100°C [45]

3.1.2. Parámetros de diseño

En la tabla 6, se tienen los parámetros de diseño para el digestor tomando en cuenta su función, sus dimensiones, sus materiales, la seguridad, tanto para el operario como del equipo y su mantenimiento.

Tabla 6:

Especificaciones para el diseño del digestor de frutos de palma africana.

Digestor de 15 toneladas hora para el proceso de extracción de aceite rojo de palma	
Especificaciones	
Concepto	Descripción
Función	Obtener una mezcla homogénea de la pulpa de fruto de palma africana
	Operación del digestor por lotes.
	Facilidad de evacuación de mezcla.
Dimensiones	Capacidad de tanque de 3500 litros.
	Un solo eje centrado para agitación.
	Uso de placas deflectoras.
	Un impeller para evitar sedimentación de la pulpa de fruto de palma africana
	Conjunto de 3 impellers para la agitación de pulpa de fruto de palma africana
Energía	Motor eléctrico
Materiales	Estructura en acero A36 con recubrimiento anticorrosivo para soporte del sistema de transmisión.
	Recipiente de acero al carbono con recubrimiento anticorrosivo
Vida útil y mantenimiento	Vida útil de 15 años
	Mantenimiento preventivo programado
Seguridad y ergonomía	Dimensiones acorde a los espacios dentro de la planta de extracción.
	Alta confiabilidad

3.1.3. Esquema base del digestor

En la figura 18 se aprecia el esquema del digestor de fruto de palma africana. En la figura 19 se tienen los elementos a considerar en el presente estudio tales como: impellers, eje de

mezclado, motor eléctrico, reductor de velocidad, acoplamiento flexible, tanque de digestión, bastidor, rodamiento de soporte.

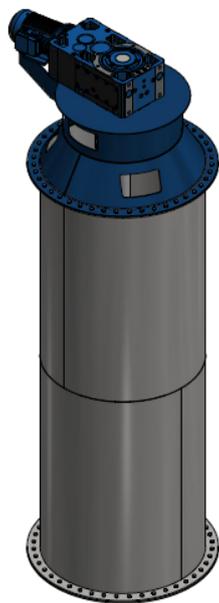


Figura 18: Esquema base del digester de fruto de palma africana.

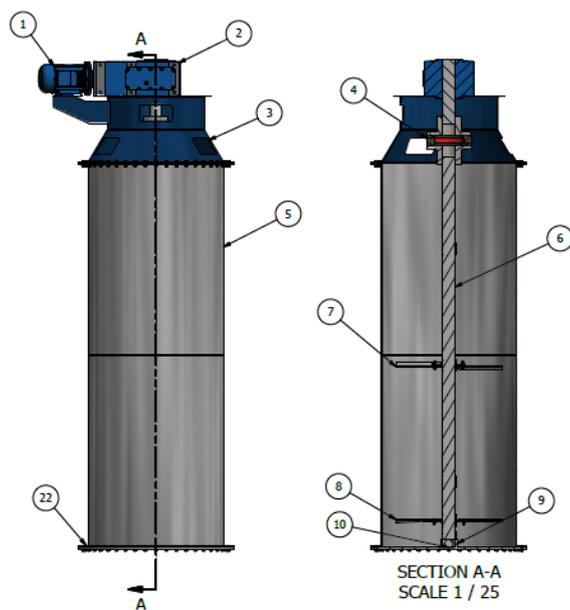


Figura 19: Esquema base del digester de fruto de palma africana.

En la tabla 7 se tiene los elementos numerados en las anteriores figuras.

Tabla 7:

Elementos de estudio del digestor de palma africa.

Ord	Elemento
1	Motor eléctrico
2	Reductor de velocidad
3	Bastidor
4	Acoplamiento Flexible
5	Tanque de digestión
6	Eje de mezclado
7	Agitador
8	Impulsor
9	Tapa inferior del tanque
10	Rodamiento de bola
22	Pernos de sujeción

3.1.4. Alternativas de diseño

Se divide al digestor en varios subsistemas que requieren realizar un estudio de las alternativas de diseño. Los subsistemas considerados son: conjunto eje de mezclado-impellers, sistema de transmisión.

Eje de mezclado

Para el diseño del eje de mezclado se dan tres alternativas.

Alternativa A: Eje macizo con dimensiones comerciales de acero al carbono con resistencia a la corrosión y altos torques.

Alternativa B: Eje macizo con dimensiones comerciales de acero aleado con resistencia a altos torques.

Alternativa C: Eje hueco de acero al carbono con resistencia a la corrosión y altos torques.

La alternativa A es un diseño más sencillo por ser un eje macizo y no requerir definir otras dimensiones como en un eje hueco en donde se requiere determinar diámetro interno y externo. Este eje se ve más afectado a la corrosión por las condiciones de trabajo en el interior del digestor.

La alternativa B es más resistente a la corrosión que un eje de acero al carbono por la composición propia del material. Este tiene un costo más elevado que el de un eje de acero al carbono.

La alternativa C tiene un mayor momento de inercia, con lo que reacciona mejor a torques elevados, y sus costos son bajos en comparación a un eje hueco de acero inoxidable, pero resulta difícil acoplar más elementos al eje como matrimonios o juntas en las que se requiere el uso de chavetas o soldaduras.

Impellers de agitación

Los impellers de agitación deben generar un flujo axial y radial, para lo cual se tiene dos alternativas:

Alternativa A: Impeller tipo turbina de palas inclinadas con 45° de inclinación.

Alternativa B: Impeller tipo turbina de hojas planas y disco.

La alternativa A tiene un flujo radial y axial. Se utiliza especialmente para homogenizar y mejorar la transferencia de calor con las paredes del tanque y la mezcla.

La alternativa B tiene flujo radial y axial. El disco que posee produce un efecto de estabilidad. Su diámetro cubre entre un 30 y 50 % del diámetro del tanque.

Alternativa para impeller de barrido. La selección del impeller ubicado en el fondo del tanque del digestor para realizar una operación de barrido es diferente. Para este impeller se recomienda un impeller tipo hidrodinámico, que produce un excelente flujo axial y de bajo cizallamiento sobre la mezcla, lo que significa un bajo consumo de potencia por parte del mismo. El modelo más usado para este tipo de trabajo es el impeller hidrodinámico HE3 Chemineer, el cual se ilustra en la figura 18.

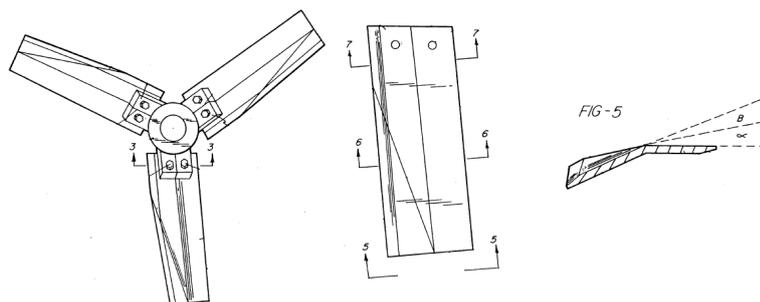


Figura 20: Impeller hidrodinámico tipo HE3 Chemineer.

Este impeller se constituye por curvas simples, que facilitan su escalado. Además, tiene un alto rendimiento de flujo axial con un bajo consumo de potencia.

Selección de la alternativa para el conjunto eje de mezclado-impellers

Los criterios de evaluación que se considera más determinantes son:

- a) Facilidad de diseño, construcción y montaje.
- b) Alta fiabilidad.
- c) Costo.

En la tabla 8 se observa la evaluación del peso específico de cada uno de los criterios:

Tabla 8:

Evaluación del peso específico de cada criterio para el conjunto eje de mezclado-impellers.

Criterio	a	b	c	Suma	Ponderación
a		1	5	6	0,35
b	1		10	11	0,64
c	1/5	0		0,3	0,02
Total				17,3	1

En las tablas 9, 10 y 11, se puede observar el peso específico de los criterios de forma individual:

Tabla 9:

Evaluación del peso específico del primer criterio para el eje de mezclado.

	A	B	C	Suma	Peso
A		10	10	20	0,66
B	0		10	10,1	0,33
C	0	0		0,2	0,01
Total				30,3	1

Tabla 10:

Evaluación del peso específico del segundo criterio para el eje de mezclado.

	A	B	C	Suma	Peso
A		1/5	5	5,2	0,32
B	5		5	10	0,61
C	1	1/5		1,2	0,07
Total				16,4	1

Tabla 11:

Evaluación del peso específico del tercer criterio para el eje de mezclado.

	A	B	C	Suma	Peso
A		10	5	15	0,87
B	0		1	1,1	0,06
C	1/5	1		1,2	0,07
Total				17,3	1

En la tabla 12 se puede observar la prioridad que tiene cada una de las alternativas:

Tabla 12:

Tabla de conclusiones de la selección de alternativas del eje de mezclado.

	a	b	c	Suma	Prioridad
A	0,23	0,20	0,02	0,45	2
B	0,12	0,39	0,00	0,50	1
C	0,00	0,05	0,00	0,05	3

En las tablas 13, 14 y 15 se puede observar el peso específico de los criterios en forma

individual para la selección de los impellers.

Tabla 13:

Evaluación del peso específico del primer criterio para el impeller.

	A	B	Suma	Peso
A		5	5	0,96
B	1/5		0,2	0,04
Total			5,2	1,00

Tabla 14:

Evaluación del peso específico del segundo criterio para el impeller.

	A	B	Suma	Peso
A		1	1	0,50
B	1		1	0,50
Total			2	1,00

Tabla 15:

Evaluación del peso específico del tercer criterio para el impeller.

	A	B	Suma	Peso
A		10	10	0,99
B	0		0,1	0,01
Total			10,1	1,00

En la tabla16 se ven la prioridad de las dos alternativas de impellers.

Tabla 16:

Tabla de conclusiones de la selección de alternativas del impeller.

	a	b	c	Suma	Prioridad
A	0,33	0,32	0,02	0,67	1
B	0,01	0,32	0,00	0,33	2

Las mejores alternativas para el diseño del conjunto eje de mezclado-impellers es un eje macizo con dimensiones comerciales de acero aleado con resistencia a altos torques e impellers tipo turbina de palas inclinadas con 45° de inclinación.

Sistema de transmisión

Para el sistema de transmisión se tienen dos alternativas:

Alternativa A: Sistema de transmisión con conexión directa entre el motor y la caja reductora de velocidad.

Alternativa B: Sistema de transmisión con conexión por medio de bandas a la caja reductora de velocidad.

La alternativa A tiene cierta facilidad de diseño y montaje, además que permite obtener la velocidad requerida para el funcionamiento de los impellers. Su desventaja es un mayor costo que la alternativa B, además que resulta algo difícil la búsqueda del sistema adoptivo que permite obtener la velocidad y potencia requerida.

La alternativa B como se dijo, es mucho más barato que la alternativa A, además que se puede tener un diseño con mayor distancia entre centros facilitando el diseño. Al ser las bandas elementos flexibles que pueden deslizarse sobre las poleas, no es posible obtener una velocidad constante en el eje de mezclado.

Selección del sistema de transmisión

Para la selección del sistema de transmisión se aplican los mismos criterios de evaluación, con lo que la evaluación de los pesos específicos de cada uno de los criterios es igual en este caso.

En las tablas 17, 18 y 19 se puede observar el peso específico de los criterios en forma individual.

Tabla 17:

Evaluación del peso específico del primer criterio para el sistema de transmisión.

	A	B	Suma	Peso
A		1	1	0,5
B	1		1	0,5
Total			2	1

Tabla 18:

Evaluación del peso específico del segundo criterio para el sistema de transmisión.

	A	B	Suma	Peso
A		5	5	0,96
B	1/5		0,2	0,04
Total			5,2	1

Tabla 19:

Evaluación del peso específico del tercer criterio para el sistema de transmisión.

	A	B	Suma	Peso
A		1/5	0,2	0,04
B	5		5	0,96
Total			5,2	1

En la tabla20 se ven la prioridad de las dos alternativas del sistema de transmisión.

Tabla 20:

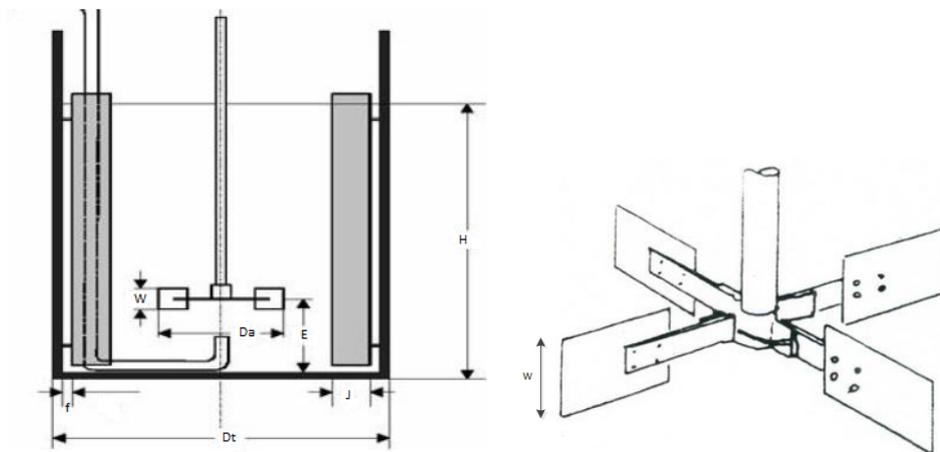
Tabla de conclusiones de la selección de alternativas del sistema de transmisión.

	a	b	c	Suma	Prioridad
A	0,17	0,61	0,00	0,79	1
B	0,17	0,02	0,02	0,21	2

Por medio de la matriz se selecciona un sistema de transmisión con motor eléctrico con una conexión directa a la caja reductora de velocidad.

3.1.5. Dimensiones Generales del impeller

En el diseño de un agitador o impulsor existen algunas variables a considerar como, por ejemplo: diámetro del tanque (D_T), diámetro del impeller (D_i), altura de mezcla (H), ancho de las placas deflectoras (J), distancia desde el fondo del estanque hasta el impulsor (E) [7].



(a) Vista frontal del tanque e impulsor. (b) Detalle de impulsor de 4 paletas planas.

Figura 21: Dimensiones básicas para el diseño de un impulsor.

$$\frac{H}{D_T} = 2,5 \quad (3.1)$$

$$\frac{W}{D_i} = 0,25 \quad (3.4)$$

$$\frac{D_T}{D_i} = 3 \quad (3.2)$$

$$\frac{J}{D_T} = 0,1 \quad (3.5)$$

$$\frac{D_T}{E} = 3 \quad (3.3)$$

$$\frac{f}{D_i} = 0,02 \quad (3.6)$$

Las relaciones anteriores pertenecen a un modelo estándar en el inicio del estudio de un proceso de agitación. No obstante, la mejor configuración dependerá del proceso que se vaya a llevar a cabo, y basarse en un modelo estándar puede restringir a investigación a cabo.

Relaciones para el impeller hidrodinámico.

El diseño de impellers hidrodinámicos no consta con relaciones geométricas preestablecidas, y más bien su geometría se establece por medio de la aplicación de la dinámica computacional sobre un modelo propuesto [22].

El impeller hidrodinámico puede adoptar los valores de diámetro y ancho del impeller definidos anteriormente. Lo importante es determinar los ángulos de ataque del impeller, los cuales generan una concavidad en el aspa del impeller y optimizan el proces [14].

En la figura se puede observar que los ángulos de ataques para un impeller hidrodinámico tipo HE3 Chemineer son dos, en donde alfa tiene un valor de 25° y beta un valor de 30° , ambos para suspensión de sólidos [14].

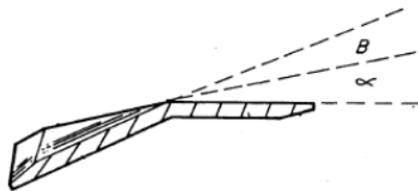


Figura 22: Ángulos de ataque del impeller hidrodinámico HE3 Chemineer.

En la figura y en la figura se puede observar la configuración base de los impellers del digestor.

3.1.6. Datos de entrada

Según el manual Wambeck de extracción de aceite de palma, el volumen del digestor esta en 3500 litros para capacidades de 15 toneladas hora [45]. Si sabemos que el la fórmula de volúmen es igual a:

$$V_D = \frac{\pi}{4} D_T^2 H \quad (3.7)$$

Reemplazando la relación entre diámetro del tanque y la altura de mezcla, tenemos:

$$D_T = 1,212[m]$$

$$H = 3,031[m]$$

Según la relación geométrica del modelo base, el diámetro del agitador es el 30 % del diámetro del tanque, pero los impulsores de paletas pueden tener un diámetro de entre 50 y 80 % del diámetro del tanque [35]. Para poder abarcar la mayor cantidad de mezcla, el diámetro del impeller será del 80 % del diámetro del tanque [35].

$$D_i = 0,8 \times D_T \quad (3.8)$$

$$D_i = 0,970[m]$$

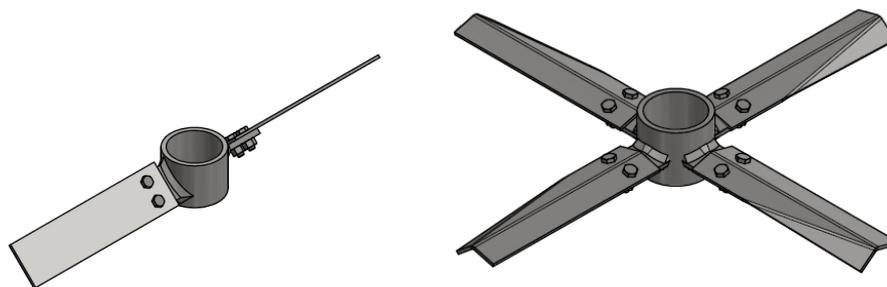
Con los datos anteriores se tiene:

Tabla 21:

Semejanzas geométricas del digestor

D_i	E	W	J	f
0,970 [m]	0,40 [m]	0,242 [m]	0,121 [m]	0,024 [m]

En las figuras se puede observar la configuración preliminar de los impulsores, considerado su diámetro y el ancho de pala.



(a) Impeller tipo turbina con palas inclinadas. (b) Impeller hidrodinámico tipo HE3 Cheminer.

Figura 23: Configuración de los dos impulsores usados en el digestor.

3.1.7. Números adimensionales para cálculo de potencia.

Número de Reynolds (Re)

Este número es una expresión adimensional que permite caracterizar el movimiento del fluido. Por medio del número de Reynolds se puede determinar la presencia o ausencia de turbulencia en un fluido que se encuentra en agitación [5].

$$Re = \frac{ND_i^2\rho}{\mu} \quad (3.9)$$

Donde:

N ... es la velocidad de rotación.

ρ ... es la densidad del fluido.

μ ... es la viscosidad.

Número de potencia (Np)

El número de potencia es proporcional a la relación entre la fuerza de rozamiento que actúa sobre una unidad de área del impulsor y la fuerza de inercia. Si dentro de nuestro tanque tenemos el uso de placas deflectoras, existe una buena correlación entre el número de Reynolds y el número de potencia, y si el flujo es turbulento el valor de este número es una constante [5].

$$N_p = \frac{Po}{N^3 D_i^5 \rho} \quad (3.10)$$

Donde:

Po ... es la potencia de agitación.

3.1.8. Potencia absorbida por el proceso de agitación.

Se definen en primer lugar las variables de entrada para el cálculo. Los siguientes datos (Tabla 22) fueron proporcionados por la planta extractora Teobroma ubicada en "La Concordia".

Tabla 22:

Datos de entrada para el cálculo del número de Reynolds (Impulsor)

Velocidad de rotación	30 rpm
Diámetro del agitador	0,970 m
Densidad de la mezcla	700 Kg/m ³
Viscosidad del fluído	0,8 Poise

Se determina el valor del número de Reynolds para conocer el flujo de mezcla en el interior del tanque.

Sabiendo que:

$$Re = \frac{ND_i^2 \rho}{\mu}$$

Reemplazamos los valores del cuadro.

$$Re = \frac{30 [rpm] \cdot (0,970 [m])^2 \cdot 700 [Kg/m^3]}{0,8 [P]}$$

$$Re = 2,584 \times 10^4$$

Los regímenes dentro del proceso de agitación son:

$$Re \leq 10 \quad \dots \quad \text{es régimen laminar.}$$

$$10 \leq Re \leq 10^4 \text{ ó } 10^5 \quad \dots \quad \text{es régimen transferencia.}$$

$$Re \geq 10^4 \text{ ó } 10^5 \quad \dots \quad \text{es régimen turbulento.}$$

El régimen turbulento dependerá si es para flujo radial o axial. Para un flujo radial el valor de Reynolds es de $Re \sim 10^4$, mientras que para flujo axial el valor es de $Re \sim 10^5$. Para operaciones de mezclado entre líquidos y sólidos se recomienda un régimen de trabajo turbulento [37].

El número de potencia para los impellers hidrodinámicos se presenta como una constante de 0,3 [29].

$$Np = 0,3$$

Despejado la variable Po , tenemos que:

$$Po = Np \cdot N \cdot D_i^5 \cdot \rho$$

Se reemplaza valores:

$$Po = 0,3 \cdot 30 [rpm] \cdot (0,970 [m])^5 \cdot 700 [Kg/m^3]$$

$$Po = 7,483HP$$

El número de potencia para los impellers tipo turbina de pala inclinada se determinan por medio de la relación con el número de Reynolds que se ve en el anexo B.2. La curva correspondiente para este tipo de impellers es la 17, por lo que el número de potencia es:

$$Np = 0,8$$

Se reemplaza valores:

$$Po = 0,8 \cdot 30 [rpm] \cdot (0,970 [m])^5 \cdot 700 [Kg/m^3]$$

$$Po = 19,954HP$$

En tanques con múltiples impellers en un eje, la potencia puede como no puede ser combinada, todo depende del tipo de impeller y de la separación entre ellos. En este caso, la potencia no es aditiva entre cada uno de los impellers, con lo que el mayor valor representa la potencia del sistema [29].

3.1.9. Potencia requerida por la presión de la mezcla

La presión dada por la columna de un fluido se puede expresar como:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot h_i \quad (3.11)$$

Donde:

g ... es la gravedad.

h_i ... es la altura a la que se encuentra el impeller.

El valor de presión dependerá de la altura a la que se encuentre el fluido afectando en las caras de cada dispositivo (Tabla 23). En la figura 22 se puede observar la ubicación de los impellers sobre el eje de mezclado. El impeller hidrodinámico se ubica en el fondo del tanque con el fin de cumplir con su función de barrido, y con una separación del fondo del tanque de 4 cm con el fin de evitar rotura de la almendra lo cual perjudica al proceso.

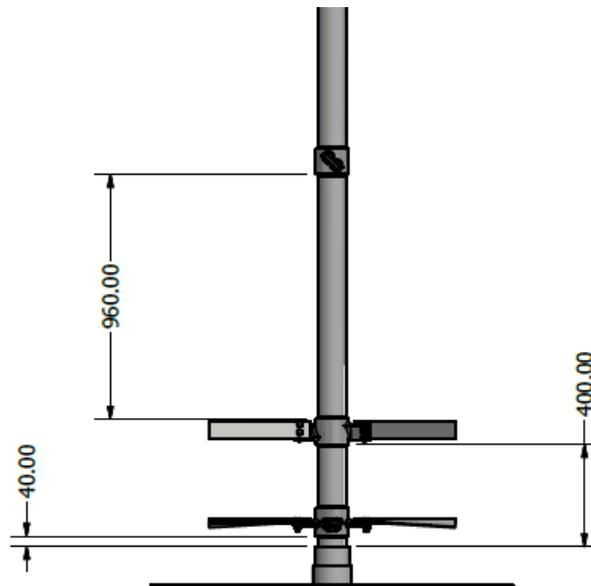


Figura 24: Distribucion de los impellers sobre el ejede mezclado.

Tabla 23:

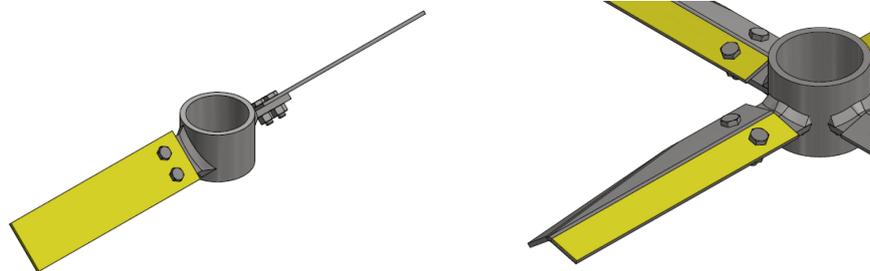
Presión en cada uno de los dispositivos de mezclado.

Presión [MPa]	Altura de mezcla [m]
0,021	3,03
0,019	2,9
0,013	1,93
0,006	0,96

La sección afectada por la presión de puede expresa:

$$A_p = D_i \cdot W \quad (3.12)$$

En la figura 25 se puede apreciar las áreas afectadas tanto para los impeller de agitación como para el impeller hidrodinámico(Tabla 24).



(a) Área afectada en el impeller de agitación por la presión del fluido. (b) Área afectada en el impeller hidrodinámico por la presión del fluido.

Figura 25: Áreas afectadas por la presión del fluido.

Tabla 24:

Areas de los dispositivos afectadas por la presión.

Dispositivo	Área [m^2]
Impulsor	0,073
Agitador 1	0,146
Agitador 2	0,146
Agitador 3	0,146

La fuerza ejercida sobre las aspas tanto del impulsor como del agitador (Tabla25) se expresa como:

$$F_{im} = P_h \cdot A_p \quad (3.13)$$

En el caso de los agitadores el valor de P_h será la componente horizontal de la presión.

Tabla 25:

Fuerza necesaria por cada uno de los dispositivos de mezclado.

Dispositivo	Fuerza [N]
Impulsor	$1,133 \times 10^4$
Agitador 1	$1,408 \times 10^4$
Agitador 2	$9,372 \times 10^3$
Agitador 3	$4,661 \times 10^3$

El torque producido por cada una de las fuerzas se puede expresar como:

$$T_i = F_{im} \cdot D_i \quad (3.14)$$

En la tabla 26 tenemos los valores de cada uno de los torques generador en impulsor y agitadores:

Tabla 26:

Torque necesario por cada dispositivo de mezclado.

Dispositivo	Torque[N-m]
Impulsor	568, 594
Agitador 1	$1, 999 \times 10^3$
Agitador 2	$1, 330 \times 10^3$
Agitador 3	661, 737

La potencia para cada uno de los dispositivos se puede expresar como:

$$Po_i = T_i \cdot N \quad (3.15)$$

En el cuadro se tienen las potencias que debe superar cada dispositivo.

Tabla 27:

Potencia necesaria por cada dispositivo de mezclado.

Dispositivo	Potencia [HP]
Impulsor	4,791
Agitador 1	8,422
Agitador 2	5,605
Agitador 3	2,788

La potencia total generada por las presiones generadas por los diferentes niveles de fluido que actúan sobre los impellers es:

$$Po_D = 21, 605[HP]$$

3.1.10. Potencia requerida por el giro de los elementos.

El motor también necesita poder generar potencia para vencer el peso de los elementos involucrados en el proceso de mezcla. Previo al cálculo debemos considerar varias condiciones de inicio de trabajo como:

$$\omega_0 = 0 \left[\frac{rad}{s} \right] \quad t_0 = 0[s] \quad \theta_0 = 0[rad] \quad \Delta\theta = 2\pi[rad]$$

Donde:

ω_0 ... es la velocidad angular.

t_0 ... es tiempo inicial de giro.

θ_0 ... es desplazamiento angular.

$\Delta\theta$... es cambio de desplazamiento angular.

Por facilidad de cálculo se asume que toda la masa está concentrada en el eje, puesto que, determinar el momento de inercia de cada dispositivo resulta muy complicado. La masa del conjunto se estima en $270[kg]$, este dato fue suministrado por la empresa SOPALIN S.A, extratora de aceite rojo de palma ubicada en la provincia de Santo Domingo.

$$m = 270[kg]$$

El momento de inercia del eje hueco es:

$$I = \frac{1}{2}m(R^2) \quad (3.16)$$

$$I = 1,712[Kg - m^2]$$

El tiempo de giro se puede determinar por medio de la frecuencia.

$$\begin{aligned} f &= \frac{N}{\Delta\theta} \implies f = 0,5[s^{-1}] \\ &\implies Si \ t = f^{-1} \\ &\implies t = 2[s] \end{aligned}$$

La aceleración angular la podemos determinar por medio del cambio de posición angular.

$$\begin{aligned}\Delta\theta &= \omega_0 t + \Theta_0 + \frac{\alpha t^2}{2} \implies \text{Si } \omega_0 = 0 \ \Theta_0 = 0 \\ &\implies \Delta\theta = \frac{\alpha t^2}{2} \\ &\implies \alpha = \frac{2\Delta\theta}{t^2} \\ &\implies \alpha = 3,142 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]\end{aligned}$$

Con los datos anteriores se calcula el torque generado por el peso de los elementos y por consiguiente la potencia necesaria.

$$\begin{aligned}T_E &= I \times \alpha \implies T_E = 5,378 [N - m] \\ &\implies \text{Si } P_{acc} = T_E \times N \\ &\implies P_{oE} = 0,023 [HP]\end{aligned}$$

De los casos en análisis sobre potencia requerida, el primero de ellos está basado en varios estudios y simulaciones para diferentes tipos de impellers y varias configuraciones de los mismos, por lo que es un método abreviado para determinar la potencia requerida [29]. Los demás casos se conjugar y se determina una potencia real requerida, con lo que al final se puede comparar las dos potencias obtenidas y definir las más adecuada para el estudio en cuestión. Al final la potencia real es la suma de la potencia requerida por la presión de mezcla y la potencia requerida para el giro de los elementos internos:

$$P_{oT} = 21,628 [HP]$$

3.1.11. Selección del motor de trabajo

Para la selección del motor se deben tener en consideración las siguientes variables: fase, tipo, servicio, frecuencia, velocidad, voltaje, amperaje, potencia, tamaño de marco, temperatura

ambiente, clase de aislamiento, cerco, factor de servicio [29]. Algunos factores (Tabla 28) se pueden determinar sin cálculo previo como:

Tabla 28:

VARIABLES PREVIAS DE SELECCIÓN DE UN MOTOR

Factor	Unidad/Selección
Fase	Trifásico (para motores mayores a 3[HP])
Tipo	Para trifásicos selección del tipo por medio de NEMA
Frecuencia	A nivel nacional 60 [Hz]
Servicio	Servicio continuo (para sólo por mantenimiento)

Factor de servicio

El factor de servicio se obtiene por medio del factor de aceleración de masa y los ciclos de trabajo. El factor de aceleración de masa se determina por medio del tipo de carga con la que esté trabajando el equipo.

- Carga uniforme, permite un factor $\leq 0,2$ (I)
- Carga no uniforme, permite un factor ≤ 3 (II)
- Carga extremadamente no uniforme, permite un factor ≤ 10 (III)

El digestor trabajará con una carga extremadamente no uniforme, y a 180 ciclos por hora. Con lo anterior nos vamos al Anexo C.1 y se puede determinar el factor de servicio, que para nuestro cálculo es de 1,25.

$$P_{o_{neta}} = f_B \cdot P_{o_T} \quad (3.17)$$

$$P_{o_{neta}} = 27,035[HP]$$

La potencia se debe aproximar a un valor comercial, con lo que:

$$P_{o_{neta}} = 30[HP]$$

Las condiciones faltantes se detallan en la tabla 29.

Tabla 29:

Variables finales para selección de un motor.

Factor	Unidad/Selección
Velocidad	1800 rpm (con 4 polos y frecuencia de 60Hz)
Voltaje	230-460 V (trifásicos)
Amperaje	30-60 Amp (trifásicos)
Clase de aislamiento	IPP-55 (protección contra polvos y fibras)
Temperatura	Clase F(155°C según NEMA).

Definidas todas las características del motor, se puede seleccionar un modelo comercial. Según recomendación de la empresa SOPALIN S.A, para este tipo de trabajos se puede recomendar un motor marca SIEMENS (figura 24), mismos que cumplen con todas las características requeridas como se puede apreciar en el Anexo C.2.

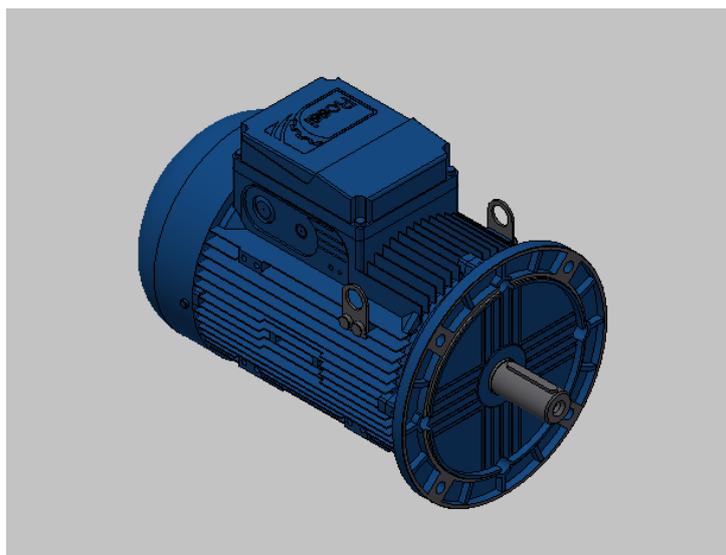


Figura 26: Motor trifásico seleccionado para el digester.

3.1.12. Selección del reductor de velocidad

Para la selección del reductor de velocidad primero se debe definir el tipo de reductor. Para procesos de agitación se recomienda el uso de reductores engranes helicoidales y tipo sinfín corona. Un reductor de engranes helicoidales basa su eficiencia en el número de etapas de reducción, mientras que el tipo sinfín corona se basa en factores como la relación de reducción, la velocidad de entrada, tipo de materiales en contacto, acabado superficial y lubricación.

Se escoge un reductor de engranes helicoidales, pues a nivel comercial tienen una mayor gama de reductores que pueden abarcar de mejor manera la relación de transmisión necesaria para el proceso de digestión, además que los reductores tipo sinfín corona presentan un alto grado de deslizamiento.

Seleccionado el tipo de reductor, se debe determinar la relación de reducción y la potencia nominal que debe cumplir el reductor. La velocidad de entrada N_1 será de 1800 rpm, y debe salir al eje de mezclado a una velocidad N_2 de 30rpm, con lo que la relación de reducción es igual a:

$$I_s = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.18)$$

$$I_s = \frac{1800}{30} = 60$$

Aproximamos la relación de reducción al valor bajo más cercano. La relación de reducción nominal es igual a:

$$I_N = 56$$

Para determinar la potencia nominal es necesario determinar el factor de servicio del reductor. En el Anexo D.1 se puede seleccionar el factor de servicio adecuado para el proceso.

$$P_N = P_{O_{neta}} \times f_s \quad (3.19)$$

Para nuestro diseño, tenemos que la potencia requerida es igual a $P_{O_{neta}} = 30[HP]$ y el factor de servicio es de 1,6.

$$P_N = 30[HP] \times 1,6 = 48[HP]$$

Basados en la recomendación de la extractora SOPALIN S.A, un reductor que se acopla bien a un motor de SIEMENS, son los reductores FLENDERS. En el Anexo D.3, se puede seleccionar el tamaño del reductor basados en la relación de reducción nominal y la potencia nominal. El valor de potencia nominal del Anexo D.3 debe ser mayor al calculado.

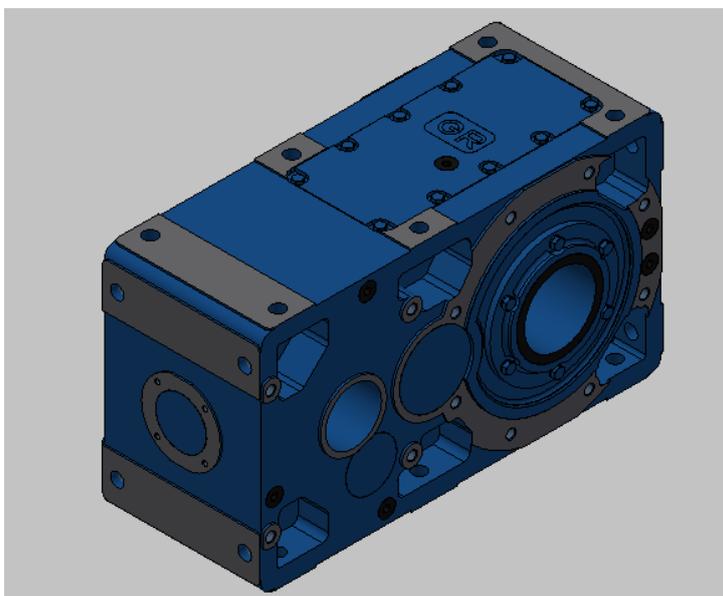


Figura 27: Reductor helicoidal con ejes perpendiculares FLENDER.

El reductor tiene un tamaño de 6, con una potencia nominal de 43 Kw, lo cual en HP es 57,7 HP, siendo mayor que la potencia nominal calculada, cumpliendo los criterios establecidos. El eje de salida del reductor de velocidad tiene un diámetro de 110 [mm], el resto de dimensiones se puede observar en el Anexo D.4.

3.1.13. Diseño del eje de agitación

Diagrama de cuerpo libre del eje.

Son seis las zonas críticas del eje en las que las fibras del material se encuentran sometidas a fuerzas y esfuerzos considerables (figura25).

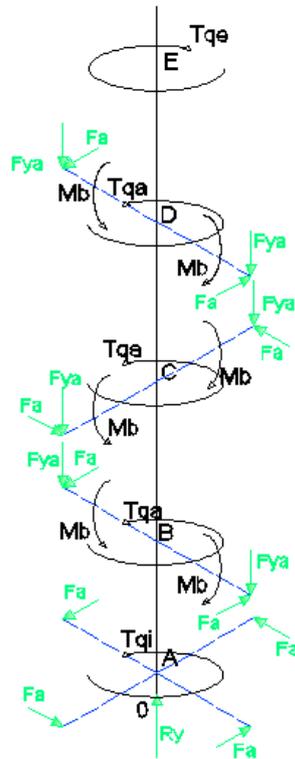


Figura 28: Diagrama de cuerpo libre del eje de agitación.

Diagramas de momentos

Basados en la disposición del eje, el cual se encuentra centrado en el tanque y sujeto en sus dos extremos, la existencia de un momento flector sobre el eje es muy baja por no decir nula, no así en los demás elementos, por lo cual el análisis del eje de mezclado será únicamente por torsión.

En la figura 27 se puede observar el diagrama de momento flector a lo largo del eje de mezclado. Se puede observar que el punto más crítico está en el extremo superior del mismo al ser el que transmite la potencia a los impellers para el proceso.

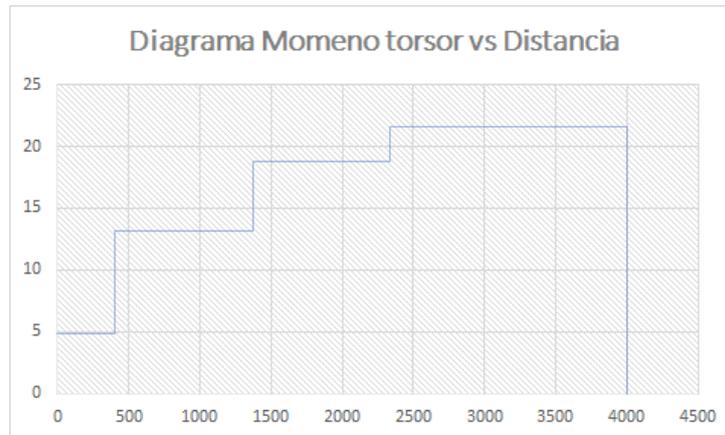


Figura 29: Diagrama de momento torsor a lo largo del eje.

3.1.14. Diámetro del eje de agitación

$$Tq_{max} = \frac{P_{max}}{N} \implies Tq_{max} = \frac{30[HP]}{30[rpm]}$$

$$\implies Tq_{max} = 7,121 \times 10^3 [N - m]$$

$$Tq_{min} = \frac{P_{min}}{N} \implies Tq_{min} = \frac{0[HP]}{30[rpm]}$$

$$\implies Tq_{min} = 0 [N - m]$$

Los momentos de torsión medios y aparentes se definen como:

$$M_{tm} = \frac{Tq_{max} + Tq_{min}}{2} \implies M_{tm} = \frac{Tq_{max}}{2}$$

$$M_{ta} = \frac{Tq_{max} - Tq_{min}}{2} \implies M_{ta} = \frac{Tq_{max}}{2}$$

Los esfuerzos reales medios y reales aparentes se definen como:

$$\tau_{mreal} = k_{fs} \tau_m \implies \tau_{mreal} = \frac{16k_{fs}}{\pi} \frac{M_{tm}}{d_D^3}$$

$$\tau_{areal} = k_{fs}\tau_a \implies \tau_{areal} = \frac{16k_f M_{ta}}{\pi d_D^3}$$

El criterio de Goodman modificado para elementos solo a torsión se define por la siguiente gráfica:

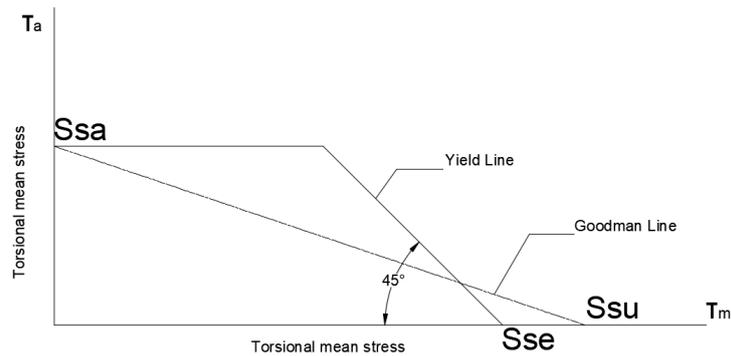


Figura 30: Diagrama de Goodman modificado para elementos a torsión

$$\tau_{areal} = \frac{S'_e}{f_s} \quad (3.20)$$

$$\frac{16k_{fs} M_{tm}}{\pi d_D^3} = \frac{S'_e}{f_s}$$

Despejando el diámetro de Goodman, obtenemos la siguiente ecuación:

$$d_D = \left(\frac{16 k_{fs} M_{ta} f_s}{\pi S'_e} \right)^{1/3} \quad (3.21)$$

Selección del material

Anteriormente se seleccionó un eje macizo de acero aleado con resistencia a altos torques. Para nuestro eje se selecciona un eje de acero 1018, el cual es un acero muy comercial para ejes. El acero 1018 tiene una resistencia ultima de 560 [MPa].

$$S_{ut} = 560[MPa]$$

Factor de concentración de esfuerzos

En el Anexo E.1 se puede determinar el valor del factor de concentración de esfuerzos teórico.

$$k_f = 3$$

La sensibilidad a la muesca se determina en el Anexo F.7, siendo "q" un valor de 0,7. Se calcula el factor de concentración de esfuerzos por fatiga.

$$k_{fs} = 1 + q(k_f - 1) \quad (3.22)$$

$$k_{fs} = 2,4$$

Factor de la condicion superficial

En el Anexo E.2 se puede seleccionar los valores de "a" y "b" para determinar el factor de superficie.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (3.23)$$

$$k_a = 4,51(560)^{-0,265} = 0,79$$

Factor de tamaño

El factor de tamaño se asume un valor de 0,8, el cual se comprueba después de determinar el diámetro del eje.

$$k_b = 0,8$$

Factor de confiabilidad

En el Anexo E.3 se puede determinar el factor de confiabilidad acorde al diseño del eje de mezclado.

$$k_d = 0,87$$

Factor de seguridad

Para el tipo de trabajo que se piensa realizar, donde hay elementos bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño se recomienda un factor de seguridad de entre 2 a 2,5 [27].

$$f_s = 2,5$$

Resistencia a la fatiga

La resistencia a la fatiga se puede definir por la siguiente fórmula:

$$S'_e = \frac{1}{2}k_a k_b k_d S_{ut} \quad (3.24)$$

$$S'_e = \frac{1}{2}(0,8)(0,8)(0,87)560[MPa]$$

$$S'_e = 153,2[MPa]$$

Diámetro del eje de mezclado

Habiendo definido cada uno de los factores y el material para el eje, se reemplaza valores en la ecuación 3.19, obteniendo así el diámetro del eje.

$$d_D = \left(\frac{16 k_{fs} M_{ta} f_s}{\pi S'_e} \right)^{1/3}$$

$$d_D = 107[mm]$$

Se aproxima a 110 mm el diámetro del eje, ya que es un diámetro que se encuentra con la mayoría de proveedores. Obtenido el valor del diámetro del eje de mezclado, verificamos el valor del factor de tamaño.

$$k_b = 1,51d_D^{-0,157} \quad (3.25)$$

$$k_b = 1,51(110[mm])^{-0,157} = 0,72$$

Es un valor aproximado al factor de tamaño estimado anteriormente, por lo cual se acepta el primer valor.

3.1.15. Diseño del bastidor

El bastidor tiene como función la de soportar equipos como el motor y el reductor de velocidad, y debe permitir cierta visibilidad de la entrada de la fruta al proceso de digestión. No hay diseños preestablecidos para el bastidor, pese que en ciertos equipos de agitación se utilizan estructuras conformadas por perfiles para su construcción.

Para el diseño del bastidor del digestor se opta por un diseño más robusto que el constituido solo por perfilaría. En la figura 30 se puede observar el diseño seleccionado.

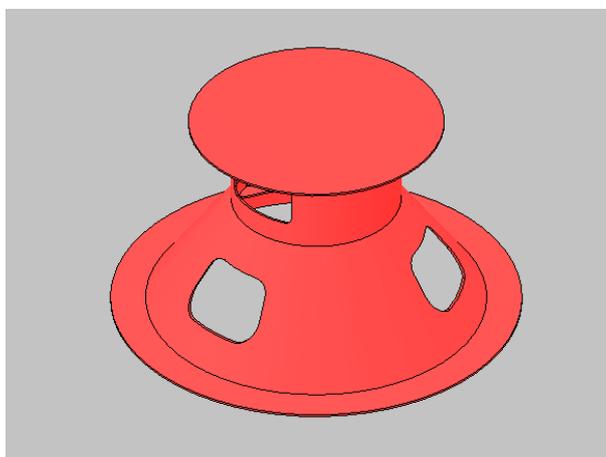


Figura 31: Bastidor para soporte del conjunto motor-reductor de velocidad.

El prototipo se compone de varios cuerpos conformados de plancha metálica con un espesor de 6[mm] (espesor comercial). Todos los cuerpos se unen entre si por medio de soldadura, por lo cual se debe hacer un diseño de dicha soldadura. El cuerpo contiene tres agujeros en la parte

cónica del cuerpo, que permite observar el ingreso de la fruta al tanque y el proceso en si de digestión, y agujero más en la parte cilíndrica para la entrada de fruta.

El peso combinado del conjunto motor-reductor de velocidad será el que genere los esfuerzos en la soldadura del bastidor. En los Anexos G.1 y G.2, se puede obtener los pesos del motor y del reductor respectivamente.

$$F_B = P_{eso_{motor}} + P_{eso_{reductor}} \quad (3.26)$$

$$F_B = 5200[N]$$

El momento generado por el reductor también se puede considerar sobre la soldadura. Se considera que toda la potencia genera un torque sobre la soldadura igual a:

$$T_s = 7121[N - m]$$

En las figuras ?? se observa la geometría establecida por el diseñador para el bastidor, misma que se comprobará si es factible y fiable.

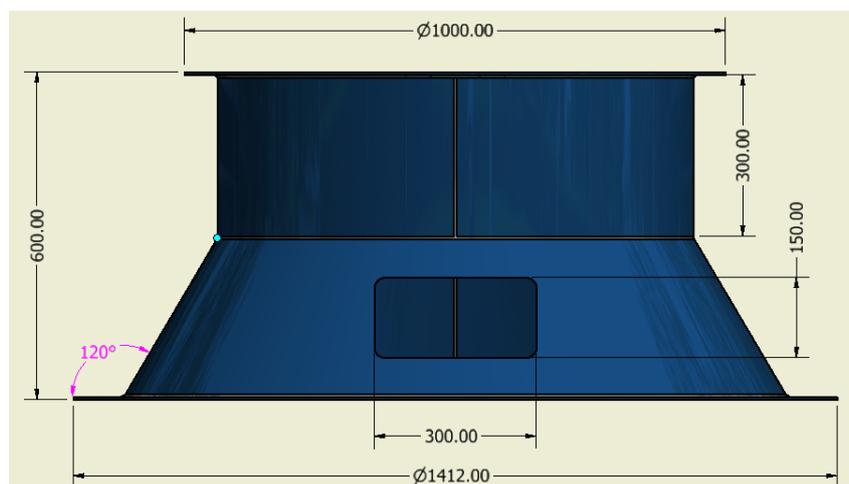


Figura 32: Dimensiones generales del bastidor.

Para el diseño del bastidor consideraremos que en cada una de las juntas soportará la carga total, de esta forma seleccionar la zona más crítica. La primera junta es entre la tapa superior y el cuerpo cilíndrico, que, por medio de Inventor, se obtienen los esfuerzos máximos y mínimos.

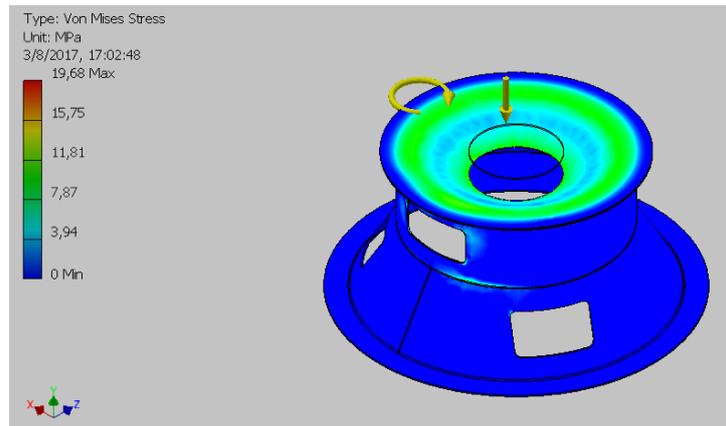


Figura 33: Simulación de esfuerzos en la primera zona crítica del bastidor.

En la figura 32 se observa que el máximo esfuerzo es de 19,68 [MPa], mientras que el mínimo es de 0 [MPa]. Ahora, se considera que todo el peso se esta dando sobre el borde del elemento cilindrico del cuerpo.

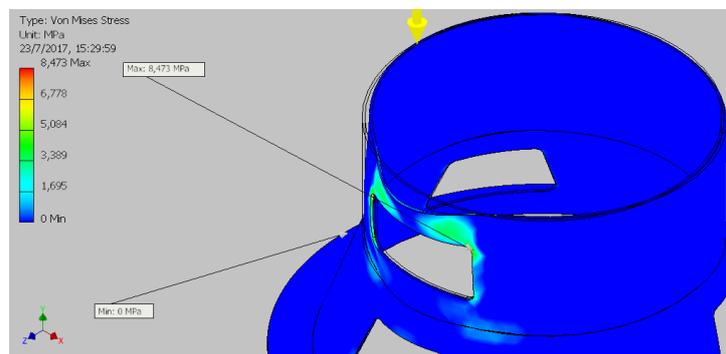


Figura 34: Simulación de esfuerzos en la segunda zona crítica del bastidor.

El esfuerzo máximo en la segunda zona en análisis es de 8,473 [MPa], pero este es en el agujero de entrada de fruta de palma al digestor(figura 33). En la última zona de análisis se tiene un esfuerzo máximo de 6,769 [MPa], como se observa en la figura 34.

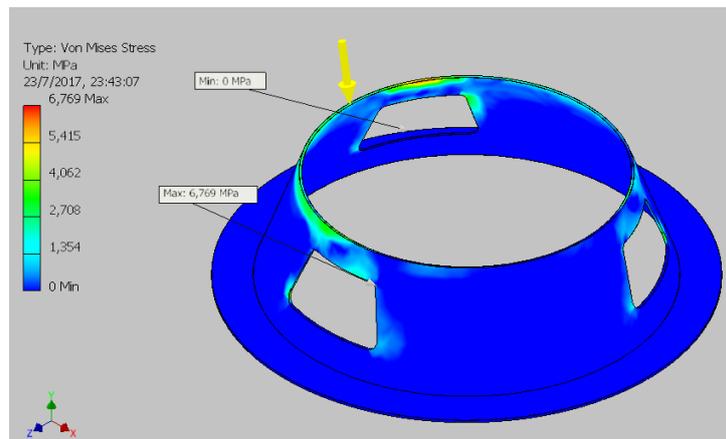


Figura 35: Simulación de esfuerzos en la tercera zona crítica del bastidor.

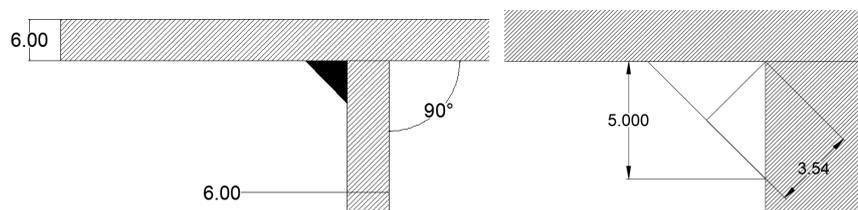
Zona crítica de análisis

De las tres zonas en análisis, es la primera la que tiene mayor afectación sobre la soldadura, por lo que es en esta zona en la que se diseñará la soldadura para el resto del bastidor.

Se tiene una junta en a tope en “T”, soldada por un solo lado. Según la AWS, en el capítulo 2, el tamaño de la pierna no debe exceder el espesor del material base, y la garganta efectiva es la distancia más corta entre la raíz y la cara de la soldadura.

$$h_s = 5[mm]$$

$$g_s = 0,707 \times h = 3,54[mm]$$



(a) Dimensiones básicas de la junta superior del bastidor. (b) Dimensiones básicas del cordón de soldadura.

Figura 36: Dimensiones básicas de la junta soldada en el bastidor.

Análisis soldadura a tope en "T"

El esfuerzo a tensión o compresión se expresa como:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{g_s \times L_s} \quad (3.27)$$

Donde:

g_s ... es la garganta de la soldadura.

L_s ... es la longitud de la soldadura.

La longitud es igual al perímetro de la soldadura:

$$L_s = \pi \times D_s = \pi \times (880[mm]) = 2765[mm] = 108,86[plg]$$

El esfuerzo promedio debido a carga cortante es:

$$\tau = \frac{F_s}{g_s \times L_s} \quad (3.28)$$

La fuerza que actúa sobre la soldadura se descompone en dos (figura 35). Estas dos fuerzas son la fuerza normal F_n y la fuerza de corte F_s .

$$F_n = F_B \cos \theta \quad (3.29)$$

$$F_s = F_B \sin \theta \quad (3.30)$$

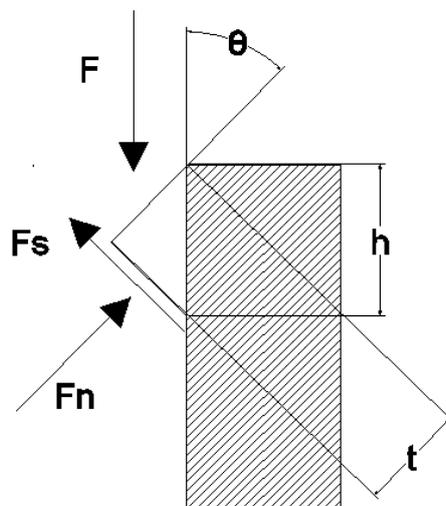


Figura 37: Fuerzas que actúan sobre la junta.

La garganta se puede expresar en función de la pierna de soldadura por medio de la ley de senos.

$$\frac{g_s}{\sin 45^\circ} = \frac{h_s}{\sin 135 - \theta}$$

$$g_s = \frac{h_s}{\cos \theta + \sin \theta} \quad (3.31)$$

El esfuerzo normal se expresa como:

$$\sigma = \frac{F_n}{A} = \frac{F_B \cos \theta (\cos \theta + \sin \theta)}{h_s \times L} \quad (3.32)$$

El esfuerzo de corte se expresa como:

$$\tau = \frac{F_s}{A} = \frac{F_B \sin \theta (\cos \theta + \sin \theta)}{h_s \times L} \quad (3.33)$$

El esfuerzo de Von Mises se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (3.34)$$

Reemplazando la ecuación 3.43 y 3.44 en la ecuación 3.45, tenemos:

$$\sigma' = \frac{F_B}{h_s \times L} \left[(\cos^2 \theta + \sin \theta \cos \theta)^2 + 3 (\sin^2 \theta + \sin \theta \cos \theta)^2 \right]^{1/2}$$

Si ambas placas son de 5[mm], el ángulo θ tiene un valor de 45° . Reemplazando en la ecuación de Von Misses tenemos:

$$\sigma' = 0,752[MPa]$$

Esfuerzos por torsión

Se considera la posibilidad de que el agitador trabaje en vacío o sin carga de fruta, lo cual generaría un momento torsor en la soldadura, en el peor de los casos generado por toda la potencia del motor que es de 30 HP. El momento torsor y el cortante generado por la potencia es igual a:

$$M_{ts} = 7121[N - m]$$

$$V_s = 16180[N]$$

La fuerza cortante produce un cortante primario:

$$\tau' = \frac{V_s}{A} \quad (3.35)$$

El momento produce un cortante secundario:

$$\tau'' = \frac{M_{ts} \times r}{J} \quad (3.36)$$

Donde:

J ... es el segundo momento polar de inercia del área del grupo de soldaduras respecto del centroide del grupo.

El área de la soldadura y el segundo momento polar de inercia se encuentran en el Anexo G.3.

$$A = 1,382 \times 10^4 [mm^2]$$

$$J = 1,892 \times 10^9 [mm^4]$$

Se reemplaza valores en las ecuaciones, y se tiene:

$$\tau' = \frac{V_s}{A} = 1,64 [MPa]$$

$$\tau'' = \frac{M_{ts} \times r}{J} = 1,66 [MPa]$$

Resistencia de la soldadura

Como se dijo anteriormente, para el bastidor se ha seleccionado una plancha metálica con un espesor de 5[mm]. El material de esta plancha es un acero ASTM A36, con un $S_y=250$ [MPa] y un $S_{ut}=400$ [MPa]. El material de aporte un E-9018, que tiene un $S_y=531$ [MPa] y un $S_{ut}=620$ [MPa]. Se seleccionó este electrodo en base a la recomendación de la norma, pues el material de aporte es bueno para aceros que operen a altas temperaturas, como industrias de generación de vapor, petróleos, recipientes, procesamiento de productos químicos y corrosivos.

Carga estática. Para un análisis de carga estática se considera la fuerza $F = 5200$ [N], establecida anteriormente. En el Anexo G.4, tenemos la fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldadura. La resistencia permisible del metal de aporte es:

$$F_p = F_{uL} \times L \quad (3.37)$$

$$F_p = 4,77 \left[\frac{Kip}{plg} \right] \times 108,86 [plg] = 519,3 [Kip] = 2,31 \times 10^6 [N]$$

Como $F_p \geq F$, la resistencia permisible del metal de aporte es satisfactoria.

Según el Anexo G.5, el esfuerzo coratante permisible es $0,4S_y$.

$$\tau_{perm} = 0,4S_y \quad (3.38)$$

$$\tau_{perm} = 14,4[Kpsi] = 99,28[MPa]$$

El esfuerzo cortante τ en el metal base adyacente de la soldadura es:

$$\tau_b = \frac{F_s}{g_s \times L_s} \quad (3.39)$$

$$\tau_b = 0,39[MPa]$$

Como $\tau_{perm} \geq \tau$, la unión resulta satisfactoria cerca de los cordones de soldadura. El esfuerzo de tensión o compresión simple en el cuerpo de la unión es:

$$\sigma_b = \frac{F_n}{g_s \times L_s} \quad (3.40)$$

$$\sigma_b = 0,39[MPa]$$

Según el Anexo G.5, el esfuerzo de compresión permisible es $0,6S_y$.

$$\sigma_{perm} = 0,6S_y = 21,6[Kpsi] = 148,9[MPa] \quad (3.41)$$

Como $\sigma_{perm} \geq \sigma$, el esfuerzo de compresión es satisfactorio.

Carga a fatiga Se analiza la soldadura por cargas a fatiga. El método más conveniente es el de Gerber. Anteriormente se dijo que la carga $V = 16180[N]$, por lo que las cargas alternantes F_a y carg media F_m son iguales con valor de $8092 [N]$.

$$F_{as} = 8092[N]$$

$$F_{ms} = 8092[N]$$

En el Anexo G.6 se obtiene el factor de concentración de esfuerzos.

$$K_{fs} = 2$$

Los esfuerzos primarios alternantes y medios son iguales, entonces:

$$\tau'_{as} = \tau'_{ms} = \frac{K_{fs} \times F_{ms}}{A} \quad (3.42)$$

$$\tau'_{as} = \tau'_{ms} = \frac{2 \times 8092[N]}{1,618 \times 10^4[mm^2]} = 1,64[MPa]$$

Los esfuerzos secundarios alternantes y medios son iguales, entonces:

$$\tau''_{as} = \tau''_{ms} = \frac{K_{fs} \times M_{ts} \times r}{J} \quad (3.43)$$

$$\tau''_{as} = \tau''_{ms} = \frac{2 \times 7,121 \times 10^6[N - mm] \times 0,440[mm]}{1,892 \times 10^9[mm^4]} = 3,31[MPa]$$

La magnitud del cortante es:

$$\tau_{as} = \tau_{ms} = \sqrt{(\tau'_{ms})^2 + (\tau''_{ms})^2} \quad (3.44)$$

$$\tau_{as} = \tau_{ms} = \sqrt{(1,781[MPa])^2 + (3,616[MPa])^2} = 3,69[MPa]$$

En el Anexo E.2 se obtiene el coeficiente "a' y "b" para el factor de superficie.'

$$k_a = a (S_u)^b$$

$$k_a = 272(400)^{-0,995} = 0,7$$

Para elementos con un diámetro mayores a 250[mm], se recomienda un factor de tamaño de 0,6 [28].

$$k_b = 0,6$$

El factor de carga donde se tiene los elementos sólo en torsión es de 0,577 [6].

$$k_c = 0,577$$

En el Anexo E.3 se obtiene el factor de confiabilidad.

$$k_d = 0,8$$

El factor de diseño por el metodo de Gerber se expresa por la siguiente fórmula:

$$\eta_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0,67S_{ut}}{\tau_{ms}} \right) \frac{\tau_{as}}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\tau_{ms}S_e}{0,67S_{ut}\tau_{as}} \right)^2} \right] \quad (3.45)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3,56, tenemos el factor de seguridad igual a:

$$\eta_f = 10,29$$

Por medio de un programa de simulación numérica, el bastidor se somete a una simulación, donde obtenemos un factor de seguridad de 9,67(Figura 38).

$$\eta_f = 9,67$$

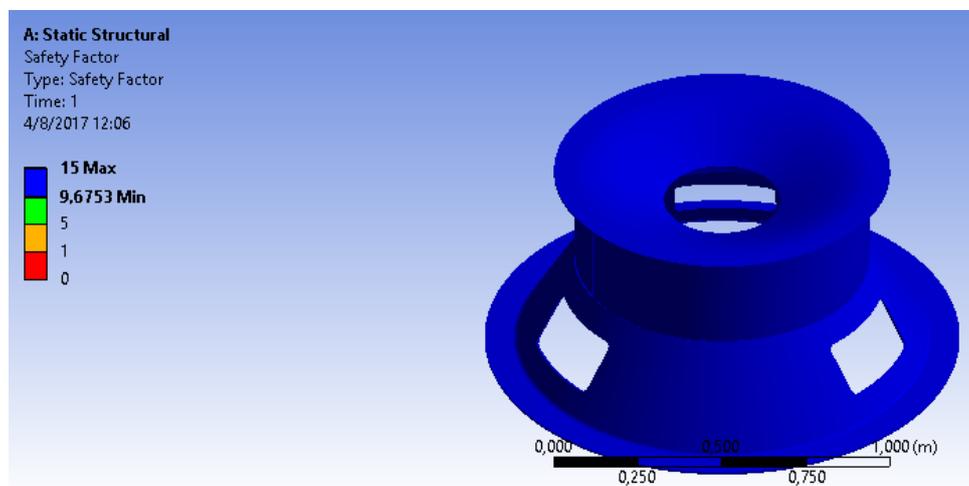


Figura 38: Simulación del bastidor como elemento soldado.

Se tiene un factor de seguridad elevado, pero dicho factor resulta complicado bajarlo, pues se puede reducir los espesores del material como la calidad mismo, pero este se mantiene, con lo que se define que el alto factor de seguridad se relaciona con la forma que tiene el bastidor, y se acepta el diseño del mismo.

El diagrama de convergencia se observa en la figura 39. El valor en el que se estabiliza la simulación es de 25,9[MPa].

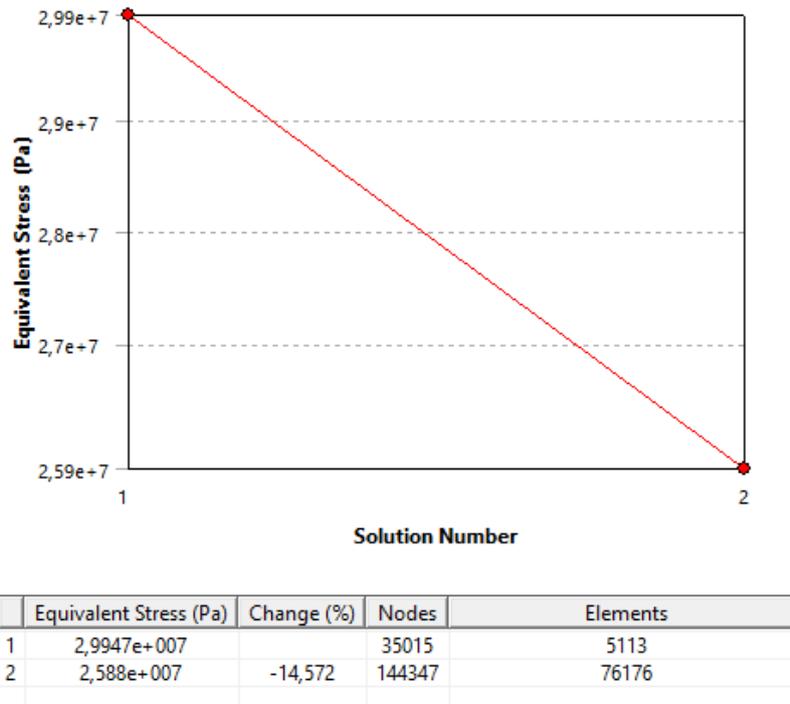


Figura 39: Diagrama de convergencia de la simulación del bastidor.

3.1.16. Tanque del digestor.

Espesor del tanque por mecánica de sólidos

Los esfuerzos longitudinales y transversales son:

$$\sigma_L = \frac{P_{it} \times r_i}{2t_t} \quad (3.46)$$

$$\sigma_T = \frac{P_{it} \times r_i}{t_t} \quad (3.47)$$

P_{it} es la presión es la máxima presión que se ejerce en el tanque por la altura de fluido, con lo que el punto de análisis es en el fondo del tanque. La presión en el fondo del tanque es:

$$P_{it} = H \times g \times \rho \quad (3.48)$$

$$P_{it} = 3,031[m] \times 9,81\left[\frac{m}{s^2}\right] \times 700\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$$

$$P_{it} = 0,021[MPa]$$

A más de los esfuerzos longitudinal y transversal, hay un esfuerzo radial, pero este es despreciable. Representados los esfuerzos en el círculo de Mohr(Figura 40), tenemos:

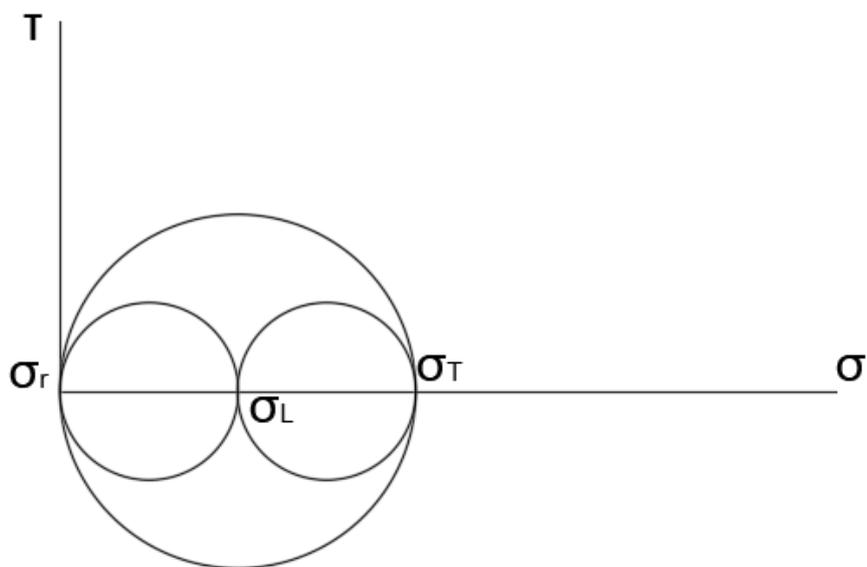


Figura 40: Esfuerzos del tanque en el círculo de Mohr.

Si se tiene que:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_T - \sigma_r}{2} \quad (3.49)$$

Entonces podemos despejar y tener:

$$2\tau_{max} = \sigma_T$$

Si $\tau_{max} = \frac{S_y}{2}$, entonces podemos reemplazar y tener:

$$S_y \geq \sigma_T$$

El tanque se va a encontrar sometido a varios esfuerzos, con lo que se puede considerar un factor de seguridad igual a 2 y una corrosión admisible $CA = \frac{1}{16}[in] = 1,6[mm]$. Para el cálculo del espesor, $S_y = S_d$, y según la API-650, los esfuerzos máximos admisibles (S_d) es el menor valor entre los dos tercios de la resistencia de fluencia ($\frac{2S_y}{3}$), y los dos quintos de la resistencia de tensión ($\frac{2S_u}{5}$).

$$S_{d1} = \frac{2S_y}{3} \quad (3.50) \qquad S_{d2} = \frac{2S_{ut}}{5} \quad (3.51)$$

$$S_{d1} = 22667[psi] \qquad S_{d2} = 23200[psi]$$

$$S_d = S_{d1} = 22667[psi]$$

Con lo anterior, podemos definir que:

$$\frac{S_d}{fs} = \sigma_T \quad (3.52)$$

$$\frac{S_a}{fs} = \frac{P_{it} \times r_i}{(t_m - CA)}$$

$$t_m = \frac{P_{it} \times r_i}{S_d} + CA$$

Reemplazando valores, tenemos un espesor igual a:

$$t_m = 1,73[mm]$$

Espesor por el método de 1 pie.

El método calcula el espesor a un pie de por encima del borde inferior de cada anillo. Previamente ya se ha definido el diámetro del tanque en $D_T = 1,212[m] = 3,98[ft]$ y el nivel del fluido en $H = 3,031[m] = 9,94[ft]$. Como recomendación de la extractora Palmera de los Andes, el porcentaje de llenado debe ser de entre un 75 a 80 % del volumen total del tanque, con lo que la altura del tanque será:

$$H_{Tq} = \frac{H}{0,80}$$

$$H_{Tq} = 3,79[m]$$

Aproximamos la altura del tanque en 4[m], manteniendo los porcentajes de llenado en el rango recomendado. El material que se va a usar para el tanque es un acero naval ASTM A131, que tiene un $S_y = 235[MPa] = 34000[psi]$ y un $S_u = 400[MPa] = 58000[psi]$. Este acero tiene excelentes propiedades estructurales, así como una buena resistencia a la corrosión.

La presión a la que se encuentra el tanque como el fluido es la presión atmosférica, y al encontrarse las extractoras en lugares al nivel del mar, la presión es:

$$P_f = 1[atm] = 14,7[psi]$$

$$y = \frac{14,7[psi] \times 1[ftH_2O]}{0,433[psi]} = 33,949[ftH_2O]$$

Condición de diseño Se establece una corrosión admisible de $\frac{1}{16}in$. La densidad del fluido está en la tabla, con lo que a gravedad específica es $G = 0,7$.

El nivel de diseño del fluido es igual a:

$$N_f' = H + y \quad (3.53)$$

$$N_f' = 9,94[ft] + 33,95[ft] = 43,9[ft]$$

Definido el esfuerzo máximo admisible, se determina el espesor:

$$t_d = \frac{2,6 \times D_T \times (N_f' - 1) \times G}{S_d} + CA \quad (3.54)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3,60 tenemos que el espesor es:

$$t_d = 0,074[in] = 1,9[mm]$$

Condición de prueba hidrostática El esfuerzo de diseño máximo admisible de prueba hidrostática según la API-650, es el menor valor entre los tres cuartos de la resistencia de fluencia ($\frac{3S_y}{4}$) y los tres séptimos de la resistencia de tensión ($\frac{3S_u}{7}$).

$$S_{t1} = \frac{3S_y}{4} \quad (3.55)$$

$$S_{t2} = \frac{3S_u}{7} \quad (3.56)$$

$$S_{t1} = 25500[psi] \quad S_{t2} = 24857[psi]$$

$$S_t = S_{t2} = 24857[psi]$$

Definido el esfuerzo máximo admisible para prueba hidrostática, se calcula el espesor:

$$t_h = \frac{2,6 \times D_T \times (N_f' - 1)}{S_t} \quad (3.57)$$

$$t_h = 0,018[in] = 0,5[mm]$$

Mínimo espesor admisible bajo norma.

En vista de que los anteriores cálculos arrojaron espesores demasiados pequeños, basándonos en la norma API-12F, que es el diseño de tanques soldados en taller, el mínimo espesor permisible para un tanque es:

$$t_N = \frac{3}{16}[in] = 4,76[mm] \quad (3.58)$$

Se aproxima el espesor a un valor de 6[mm], que es más fácil de adquirir en el mercado.

$$t_N = 6[mm]$$

Soldadura del tanque

Como se dijo anteriormente, el tanque está sometido a dos esfuerzos, longitudinal y transversal, de los cuales el mayor es el esfuerzo transversal. Este esfuerzo transversal debe ser menor que el esfuerzo permisible de la soldadura. Para la soldadura en el tanque se escoge un electrodo E-7018, que tiene una baja concentración de nitrógeno. Este electrodo tiene un $S_y = 393[MPa]$ y un $S_u = 482[MPa]$. El esfuerzo permisible para el metal de aporte a tensión está en el Anexo G.5.

$$\sigma_{perm} = 0,6S_y$$

$$\sigma_{perm} = 0,6(393[MPa]) = 235,8[MPa]$$

El esfuerzo trasnversal es igual a:

$$\sigma_T = \frac{P_{it} \times r_i}{t_N}$$

$$\sigma_T = 2,12[MPa]$$

Se tiene que el esfuerzo permisible σ_{perm} es mucho mayor que el esfuerzo transversal σ_T , con lo que la soldadura es aceptable.

3.2. Diseño de detalle

3.2.1. Selección del acoplamiento mecánico

Dentro de los acoplamientos mecánicos existen dos tipos, los acoplamientos rígidos y los acoplamientos flexibles. El uso de acoplamientos rígidos se da para unir firmemente dos ejes entre sí, y que no pueda haber movimientos relativos entre ellos. Este tipo de acoplamientos son convenientes en diseños donde se necesita y puede haber un alineamiento preciso de dos ejes. En la figura se puede apreciar la configuración básica de un acoplamiento rígido [27].

Por otro lado, el uso de acoplamientos flexibles se da para transmitir par torsional uniformemente, y al mismo tiempo permitir cierto deslizamiento axial, radial y angular. En el mercado existen muchos tipos de acoplamiento flexibles como por ejemplo acoplamientos de cadena, acoplamiento de engranes, Grid-flex y Ever-flex. En la figura se puede observar dos tipos de engranes flexibles [33].

Para nuestro diseño se usará un acoplamiento flexible, pese a que se puede ser muy preciso en el montaje del eje, no se garantiza el hecho de que no exista deslizamiento durante el proceso de digestión.

El par nominal es el factor principal de dimensionamiento de los acoplamientos de los ejes y de las maquinas directamente conectadas. El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación [33].

$$C_n = \frac{7160 \times P_{oneta}[HP]}{N[rpm]} \quad (3.59)$$

$$C_n = \frac{7160 \times 30[HP]}{30[rpm]} = 7160[N - m]$$

Para determinar el par nominal del acoplamiento debemos tener en cuenta las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (K1), las frecuencias de arranque (K2), y el número de horas de funcionamiento (K3). El producto de estos tres factores se denomina factor de carga o coeficiente de seguridad del acoplamiento (K_s). Estos factores se pueden determinar por medio de las tablas en los Anexos F.1, F.2 y F.3 [33].

$$k_s = k1 \times k2 \times k3 \quad (3.60)$$

Para el diseño del digestor tenemos un factor K1 de 1,2, factor K2 de 1, y un factor K3 de 1,2. Con estos valores se determina el coeficiente de seguridad.

$$k_s = 1,2 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1,44$$

El par nominal de acoplamiento se define como el producto del par nominal a transmitir por el coeficiente de seguridad [33].

$$C_N = C_n \times k_s \quad (3.61)$$

$$C_N = 7160[N - m] \times 1,44 = 10310[N - m]$$

En catálogos se selecciona un acoplamiento elástico tipo A9, que tiene un par nominal de acoplamiento de 15000 [N-m], que cumple con las especificaciones. Este acoplamiento soporta ejes con diámetros de hasta 150 [mm], con lo que los diámetros del eje y de salida del reductor

están contenidos dentro de rango. Las dimensiones del acoplamiento se pueden observar en el Anexo F.4.

La guarnición elástica debe de ser de color rojo, que significa que es de alta prestación (figura41), y puede soportar trabajo continuo y temperaturas máximas de hasta 140°C.

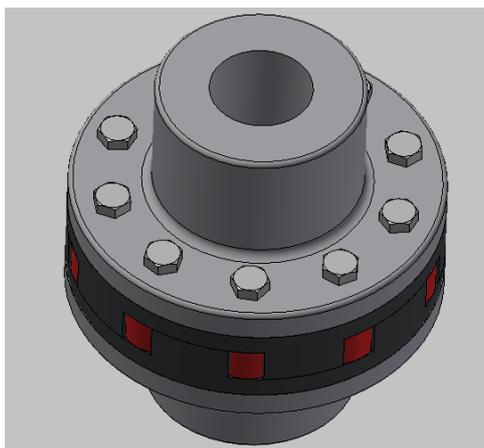


Figura 41: Acoplamiento flexible con guarnición elástica de alta prestación.

3.2.2. Chaveteros para acoplamiento flexible.

Para el diseño de la chaveta, definimos las medidas del Anexo F.5. Para un eje de entre 110 mm y 130 mm, la chaveta tiene un ancho nominal de 1,25” o 31,75 mm. En la selección de acoplamientos, el proveedor recomienda el uso de chavetas bajo la norma DIN 6885. En el Anexo F.6 se encuentran medidas de chavetas acorde al acoplamiento seleccionado anteriormente, mismas que son aproximadas a las del Anexo F.5. Se escoge un ancho de 32 mm y una altura de 18 mm.

$$H_{ch} = 18[mm]$$

$$W_{ch} = 32[mm]$$

Se recomienda que la longitud de la chaveta sea 1,5 veces menor a diámetro del eje para evitar un giro excesivo por la deflexión del eje [6].

$$L_{ch} \leq \frac{d}{1,5}$$

$$L_{ch} = 70[mm]$$

La longitud de la chaveta será de 70[mm] para cumplir con la aproximación anterior. La chaveta puede fallar por cortante como por aplastamiento. El esfuerzo por cortante se define como:

$$\tau_c = \frac{F_{ch}}{A_{cc}} \quad (3.62)$$

Donde:

F_{ch} ... es la fuerza aplicada.

A_{cc} ... es el área de corte.

El esfuerzo por aplastamiento se define como:

$$\sigma_{ap} = \frac{F_{ch}}{A_{ac}} \quad (3.63)$$

Donde:

F_{ch} ... es la fuerza aplicada.

A_{ac} ... es el área de presión por contacto entre un lado de la cuña y el eje o la maza.

Los dos ejes que se unen por medio del acoplamiento son de un diámetro de 110 mm y sus propiedades mecánicas son similares, por lo que el diseño se centra en la chaveta del eje de mezclado, para luego transferir la selección al eje de salida del reductor de velocidad.

Para la chaveta del eje de mezclado se definen las fuerzas aparentes y medias.

$$F_{ac} = \frac{T_{max}}{d_D} \quad (3.64)$$

$$F_{mc} = \frac{T_{max}}{d_D} \quad (3.65)$$

$$F_{ac} = \frac{7,121 \times 10^3 [N - m]}{0,110 [m]}$$

$$F_{mc} = \frac{7,121 \times 10^3 [N - m]}{0,110 [m]}$$

$$F_{ac} = 6,474 \times 10^4 [N]$$

$$F_{mc} = 6,474 \times 10^4 [N]$$

Con las fuerzas aparentes y medias se definen los esfuerzos por corte aparente y medio.

$$\tau_{ac} = \frac{F_{ac}}{A_{cc}} \quad (3.66)$$

$$\tau_{mc} = \frac{F_{mc}}{A_{cc}} \quad (3.67)$$

$$A_{cc} = W \times L$$

$$A_{cc} = W \times L$$

$$\tau_{ac} = \frac{6,474 \times 10^4 [N]}{0,032 [m] \times 0,070 [m]}$$

$$\tau_{mc} = \frac{6,474 \times 10^4 [N]}{0,032 [m] \times 0,070 [m]}$$

$$\tau_{ac} = 27,712 [MPa]$$

$$\tau_{ac} = 27,712 [MPa]$$

Se calculan los esfuerzos equivalentes de Von Mises para cada una de las componentes, y así determinar el factor de seguridad a la fatiga por cortante de la chaveta.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (3.68)$$

$$\sigma'_{ac} = \sqrt{3\tau_{ac}^2} = 48 [MPa]$$

$$\sigma'_{mc} = \sqrt{3\tau_{mc}^2} = 48 [MPa]$$

De la ecuación 3.18 despejamos el factor de seguridad.

$$f_s = \frac{1}{\frac{\sigma_{ac}'}{S_e'} + \frac{\sigma_{mc}'}{S_{ut}'}} \quad (3.69)$$

$$f_s = 2,5$$

El esfuerzo de aplastamiento sobre la chaveta se considera una carga estática, y se calcula mediante la fuerza máxima.

$$\sigma_{max} = \frac{F_{ac} + F_{mc}}{A_{ac}} \quad (3.70)$$

$$\sigma_{max} = 197,064[MPa]$$

El factor de seguridad por falla de aplastamiento se calcula a partir de:

$$f_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (3.71)$$

$$f_s = 1,9$$

Se puede determinar el factor de seguridad del eje con los factores de concentración de esfuerzos de los chaveteros, que toman en cuenta el diámetro real de eje y el radio real de la muesca. La razón r/d promedio para ejes de diámetro menor o igual 6,5" o 165mm es de 0,021. Teniendo en cuenta la razón r/d, se determina el factor de concentración para torsión k_{ts} del Anexo F.6. El factor de concentración k_t no es necesario determinar, puesto que el momento flector en el eje es nulo.

$$k_{ts} = 2,7$$

La sensibilidad a la muesca se determina en el Anexo F.7, siendo "q" un valor de 0,7. Se calcula el factor de concentración de esfuerzos por fatiga.

$$k_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1) \quad (3.72)$$

$$k_{fs} = 2,2$$

Se calcula el nuevo factor de seguridad del eje con los valores obtenidos.

$$d_D = \left(\frac{16 k_{fs} M_{ta} f_s}{\pi S'_e} \right)^{1/3}$$

Se despeja el factor de seguridad:

$$f_s = 2,9$$

Los factores de seguridad calculados para la chaveta son menores que el del eje, lo cual es deseable, ya que así las chavetas fallarán antes que el eje, en caso de sobrecarga, y dando un diseño viable y aceptable.

3.2.3. Tapa del fonfo del tanque.

El espesor del fondo del tanque bajo la norma API-12F es un mínimo de un $1/4[in]$. En el fondo del tanque se implementa un sistema de soporte para el extremo del eje, por lo que se aumenta el espesor de la placa del fondo hasta un espesor de $12[mm]$.

$$t_{ti} = 12[mm]$$

Soporte del eje de mezclado.

El soporte esta compuesto por una guía soldada a la placa y por un rodamiento de una sola bola o rulimán con un diámetro de $75[mm]$. Este tipo soporte se diseña como parte de una recomendación de la Extractora SOPALIN S.A, siendo una solución sencilla, que cumple con el propósito de estabilizar de mejor manera al eje.

$$d_r = 75[mm]$$

Deformación elástica de la superficie de contacto entre rodamiento y placa. Se comienza considerando que los dos cuerpos en contacto, tanto el rodamiento como la placa poseen el mismo material, con lo que su módulo de Young y el coeficiente de Poisson son los mismos. En la figura se muestra la presión y la distribución de esfuerzos en y por debajo del área de contacto.

La fuerza normal al rodamiento se compone por los pesos del eje y de los impellers, así como de la componente vertical de la fuerza ejercida por parte de la mezcla sobre los impellers.

$$F_N = P_{eso_{eje}} + P_{eso_{impellers}} + F_{y-mezcla} \quad (3.73)$$

$$F_N = 2922[N] + 129,5[N] + 5049[N]$$

$$F_N = 8100,5[N]$$

El radio de contacto se define como:

$$a = 1,11 \left(\frac{F_N \times d_r}{2E} \right)^{1/3} \quad (3.74)$$

$$a = 1,11 \left(\frac{8100,5[N] \times 75[mm]}{2(207[GPa])} \right)^{1/3}$$

$$a = 1,26[mm]$$

La presión máxima generada por el contacto es:

$$P_{max} = 0,388 \left(\frac{4F_N \times E^2}{d_r^2} \right)^{1/3} \quad (3.75)$$

$$P_{max} = 0,388 \left(\frac{4 \times 8100,5[N] \times (207[GPa])^2}{(75[mm])^2} \right)^{1/3}$$

$$P_{max} = 6272,83[MPa]$$

El esfuerzo cortante máximo τ_{max} ocurre a una profundidad Z_m por debajo del área de contacto.

$$\tau_{max} = 0,31P_{max} \quad (3.76)$$

$$\tau_{max} = 0,31 \times 6272,83[MPa]$$

$$\tau_{max} = 1944,6[MPa]$$

$$Z_m = 0,47a \quad (3.77)$$

$$Z_m = 0,47 \times 1,26[mm]$$

$$Z_m = 0,6[mm]$$

En el Anexo, se tiene el catálogo con las especificaciones del rodamiento, cumpliendo con los requisitos establecidos.

3.2.4. Selección de pernos de sujeción.

Para la unión entre la tapa del fondo y el tanque, se podría realizar por medio de soldadura, pero tomando en cuenta posibles desmontajes futuros por cuestiones de mantenimiento o movilidad del equipo, se realiza una unión pernada.

De igual forma, el taque se unirá al bastidor por medio de pernos en la parte superior. La zona más crítica para los pernos es en la unión de la tapa del fondo con el tanque, puesta esta unión contiene el peso de toda la mezcla, y además debe evitar la fuga de la misma.

Para la unión pernada debemos considerar un empaque para evitar la salida de mezcla. En el Anexo H1, se selecciona un empaque expresamente para procesos de digestión.

Se encuentra el diámetro del perno por medio de la siguiente ecuación:

$$t_{ac} = 0,25(t_{ac}) + \left(d_p + \frac{1}{4}d_p \right) \quad (3.78)$$

Iternado variables, el diametro del perno es:

$$d_p = 7,2[mm]$$

Como se observa, el diámetro es un valor pequeño, por lo que se puede aumentar un poco más su valor. Se usarán roscas UNC, por el tipo de trabajo que se realiza. Un diámetro en roscas UNC puede ser de $5/16in$, pero tomaremos un diámetro de $5/8in$, ya que, si se realiza el cálculo con el primero, posiblemente alga una gran cantidad de pernos.

$$d_p = \frac{5}{8}in$$

Este perno tiene un área de resistencia (Anexo H2) igual:

$$A_{pr} = 146[mm^2]$$

La longitud de los pernos es:

$$l_p = 2d + \frac{1}{4}$$

$$l_p = 1,5[in] = 38,1[mm]$$

El perímetro de la ubicación de los pernos depende del diámetro nominal. El diámetro nominal es en base a las dimensiones de los anillos del tanque. Los anillos del tanque tienen las mismas dimensiones que el anillo en el bastidor. El perímetro se define como:

$$P_p = \pi \times d_N$$

$$P_p = \pi \times \left(\frac{1412[mm] + 1212[mm]}{2} \right)$$

$$P_p = 4122[mm]$$

El número máximo y mínimo de pernos en la junta se determinan como:

$$N_{max} = \frac{P_p}{3d_p} \quad (3.79)$$

$$N_{min} = \frac{P_p}{6d_p} \quad (3.80)$$

$$N_{max} = 86,5$$

$$N_{min} = 43,6$$

Se define el número de pernos en:

$$N_s = 44$$

Se definen las relaciones pertinentes a la junta. La razón de aspecto de la junta es:

$$j = \frac{d_p}{l_p} \quad (3.81)$$

$$j = 0,4$$

Puesto que los dos elementos a unir son del mismo material se puede decir que $C = C_r$ y que la relación r es igual a 1. Definida la razón de aspecto, del Anexo H3 se toman los valores para determinar C .

$$C_r = p_3 r^3 + p_2 r^2 + p_1 r + p_0 \quad (3.82)$$

$$C = C_r = 0,21$$

Cálculo estático

En cálculos anteriores, ya se ha determinado que la presión ejercida por la mezcla en el fondo del tanque es de 0,021[MPa]. Tomando en cuenta la presión en el fondo se determinará la precarga de los pernos.

$$P_{max} = 0,021[MPa]$$

La carga generada por la presión en el fondo es igual a:

$$F_0 = 2,4 \times 10^4[N]$$

La porción de carga aplicada P_0 que experimenta el perno es igual a:

$$F_a = C \times F_0 \quad (3.83)$$

$$F_a = 4,97 \times 10^3[N]$$

El material del perno es ASTM 325 con grado 5. El material tiene una resistencia de prueba mínima S_p de 85[Kpsi], una resistencia última S_{ut} de 120[Kpsi] y una resistencia de fluencia S_y de 92[kpsi].

La precarga se determina considerando al 90% de la resistencia de prueba.

$$F_i = 0,9 \times S_p \times A_t \quad (3.84)$$

$$F_i = 7,701 \times 10^4 [N]$$

La carga resultante en el perno es:

$$F_b = F_i + F_a \quad (3.85)$$

$$F_b = 8,198 \times 10^4 [N]$$

El esfuerzo de tensión máximo en el perno es:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_{pr}} \quad (3.86)$$

$$\sigma_b = 561,5 [MPa]$$

Pensando en una condición uniaxial, el esfuerzo principal y el esfuerzo de Von Mises son idéntico, con lo que el factor de seguridad contra la fluencia es:

$$f_s = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (3.87)$$

$$f_s = 1,13$$

La carga requerida para separar la junta es:

$$F_s = \frac{F_i}{(1 - C)} \quad (3.88)$$

$$F_s = 9,712 \times 10^4 [N]$$

El factor de seguridad contra la separación de la junta es:

$$f_s = \frac{F_s}{F_0} \quad (3.89)$$

$$f_s = 4,04$$

De los dos factores de seguridad calculados, ambos son aceptables. El factor de seguridad a la fluencia puede parecer bajo, pero es de esperarse por lo que se precargó el perno a un valor cercano de la resistencia mínima de prueba.

Cálculo dinámico

En el cálculo del eje ya se estableció la variación de las cargas en el interior del tanque. La fuerza alternante y media son:

$$F_{ap} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (3.90)$$

$$F_{ap} = 2,486 \times 10^3 [N]$$

$$F_{mp} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (3.91)$$

$$F_{mp} = 7,949 \times 10^3 [N]$$

Los esfuerzos alternantes y medios nominales son:

$$\sigma_{ap} = \frac{F_{ap}}{A_{rp}} \quad (3.92)$$

$$\sigma_{ap} = 17,025 [MPa]$$

$$\sigma_{mp} = \frac{F_{mp}}{A_{rp}} \quad (3.93)$$

$$\sigma_{mp} = 544,474 [MPa]$$

El factor de concentración de esfuerzos para la cuerda es:

$$k_f = 5,7 + 0,6812d_p \quad (3.94)$$

$$k_f = 6,126$$

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos medios, primero se debe comprobar si $S_c \geq S_y$.

$$S_c = k_f (\sigma_{ap} + \sigma_{mp}) \quad (3.95)$$

$$S_c = 3,44 \times 103[MPa]$$

Como $S_c \geq S_y$, se define el factor de concentración de esfuerzos medio como:

$$k_{fm} = \frac{S_y - k_f \sigma_{ap}}{\sigma_{mp}} \quad (3.96)$$

$$k_{fm} = 0,97$$

El esfuerzo de la precarga inicial es:

$$\sigma_i = k_{fm} \frac{F_i}{A_{rp}} \quad (3.97)$$

$$\sigma_i = 513,451[MPa]$$

Los esfuerzos alternantes y medios reales son:

$$\sigma_{apreal} = k_f \sigma_{ap} \quad (3.98)$$

$$\sigma_{mpreal} = k_f \sigma_{mp} \quad (3.99)$$

$$\sigma_{apreal} = k_f \sigma_{ap}$$

$$\sigma_{mpreal} = k_f \sigma_{mp}$$

$$\sigma_{apreal} = 104,29[MPa]$$

$$\sigma_{mpreal} = 530,024[MPa]$$

Para determinar la resistencia a la fatiga del perno se tiene:

$$S_e = 0,5S_{ut}$$

$$S_e = 413,685[MPa]$$

Si se tiene los siguientes factores de tamaño, condición superficial, carga y confiabilidad respectivamente:

$$k_a = 0,9$$

$$k_b = 0,76$$

$$k_c = 0,7$$

$$k_d = 0,81$$

Determinados los factores se define la resistencia a la fatiga:

$$S'_e = 190,513[MPa]$$

Se determina el factor de seguridad a partir de la línea de Goodman, teniendo que:

$$f_s = \frac{S'_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S'_e (\sigma_{m\text{preal}} - \sigma_i) + S_{ut} \sigma_{a\text{preal}}} \quad (3.100)$$

$$f_s = 1$$

3.2.5. Soldadura del cubo y diseño de los pernos en los impellers.

Cuando se hizo el cálculo de potencia, se pudo apreciar que el impeller H3 Chemineer, pese a ser el que se encuentra en el fondo del tanque, es el que menos torque soporta, más bien, es el primer impeller de aspa inclinada el más afectado. Tomando en cuenta lo anterior, basaremos el diseño de la soldadura del cubo, y la selección de los pernos en este punto.

Diseño de la soldadura del cubo.

El cubo debe poder tener un cuerpo robusto, pero no exageradamente, así como soportar los torques por el proceso de agitación. El diámetro del eje de agitación es de 110[mm], con lo que el diámetro interno del cubo será en base a esta medida. Para diámetro externo se selecciona un valor de 130[mm], cumpliendo el factor de que sea robusto, pero no en demasía.

Con estas dimensiones del cubo también se pretende que sea fácil su diseño, pues en caso de requerir un cambio, este se puede maquinar a partir de un eje macizo de 130[mm], que se encuentra con facilidad en el mercado.

$$D_{ec} = 130[mm]$$

$$D_{ic} = 110[mm]$$

Definidos sus diámetros, la altura del cubo será igual a su diámetro exterior.

$$H_c = 130[mm]$$

Para esta soldadura se selecciona una pierna de 6[mm], que cumple con la condición de que la pierna no debe ser menor al espesor de los elementos que une.

$$h_c = 6[mm]$$

Se define el área de afectación y el segundo momento polar de inercia:

$$A_c = 1,626 \times 10^3[mm^2]$$

$$J_c = 1,412 \times 10^6[mm^4]$$

El torque que afecta a la soldadura es:

$$T_c = 1,999 \times 10^3[N - m]$$

El cortante primario y secundario para la torsión de la soldadura es:

$$\tau'_c = 22,35[MPa]$$

$$\tau''_c = 77,90[MPa]$$

El cortante resultante es igual a:

$$\tau_c = \sqrt{\tau_c'^2 + \tau_c''^2} \quad (3.101)$$

$$\tau_c = 81,03[MPa]$$

El factor de seguridad de la junta es:

$$f_{s_c} = \frac{0,5S_y}{\tau_c}$$

El material de electrodo es un E-7018, con bajo contenido de nitrógeno y con un $S_y = 70[Kpsi]$, entonces tenemos un factor de seguridad de:

$$f_{s_c} = 2,9$$

El factor de seguridad de la junta es un valor aceptable, con lo que se puede considerar realizar el mismo tipo de soldadura para el resto de cubos dentro del digestor como demás elemento soldados en la zona.

Selección de pernos para los impellers.

Se encuentra el diámetro del perno por medio de la siguiente ecuación:

$$t_{ac} = 0,25(t_{ac}) + \left(d_{pi} + \frac{1}{4}d_{pi} \right) \quad (3.102)$$

El espesor del impeller es de 6[mm], y el de la placa que lo une al cubo es de 12[mm], entonces el diámetro del perno es:

$$d_{pi} = 7,2[mm]$$

El diámetro del perno se puede aproximar a un valor comercial de perno UNC-5/16 [in], pero se selecciona uno mayor de 5/8[in]. El punto de análisis será el mismo que el de la soldadura del cubo, que es donde mas esfuerzos se encuentran para la junta. La longitud roscada del perno es:

$$l_{pi} = 38,1[mm]$$

La presión que se ejerce sobre la cara del impeller es de 0,021[MPa], y el área sobre la que actúa es de $3,492 \times 10^4 [mm^2]$. La fuerza que se ejerce sobre el impeller es igual:

$$F_{pi} = 733,32[N]$$

Tomando el punto pivote(Figura 42), la fuerza sobre los pernos es igual:

$$F_{pl} = 2621[N]$$

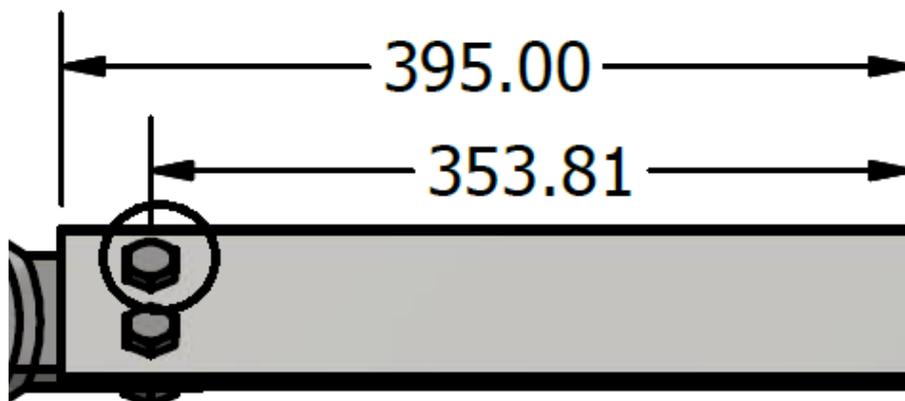


Figura 42: Punto pivote del perno de sujeción del impeller.

El perno es un Grado SAE 5, con una resistencia a la fluencia de 92[Kpsi] ó 634[MPa], con una resistencia última de 120[Kpsi] ó 827[MPa] y con una resistencia de prueba del perno de 85[Kpsi] ó 586[MPa]. El área de tensión de perno es igual a:

$$A_{pr} = 146[mm^2]$$

La fuerza de precarga del perno se determina tomando un 30 % de la resistencia de prueba del perno.

$$F_i = 0,3 \times S_p \times A_{pr} \quad (3.103)$$

$$F_i = 2,567 \times 10^4[N]$$

La constante elástica del perno es igual a:

$$k_b = \left(\frac{\pi}{4} d_{pi}^2 \right) \frac{E}{2t_{ac}} \quad (3.104)$$

$$k_b = 1,707 \times 10^9 \left[\frac{kg}{s^2} \right]$$

Las constantes C_1 y C_2 son iguales por tener las placas el mismo espesor, y se definen como:

$$C_1 = C_2 = \frac{2\pi \times d_{pi}^2 \times E}{2t_{ac}} \quad (3.105)$$

$$C_1 = C_2 = 1,366 \times 10^{10} \left[\frac{kg}{s^2} \right]$$

La constante elástica de las placas es igual a:

$$k_c = \frac{C_1 \times C_2}{C_1 + C_2} \quad (3.106)$$

$$k_c = 6,829 \times 10^9 \left[\frac{kg}{s^2} \right]$$

La constante de la junta es igual a:

$$k_j = \frac{k_b}{k_b + k_c} \quad (3.107)$$

$$k_j = 0,2$$

El incremento de carga en el perno es igual:

$$\delta P = F_{pl} \times k_j \quad (3.108)$$

$$\delta P = 524,22 [N]$$

La carga total sobre el perno es igual a:

$$F_b = F_i + \delta P \quad (3.109)$$

$$F_b = 2,619 \times 10^4 [N]$$

Cálculo estático

El esfuerzo máximo del perno es igual a:

$$\sigma_{maxp} = \frac{F_b}{A_{pr}} \quad (3.110)$$

$$\sigma_{maxp} = 179,407 [MPa]$$

El factor de seguridad estático del perno es igual a:

$$f_s = \frac{S_y}{\sigma_{maxp}} \quad (3.111)$$

$$f_s = 3,5$$

Cálculo dinámico

Las fuerzas alternantes y medias del perno son igual a:

$$F_{api} = \frac{F_b}{2} \quad (3.112)$$

$$F_{mpi} = \frac{F_b}{2} \quad (3.113)$$

$$F_{api} = 1,31 \times 10^4 [N]$$

$$F_{mpi} = 1,31 \times 10^4 [N]$$

El esfuerzo alternante del perno es igual a:

$$\sigma_{api} = \frac{F_{api}}{A_{rp}} \quad (3.114)$$

$$\sigma_{api} = 89,703 [MPa]$$

El esfuerzo medio del perno es igual a:

$$\sigma_{api} = \frac{F_{api}}{A_{rp}} \quad (3.115)$$

$$\sigma_{api} = 89,703 [MPa]$$

El esfuerzo de la precarga es igual a:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_{rp}} \quad (3.116)$$

$$\sigma_i = 175,816 [MPa]$$

La resistencia a la fatiga del perno la podemos determinar por medio de la siguiente ecuación. El valor k_{f1} es 3, que corresponde a la tracción del perno.

$$S'_e = \frac{a}{k_{f1}} S_p \quad (3.117)$$

$$S'_e = 195,351 [MPa]$$

El factor de seguridad del perno es igual a:

$$f_s = \frac{S'_e (S_{ut} - \sigma_i)}{[S'_e (\sigma_{mpi} - \sigma_i) + S_{ut} \sigma_{api}]} \quad (3.118)$$

$$f_s = 2, 2$$

3.2.6. Costos del digestor

Poder realizar un análisis económico completo sobre el diseño y construcción de los dos equipos resulta complicado, partiendo del hecho de que en este estudio no se construyó ninguno de los equipos mucho menos los elementos que los componen.

Así mismo, existen componentes de los equipos que no se ha diseñado, más en el caso de la prensa como se verá más adelante, por lo que resulta complicado tener valores exactos sobre su construcción. En vista de lo anterior, se analizará que tan factible es construir los equipos dentro del país, y si representa un ahorro significativo para la industria en sus equipos, así como ser una ventaja en temas como mantenimiento y reparación de los equipos.

Costo Internacional

A nivel internacional, las empresas que más se encuentran en el mercado de equipos de extracción son asiáticas. Para este análisis se toma como referencia la empresa Henan Huatai Cereals and Oil Machinery Co., Ltd., con ubicación en China. La empresa Huatai ofrece digestores de palma con capacidades de entre los 2000[Its] a 5000[Its] de capacidad con costos que van desde los \$30000 hasta los \$60000.

Como un dato extra, existen extractoras en la zona que han adquirido equipos del extranjero con otras marcas, con un mayor nombre a nivel de calidad, y por ende un mayor costo de sus equipos, por lo que se puede considerar los valores anteriores como un estimado medio bajo para otros precios de equipos.

Costo Nacional

Por medio de la empresa ACINDEC S.A, empresa nacional, con experiencia en el diseño, desarrollo y construcción de equipos y plantas para industrias que procesan productos, se pudo obtener un aproximado del costo de cada uno de los equipos. Se brindo los datos obtenidos del estudio actual, así como los elementos considerados tal es el caso de la unidad hidráulica o housing del eje de la prensa, con el fin de aproximar lo más posible el costo nacional.

Por medio costos históricos y referenciales de la empresa, se realizó un peritaje de los costos y se dio la evaluación de los mismos. El señor Tapia, supervisor del departamento de producción como el ingeniero Padilla, Gerente de la empresa, tomando en cuenta costos de proyectos similares, brindan un costo aproximado de los equipos en \$32000 el costo del digestor.

Capítulo 4

DISEÑO DE LA PRENSA

4.1. Diseño Básico

4.1.1. Preliminares

Una prensa de extracción de aceite de palma africana está compuesta básicamente por una canasta perforada horizontal de forma cilíndrica doble, y por dos tornillos de tipo sinfín. Los frutos digeridos son prensados dentro de la canasta por acción de los tornillos sinfín, girando paralelamente en sentido contrario [45].

La compresión la ejerce cada tornillo, el uno contra el otro mutuamente y que trabajan además contra unas piezas cónicas colocadas en los extremos de la canasta y operadas hidráulicamente [45].

La eficiencia de la etapa de prensado se debe medir según las pérdidas de aceite en las fibras y el contenido de nueces rotas en la torta, teniendo en cuenta la presión (ajuste de los conos), la composición del fruto, y el espesor del cuesco [45]. Las relaciones entre estos factores y a pérdida de aceite serán:

- A un mayor ajuste de los conos puede disminuirá a pérdida de aceite, pero por otro lado aumentará la cantidad de nueces rotas.
- A medida que la presión sobre la torta prensada aumenta, las nueces tienden a reunirse dentro de la torta y a transmitir a la fibra la fuerza ejercida por el sistema de prensado,

pero dejando en la masa de fibras espacios libres entre las nueces que no son afectadas suficientemente por la presión. Si el contenido de nueces en la torta aumenta a valores mayores, hay un aumento en las pérdidas de aceite y en la proporción de nueces rotas.

- Por otro lado, si la cantidad de nueces en la torta es baja, también se tiene un aumento en las pérdidas de aceite, debido a que hay una alta resistencia entre las fibras, lo cual dificulta la transmisión de la presión dentro de la torta. Este fenómeno se presenta generalmente cuando se procesan fruto de cultivos jóvenes, los cuales tienen nueces más pequeñas que los frutos de cultivos adultos.
- El porcentaje de nueces rotas también se incrementa cuando estas tienen un espesor de cascarilla muy bajo.

Tomando en cuenta los anteriores puntos, se asume algunas condiciones como óptimas, con lo que no entran en diseño, como la unidad hidráulica. La unidad hidráulica que regula el avance de los conos se asume está en las mejores condiciones de operación, así como de su diseño.

4.1.2. Parámetros de diseño

En la tabla 30 se puede apreciar los parámetros de diseño considerados para este diseño de la prensa.

Tabla 30:

Especificaciones para el diseño de la prensa para extracción de aceite de palma africana.

Prensa de 15 toneladas hora para el proceso de extracción de aceite rojo de palma	
Especificaciones	
Concepto	Descripción
Función	Obtener un proceso de prensado con la menor rotura de nueces.
	Operación continua de la prensa.
	Facilidad de salida del aceite obtenido.
Dimensiones	Boca de entrada en dimensiones óptimas para evitar trancones en el prensado.
	Uso de dos tornillos sinfín contrarrotatorios.
	Uso de plancha de acero perforada para proceso de prensado.
Energía	Motor eléctrico.
Materiales	Tornillo sinfín en fundición de acero.
	Estructuras de soporte en acero A-36.
Vida útil y mantenimiento	Vida útil de 15 años
	Mantenimiento preventivo programado.
Seguridad y ergonomía	Dimensiones acorde a los espacios dentro de la planta.
	Alta confiabilidad

4.1.3. Diseño del tornillo sinfín

Anteriormente, para el diseño de los impellers se realizó una selección de alternativas, por la variedad de impellers que podrían haber cumplido con los requerimientos establecidos, pero en el caso de los tornillos sinfín de la prensa solo hay un tipo de los mismos para la operación de prensado de aceite de palma, por lo que se centra el diseño en sus dimensiones y material.

En el diseño de tornillos sinfín, las dimensiones principales son: el diámetro del tornillo sinfín D_{sf} , la longitud del tornillo L_{sf} , el paso del tornillo W_{sf} y el ángulo de filete θ . De las dimensiones anteriores las principales para el inicio de diseño son el diámetro del tornillo y la longitud del mismo [19] [18].

Para el diseño del tornillo se determina la relación entre el diámetro del tornillo y longitud, misma que depende del servicio que vaya a tener. Para tornillos de prensado de fruto oleaginosos

la relación está entre valores de 3 y 4 aproximadamente [19] [18].

$$\frac{L_{sf}}{D_{sf}} \simeq 3 - 4 \quad (4.1)$$

Se toma 3,5 como valor de la relación, siendo un valor intermedio. La longitud del tornillo sinfín en prensas es aproximadamente 1[m] [45]. Se realiza una iteración para obtener valores cerrados para los valores del diámetro y la longitud del tornillo obteniendo:

$$D_{sf} = 302[mm]$$

$$L_{sf} = 1057[mm]$$

Distancia entre el tornillo y la canastilla.

Con tal de evitar rotura de nuez en el interior de la prensa, se toma en cuenta el espacio entre el tornillo y la canastilla, de modo que la presión ejercida sobre la plancha rompa las nueces. El diámetro promedio de la nuez es de 15 a 20[mm] [44], con lo que se toma un mayor valor y el espacio es:

$$\delta = 30[mm]$$

Diámetro del eje del tornillo y profundidad de rosca.

Determinar la profundidad de la rosca depende de la relación de compresión, que para prensado de elementos parecidos a la pulpa de palma es de 2,6:1 [18], con lo que tenemos que:

$$\frac{D_{sf}}{D_e} = 2,6 \quad (4.2)$$

Despejando el diámetro del eje del tornillo sinfín, tenemos:

$$D_e = 116,15[mm]$$

Aproximamos el diámetro al inmediato superior y tenemos:

$$D_e = 117[mm]$$

Definido el diámetro del eje del tornillo, se puede obtener la profundidad del tornillo.

$$H_{sf} = 92,5[mm]$$

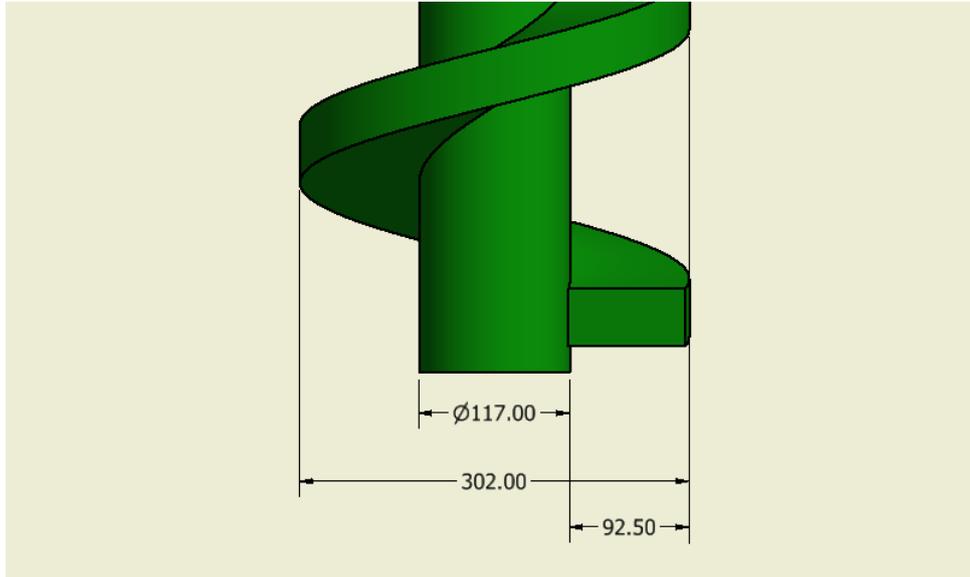


Figura 43: Dimensiones iniciales del tornillo sinfín.

Ángulo de filete y ancho de rosca.

El ángulo de filete para procesos de extrusión o prensado de productos alimenticios se puede recomendar entre 15 y 20° [31], pero un valor universal y comprobado es un ángulo de 17,7°. En diseños actuales de tornillos de prensa, el ancho de cara tiene una reducción desde el extremo cercano a los conos de presión hasta el punto donde se alimenta al tornillo. Esta reducción se debe a que se necesita un ancho grande en donde más presión se ejerce, lo que permite un tornillo más óptimo. Para el estudio presente se maneja un ancho general de 45[mm] [45], y para estudios posteriores se puede definir el grado de reducción del mismo.

$$\theta = 17,7^\circ$$

$$a = 45[mm]$$

Paso del tornillo.

Se debe tomar muy en cuenta el paso del tornillo, esto a causa de que, si es un valor muy cerrado, puede aumentar la rotura de nuez, pero si es muy abierto el proceso no es muy eficiente. El diámetro promedio de la nuez de fruta de palma híbrida, está entre 15[mm] y 20[mm] [44]. Existen nuevas variedades con diámetros de hasta 25[mm], pero son variedades que sólo se están dando en Centroamérica, y se encuentran todavía en etapa de investigación.

Considerando los varios diámetros existentes, se pueden tener dos configuraciones principales de la nuez dentro de la prensa.

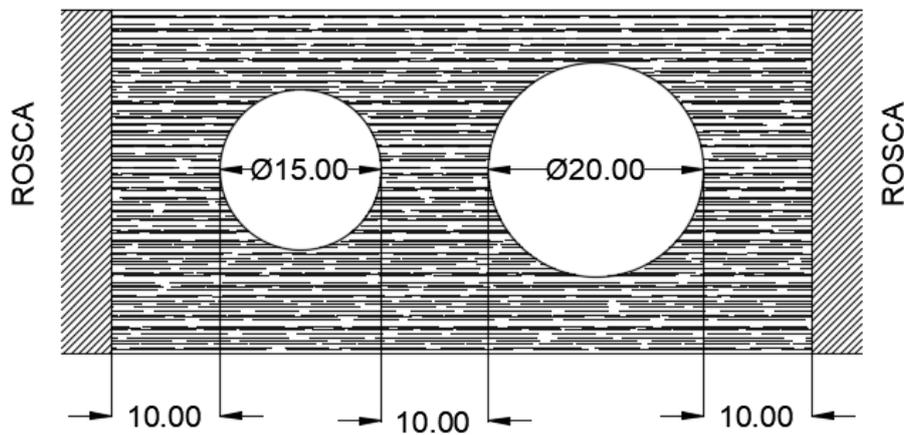


Figura 44: Configuración de la nuez en el interior de la prensa(1).

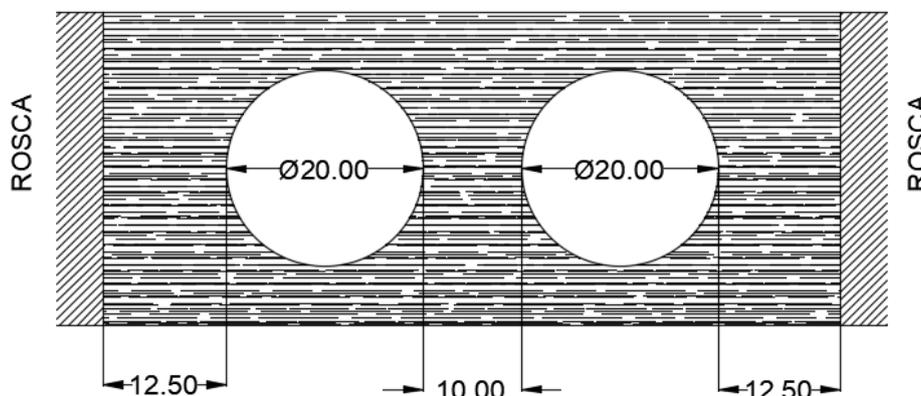


Figura 45: Configuración de la nuez en el interior de la prensa(2).

En ambos casos, tanto con variedad en sus diámetros, como con diámetros iguales, la nuez se encuentra rodeada por la pulpa. De las dos configuraciones se considera que la más crítica es tener dos nueces con un diámetro máximo. Si la prensa se compone por dos tornillos, se debe considerar el ancho de rosca dentro del paso del tornillo. El paso se define como:

$$W_{sf} = 2(75[mm]) + 45[mm] = 195[mm]$$

4.1.4. Potencia consumida por el proceso.

Para el cálculo de la potencia se toma primero en consideración el flujo de la mezcla, donde se determina la velocidad, la fuerza que ejerce sobre el tornillo, y al final la potencia que requiere la transición de la mezcla a lo largo del tornillo. Después se debe considerar las condiciones de tornillo de potencia que tiene la prensa [43].

Las ecuaciones que gobiernan la cantidad de movimiento de los fluidos en coordenadas cilíndricas, en función de los gradientes de velocidad tienen tres componentes [43].

Componente radial

$$\rho \left(\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \quad (4.3)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rV_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_t}{\partial z^2} \right]$$

Componente angular

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} - \frac{V_\theta V_r}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \\ &= \frac{-1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rV_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.4)$$

Componente axial

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_t}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.5)$$

De las 3 componentes, nos centramos en la componente angular, ya que la componente radial me ayuda a determinar la presión en función del radio y la velocidad tangencial, que para este estudio no son necesarias, y la componente axial permite determinar el flujo másico, que tampoco corresponde al estudio actual [43].

Eliminando las derivadas parciales de menor importancia podemos despejar la siguiente ecuación:

$$\mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rV_\theta) \right) \right) = 0 \quad (4.6)$$

Integrando dos veces, obtenemos:

$$V_\theta = \frac{rC_1}{2} + \frac{C_2}{r}$$

Las condiciones de fronteras son

$$\text{Condiciones} = \begin{cases} r = R, & V_\theta = 0 \\ r = kR, & V_\theta = N \times k \times R \end{cases}$$

Reemplazando se tiene que:

$$V_{\theta} = N \times k \times R \left(\frac{r}{kR - \frac{R}{k}} - \frac{R^2}{rkR - \frac{Rr}{K}} \right) \quad (4.7)$$

N son las revoluciones del tornillo, y para este proceso se recomienda velocidades bajas, con un valor aproximado de 12[rpm]. Reemplazando los demás valores se tiene una velocidad de:

$$V_{\theta} = 0,19[m/s]$$

Para determinar el esfuerzo de corte, se debe definir un modelo para el fluido. Se selecciona el siguiente modelo:

$$\tau_{r\theta} = -\mu \left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_{\theta}}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right) \quad (4.8)$$

El segundo término de la ecuación 4.8 se elimina puesto que es despreciable. El cortante se puede expresar como:

$$\tau_{r\theta} = -\mu N \times k \frac{3R^2}{r^2 k - \frac{r^2}{k}}$$

La fuerza se determina en función del esfuerzo de corte. La fuerza es igual:

$$F = - \left(\frac{3\mu N k}{k - \frac{1}{k}} \right) \left(\frac{4n\pi \left(\frac{R^2}{2} - Rr_{eje} \right)}{\cos \theta} \right) \quad (4.9)$$

Si el torque es igual a la fuerza F por el radio de la hélice r , y la potencia es el torque T por las revoluciones N , entonces la potencia es igual a:

$$P_{\theta} = -N \left(\frac{3\mu N k}{k - \frac{1}{k}} \right) \left(\frac{4n\pi \left(\frac{R^2}{2} - Rr_{eje} \right)}{\cos \theta} \right) \quad (4.10)$$

Reemplazando los valores se tiene una potencia por el flujo de la mezcla de:

$$P_{\theta} = 5 \times 10^{-3}[HP]$$

Como se observa la potencia en el flujo de la mezcla es muy baja, casi despreciable, y si se determina la fuerza, esta es igual a 9,8[N], igual es una fuerza muy baja, que nos indica que la mezcla no requiere de una alta potencia para su paso por el tornillo.

Potencia del tornillo por compresión de la mezcla.

La mayor parte de la extracción de aceite se da en la compresión de la mezcla al final contra los conos de la unidad hidráulica. La presión máxima a aplicar contra la mezcla es de 1200[psi] ó 8,274[MPa]. Por medio del programa inventor se determina el área aproximada de toda la rosca, siendo igual:

$$A_R = 0,248[m^2]$$

La fuerza generada sobre el tornillo es igual a:

$$F_r = 8,274[MPa] \times 2,480[mm^2]$$

El torque necesario para que el tornillo ejerzca presión sobre la mezcla es igual:

$$T_r = \frac{F_r d_m}{2} \left(\frac{\pi d_m f - a}{\pi d_m - f a} \right) \quad (4.11)$$

f es el valor de la tangente del ángulo de filete, y d_m , es el diámetro nominal y se define como:

$$d_m = D_{sf} - \frac{a}{2} \quad (4.12)$$

$$d_m = 204,5[mm]$$

Definido el diámetro nominal, y la variable f , el torque es igual a:

$$T_r = 7,577 \times 10^3[N - m]$$

Para el proceso de prensado de palma africana, la velocidad de giro del tornillo recomendada es de 12[rpm]. La potencia necesaria por un tornillo para efectuar la extracción es:

$$P_{O_{sf}} = T_r \times 12[rpm]$$

$$P_{O_{sf}} = 19,15[HP]$$

En un principio se dijo que se diseñaría una prensa de doble husillo o tornillo, por lo que la potencia requerida sería el doble, entonces la potencia es:

$$P_{O_{sf}} = 38,3[HP]$$

4.1.5. Selección motor eléctrico.

Igual que en la selección del motor para el digestor, el mismo procedimiento se da para la prensa. Para la prensa tenemos un factor de servicio 1,25, con lo que la potencia será:

$$P_{O_{rs}} = 1,25 \times P_{O_{sf}}$$

$$P_{O_{rs}} = 47,87[HP]$$

El valor de la potencia lo aproximamos a un valor comercial, con lo que tenemos:

$$P_{O_{rs}} = 50[HP]$$

Tabla 31:

VARIABLES DE MOTOR TRIFÁSICO PARA PRESA.

Factor	Unidad/Selección
Fase	Trifásico (para motores mayores a 3[HP])
Tipo	Para trifásicos selección del tipo por medio de NEMA
Frecuencia	A nivel nacional 60 [Hz]
Servicio	Servicio continuo (para sólo por mantenimiento)
Velocidad	1200 rpm (con 4 polos y frecuencia de 60Hz)
Voltaje	230-460 V (trifásicos)
Amperaje	55 Amp (trifásicos)
Clase de aislamiento	IPP-55 (protección contra polvos y fibras)
Temperatura	Clase F(155°C según NEMA).

4.1.6. Selección reductor de velocidad.

La selección es la misma que para el reductor del digestor. La relación de reducción es:

$$I_s = \frac{1200}{12} = 100$$

El factor de servicio para el prensado es igual a 1,6, con lo que la potencia nominal es igual a:

$$P_{Nsf} = 50[HP]$$

En el catálogo de reductores FLENDER, el tamaño del reductor es 7, con una potencia nominal de 42[KW] o 56,3[HP], que es mayor a la calcula con lo que el reductor cumple con las especificaciones que se busca.

4.1.7. Diseño de los ejes de la prensa.

La prensa trabaja con tornillos gemelos, con lo que se necesita de dos ejes que transmitan la potencia a los mismos desde el reductor. Uno de los ejes será el que reciba la potencia desde el reductor por medio de un acoplamiento, y se la transmitirá al segundo por medio de engranes rectos con una relación 1:1 entre ambos, ya que lo ideal es que ambos tornillos reciban la misma potencia.

Se sabe que la prensa trabajará a velocidades bajas, en ejes paralelos, y con potencias medias, por lo que engranes cilíndricos rectos se ajustan para el diseño. El número de dientes puede ser un valor bajo por la velocidad a la que trabaja la prensa.

Configuración de los ejes en la prensa.

En la figura se tiene la configuración que se va a tener en los ejes de la prensa. Por medio de un programa CAD se determinan las reacciones en el eje, esto por facilitar los cálculos ya que el eje se considera como una viga continua hiperestática.

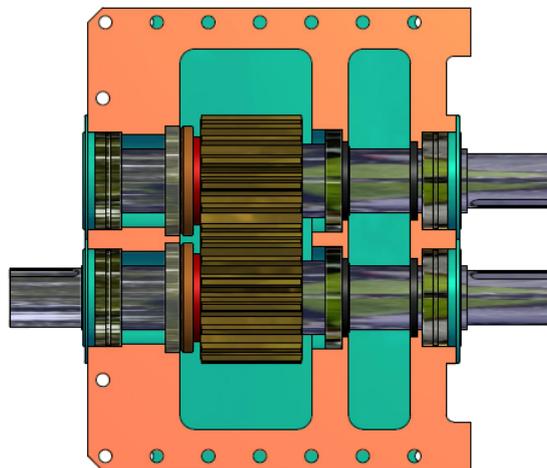


Figura 46: Configuración de los ejes en el Housing o alojamiento.

Fuente: Autor, 2017

Diagrama de cuerpo libre del eje de la prensa.

El diagrama de cuerpo libre del eje se puede apreciar en la figura.

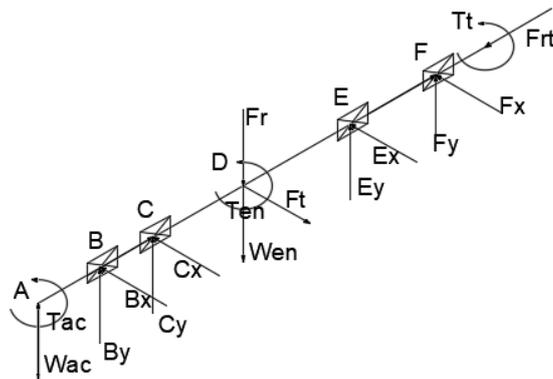


Figura 47: Diagrama de cuerpo libre del eje de la prensa.

Reacciones del eje.

Los resultados del programa CAD son:



Figura 48: Diagrama de cortantes del eje en el plano YZ.

☐ Shear Force, XZ Plane

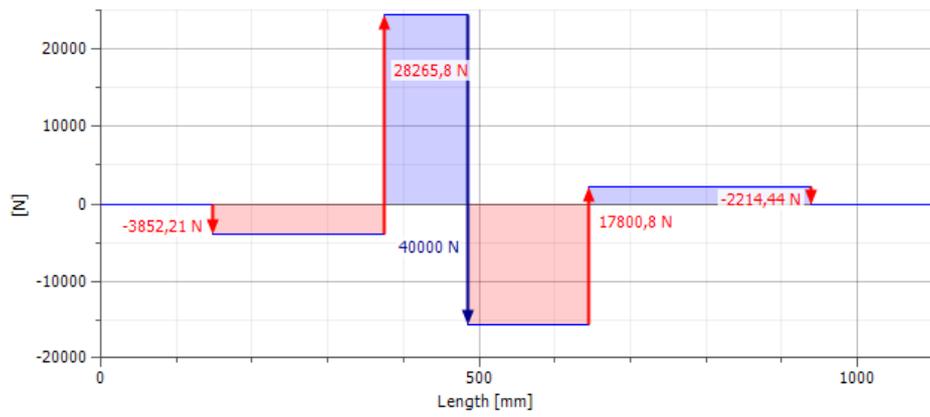


Figura 49: Diagrama de cortantes del eje en el plano XZ.

☐ Bending Moment, YZ Plane

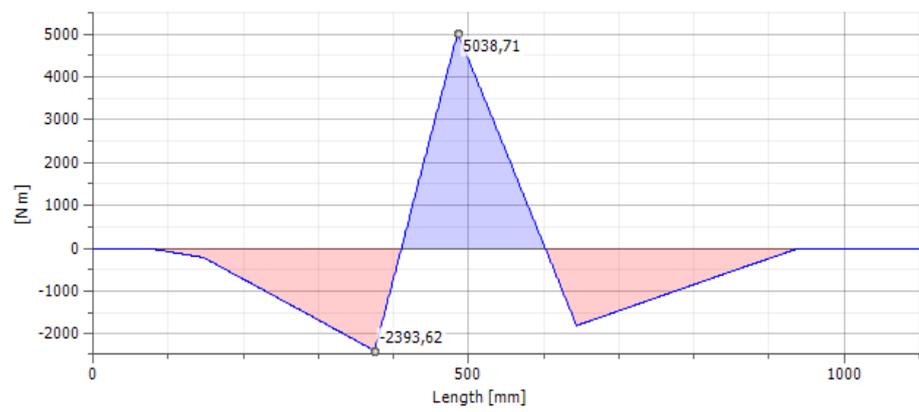


Figura 50: Diagrama de momentos del eje en el plano YZ.

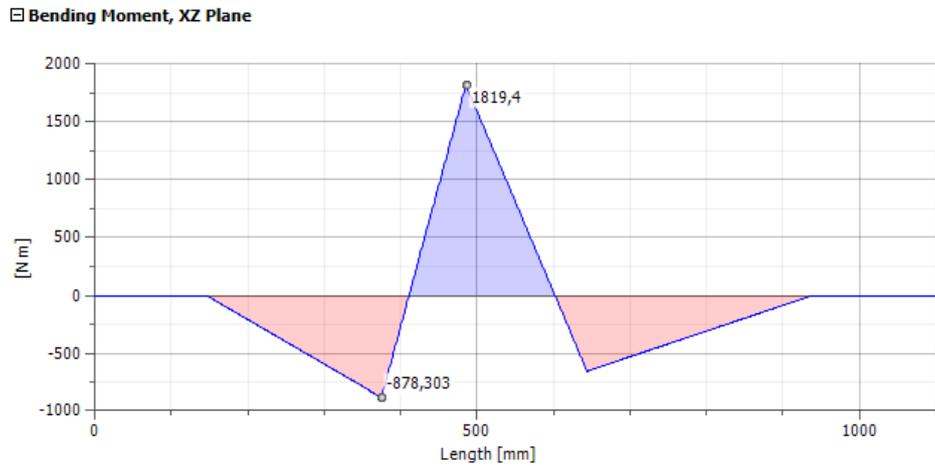


Figura 51: Diagrama de momentos del eje en el plano XZ.

La fibra crítica se encuentra en el punto D, ya que presenta momento flector, cortante por torsión y el peso de un elemento como el engrane. El momento total máximo en el punto seleccionado es igual a:

$$M_{Tmax} = 5375[N - m]$$

El torque total máximo en el punto seleccionado es igual a:

$$Tq_{max} = 1,484 \times 10^4[N - m]$$

Los esfuerzos flectores máximos y mínimos son:

$$\sigma_{bmax} = \frac{32 \times M_{Tmax}}{\pi d_p^3} \quad (4.13) \quad \sigma_{bmin} = \frac{32 \times M_{Tmin}}{\pi d_p^3} \quad (4.14)$$

Los esfuerzos cortantes máximos y mínimos son:

$$\tau_{max} = \frac{16 \times Tq_{max}}{\pi d_p^3} \quad (4.15) \quad \tau_{min} = \frac{16 \times Tq_{min}}{\pi d_p^3} \quad (4.16)$$

Los esfuerzos flectores medios y alternantes son:

$$\sigma_m = \frac{16 \times M_{Tmax}}{\pi d_p^3} \quad (4.17)$$

$$\sigma_a = \frac{16 \times M_{Tmax}}{\pi d_p^3} \quad (4.18)$$

Los esfuerzos de corte medios y alternantes son:

$$\tau_m = \frac{8 \times Tq_{max}}{\pi d_p^3} \quad (4.19)$$

$$\tau_a = \frac{8 \times Tq_{max}}{\pi d_p^3} \quad (4.20)$$

El factor de concentración teórico y el de concentración teórico para cortante son:

$$k_t = 1$$

$$k_{ts} = 2, 2$$

La sensibilidad a la muesca obtenemos del Anexo. El factor k_f y el factor k_{fs} son:

$$k_f = 1$$

$$k_{fs} = 1, 9$$

Los esfuerzos flectores medios y alternantes reales son:

$$\sigma_{mreal} = \frac{16 \times M_{Tmax} \times k_f}{\pi d_p^3} \quad (4.21)$$

$$\sigma_{areal} = \frac{16 \times M_{Tmax} \times k_f}{\pi d_p^3} \quad (4.22)$$

Los esfuerzos cortantes medios y alternantes reales son:

$$\tau_{mreal} = \frac{8 \times Tq_{max} \times k_{fs}}{\pi d_p^3} \quad (4.23)$$

$$\tau_{areal} = \frac{8 \times Tq_{max} \times k_{fs}}{\pi d_p^3} \quad (4.24)$$

El esfuerzo medio equivalente es igual a:

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{mreal}^2 + 4\tau_{mreal}^2} \quad (4.25)$$

El esfuerzo alternante equivalente es igual a:

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{\sigma_{areal}^2 + 4\tau_{areal}^2} \quad (4.26)$$

Selección del material.

Se selecciona un material AISI 4140 templado y revenido a 800°F, por su alta resistencia, lo cual también permite obtener un diámetro de eje no excesivo. Las propiedades del material son:

$$S_y = 1440[MPa]$$

$$S_{ut} = 1550[MPa]$$

Factor de condición superficial.

Para el factor de condición superficial obtenemos a y b del Anexo. El factor de condición superficial es igual a:

$$k_a = a \times (S_{ut})^b$$

$$k_a = 0,7$$

Factor de tamaño.

El factor de tamaño es igual a:

$$k_b = 0,8$$

Factor de carga

El factor de carga se obtiene del Anexo.

$$k_c = 1$$

Factor de confiabilidad.

El factor de confiabilidad se obtiene del Anexo.

$$k_d = 0,87$$

Factor de seguridad.

El factor de seguridad para este diseño es de 2,5.

$$f_s = 2,5$$

Resistencia a la fatiga.

Para materiales con una resistencia última mayor a los 1400[MPa], el valor de S_e es igual a 700[MPa].

$$S'_e = k_a k_b k_c k_d S_e$$

$$S'_e = 320[MPa]$$

Se aplica el criterio de Goodman modificado para combinación de esfuerzos.

$$\frac{1}{f_s} = \left(\frac{\sigma_{meq}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{aeq}}{S'_e} \right)$$

Despejando el diámetro del eje tenemos:

$$d_p = \left[f_s \left(\frac{1,484 \times 10^5 [N \cdot m]}{S_{ut}} + \frac{1,484 \times 10^5 [N \cdot m]}{S'_e} \right) \right]^{1/3}$$

$$d_p = 109,3[mm]$$

Aproximamos el diámetro a un valor comercial de 110[mm]. Obtenido el diámetro se comprueba el factor de tamaño.

$$d_p = 110[mm]$$

$$k_b = 1,51 d_p^{-0,167}$$

$$k_b = 0,72$$

EL factor de tamaño se aproxima a 0,8, con lo que se comprueba que se ha realizado el cálculo de forma correcta.

4.2. Diseño de detalle

4.2.1. Engranés de transmisión de la prensa.

Como recomendación de prensas (Extractor SOPALIN S.A) con la capacidad de nuestro diseño, se tiene engranes con un número de dientes igual a 16, y módulos de entre 15 y 16. En prensas usadas actualmente, el engrane que se usa tiene las siguientes características.

Tabla 32: Características de los engranes de transmisión de la prensa.

Diámetro exterior	270[mm]
Diámetro interior	202[mm]
Diámetro de paso	248[mm]
Módulo	15.5
Número de dientes	16
Ancho	206[mm]

4.2.2. Acoplamiento del eje de la prensa.

Definido el engrane de los ejes, se debe determinar el acoplamiento entre el reductor y el eje de la prensa, con el fin de conocer su peso, y así calcular correctamente las dimensiones del eje.

Al igual que el acoplamiento del digestor, se tiene que calcular el par nominal del acoplamiento, tomando en cuenta la potencia neta a transmitir, la velocidad del eje y el coeficiente de seguridad del acoplamiento.

$$C_n = \frac{7160 \times P}{N[rpm]}$$

$$C_n = 29833[N - m]$$

El coeficiente de seguridad para el acoplamiento es de 1,44, entonces el par nominal del acoplamiento es igual a:

$$C_N = 29833[N - m] \times 1,44$$

$$C_N = 42960[N - m]$$

En el Anexo, se tienen las características del acoplamiento que cumple los requerimientos de diseño. El peso del acoplamiento como del engrane son:

$$W_{en} = 444,82[N]$$

$$W_{ac} = 2825[N]$$

4.2.3. Simulación del tornillo

Se somete las caras del tornillo a las fuerzas de compresión de la mezcla, con el fin de determinar que tan seguro es el diseño propuesto. La fuerza de compresión tiene un valor de $4,562 \times 10^5 [N]$. La carga será aplicada directamente a la cara de la rosca del tornillo.

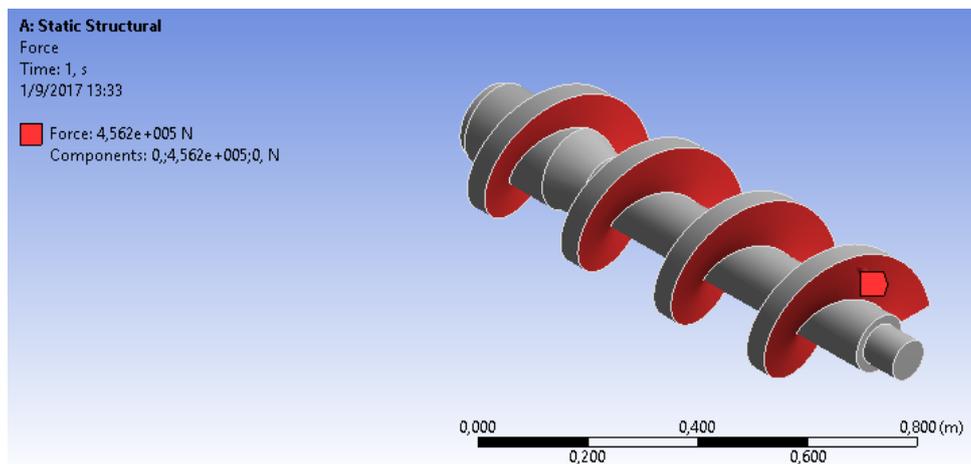


Figura 52: Fuerza aplicada sobre la cara de la rosca del tornillo sinfín.

La simulación del tornillo genera que el esfuerzo máximo del tornillo es de 63,4[MPa].

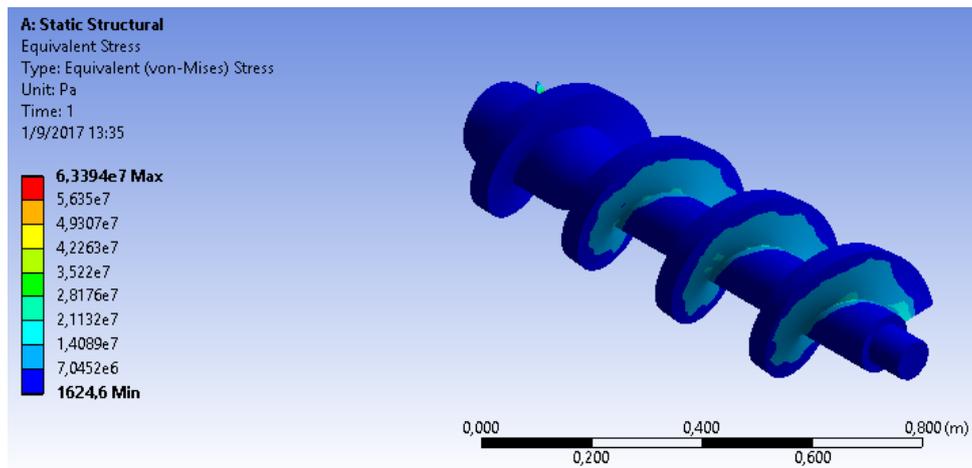


Figura 53: Esfuerzo de Von Misses del tornillo sinfín.

El factor de seguridad obtenido por la simulación del tornillo es de 3,9, con lo que se define al tornillo como un elemento seguro que soporta sin problemas las cargas de compresión de la mezcla.

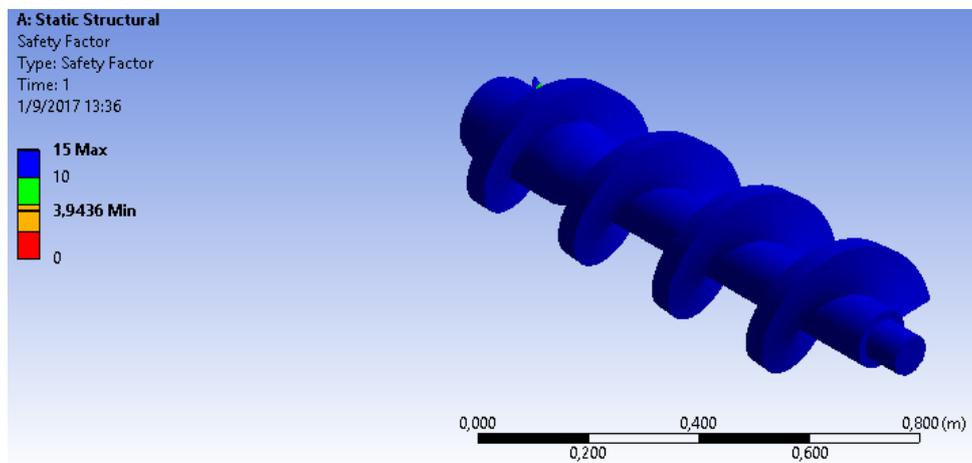
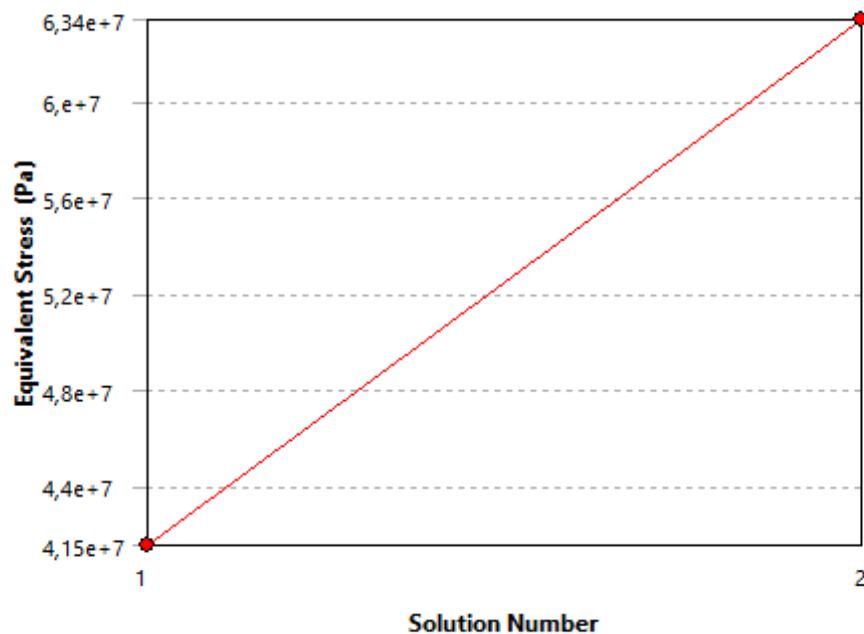


Figura 54: Factor de seguridad del tornillo sinfín.

En la figura tenemos el diagrama de convergencia de la simulación del tornillo, con el que el valor de esfuerzo en el que se estabiliza la simulación es de 69,4[MPa].



	Equivalent Stress (Pa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	4,1525e+007		3037	1500
2	6,3394e+007	41,688	14032	8238

Figura 55: Diagrama de convergencia de la simulación del tornillo sinfín.

4.2.4. Análisis de elementos del conjunto de prensado

Existen varios elementos, cuerpo o estructuras dentro del conjunto de prensado que su diseño representan análisis extras que no se realizarán en este estudio. Para comprobar su factibilidad se realizará un análisis de sus materiales, su forma, y las cargas que se puede comprobar están sometidos.

Los elementos en análisis son: el skid de la prensa, el alojamiento del eje, la malla de prensado, y la estructura que sostiene los elementos de prensado. No sea considerado la unidad hidráulica dentro del análisis, puesto que toda la unidad hidráulica cuenta como todo un sistema de elementos, que se diseñan o seleccionan en un estudio aparte.

Alojamiento del eje

En el alojamiento del eje es donde se encuentra soportado el eje y sus rodamientos. Como recomendación de la empresa SOPALIN S.A, el material del elemento es una fundición de acero, con las dimensiones base que se muestran en la figura, las demás dimensiones se encuentran en el plano respectivo.

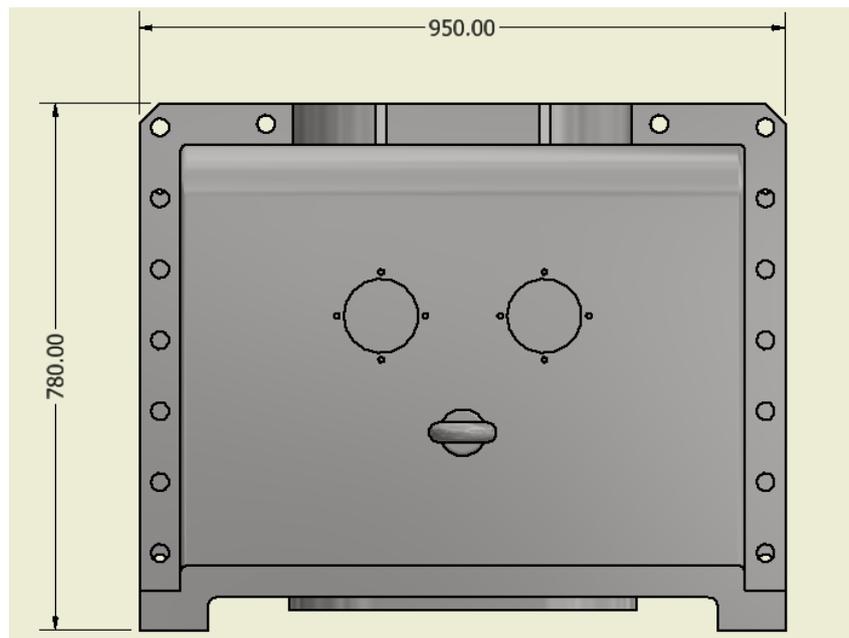


Figura 56: Vista superior del housing de la prensa.

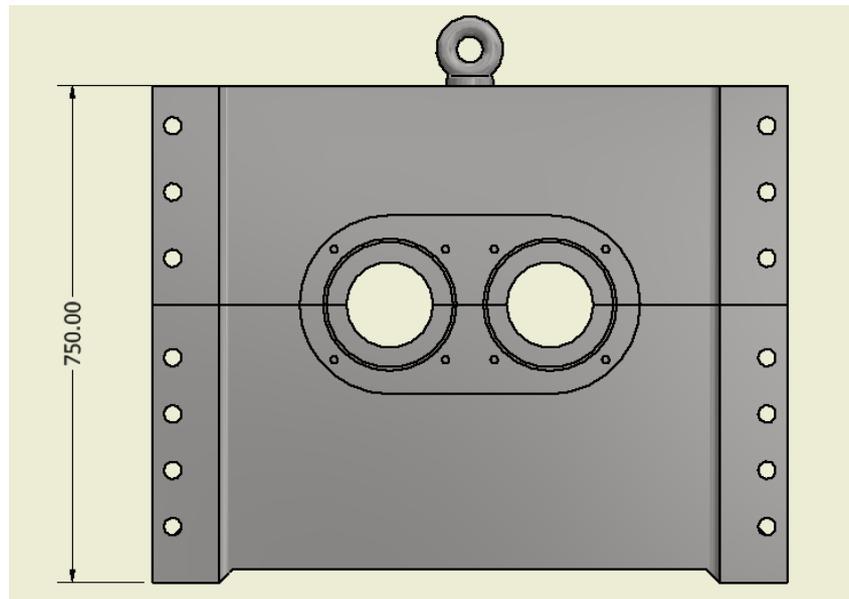


Figura 57: Vista frontal del housing de la prensa.

El elemento soporta los pesos de los ejes, las cargas por la transmisión de potencia y la carga axial por el proceso de prensado. En la figura se puede apreciar donde están actuando las cargas axiales por el proceso de prensado.

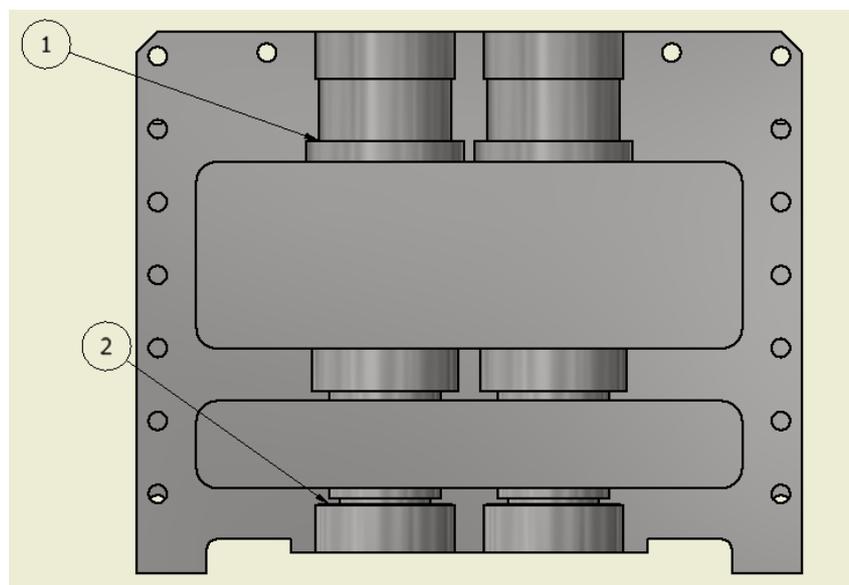


Figura 58: Zonas del housing afectadas por las cargas axiales del proceso de prensado.

En consideración a lo anterior, se toma la parte inferior del housing para el análisis por

medio del programa de simulación. Los datos de las cargas son los obtenidos en el diseño del eje de la prensa.

Sobre la superficie en contacto con la tapa superior del housing tenemos una fuerza de 5712[N], correspondiente al peso de la tapa superior. El peso de los ejes ejerce otra fuerza sobre la superficie interna del housing con un valor de 2224[N]. Por último, el proceso de compresión en los conos de la prensa ejerce una reacción que afecta a la zona 1 y 2 de la figura.

La simulación del elemento arroja el siguiente resultado para el esfuerzo de Von Mises en el housing:

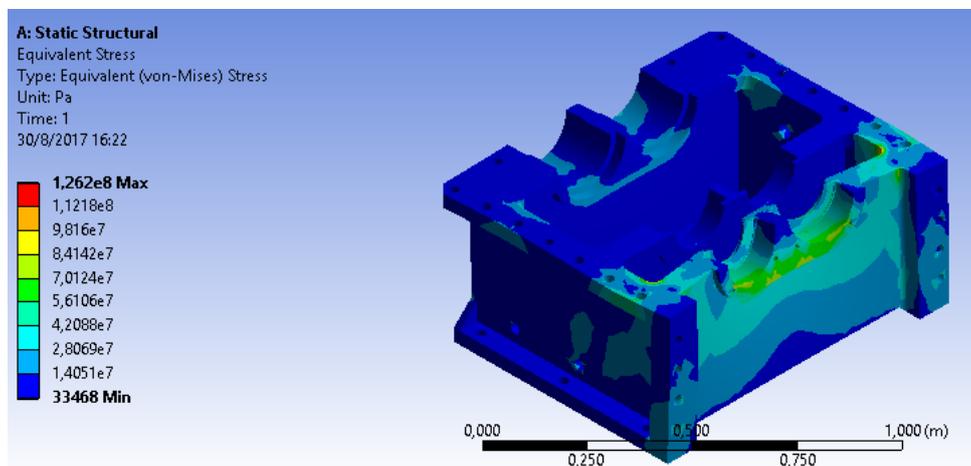


Figura 59: Esfuerzo de Von Mises en el Housing.

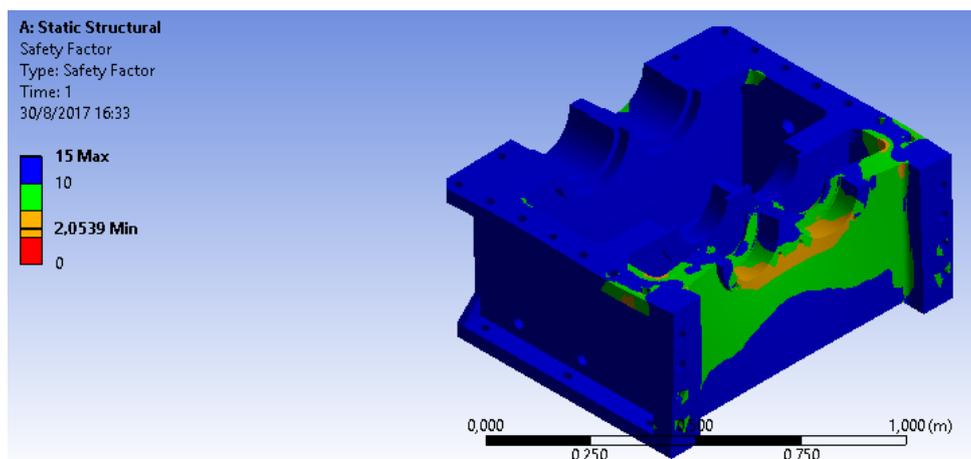
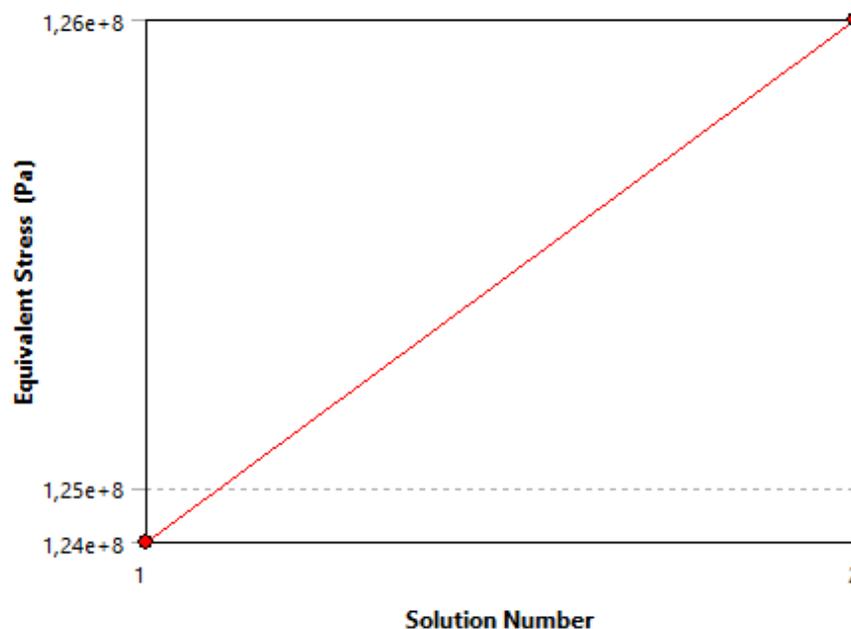


Figura 60: Factor de seguridad en el Housing.

Se observa, que la geometría propuesta, así como el material del housing soportan muy bien las fuerzas generadas por los pesos de los elementos como de las reacciones por el proceso de prensado, obteniendo un factor de seguridad de 2,05, siendo un valor aceptable.



	Equivalent Stress (Pa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	1,243e+008		22750	12248
2	1,262e+008	1,5118	34337	19488

Figura 61: Diagrama de convergencia de la simulación en el Housing.

Canastilla

La canastilla de la prensa es el elemento que retira con menos esfuerzo el aceite de la mezcla, pues se compone de una plancha de acero perforada, y rodeada por costillas o nervaduras para aumentar la rigidez del cuerpo.

En la figura se puede apreciar las dimensiones de la canastilla. El material para la canastilla es un acero A36, con el fin de tener un aproximado, y en futuros estudios determinar el mejor material para la misma.

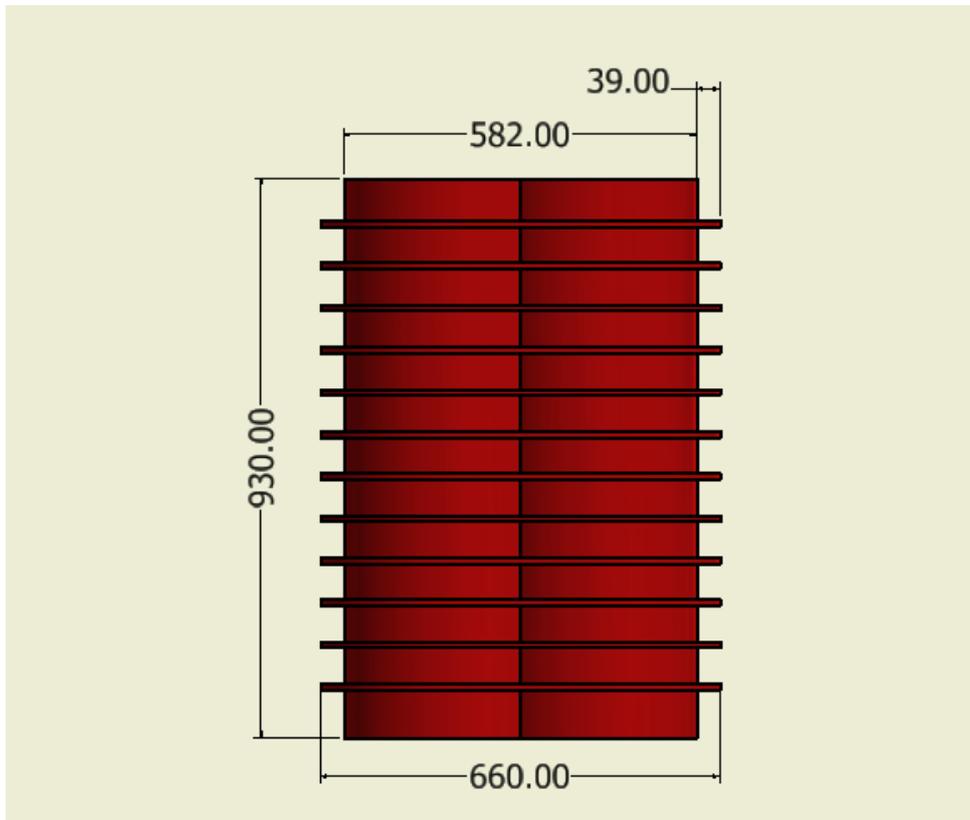


Figura 62: Dimensiones basicas de la canastilla.

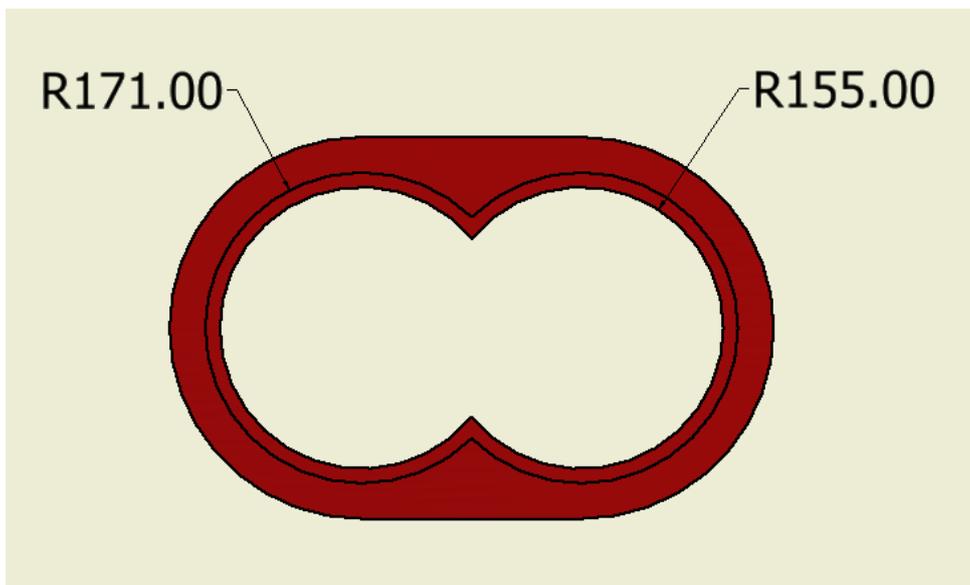


Figura 63: Dimensiones basicas de la canastilla.

Las fuerzas de principal interés son las que actúen sobre la superficie interna de la canastilla, pues dichas fuerzas con las que comprimen en parte la mezcla extrayendo cierta cantidad de aceite. La fuerza radial generada por el movimiento de los tornillos es la que empuja la mezcla hacia la pared, pero no resulta ser una fuerza que afecte mucho a la canastilla. Se toma en cuenta la reacción a la fuerza de compresión del tornillo ya que esta retorna a la mezcla y se puede direccionar hacia las paredes siendo la fuerza con mayor valor sobre las mismas. Tomando en consideración lo anterior, se tiene los siguientes resultados de la simulación numérica.

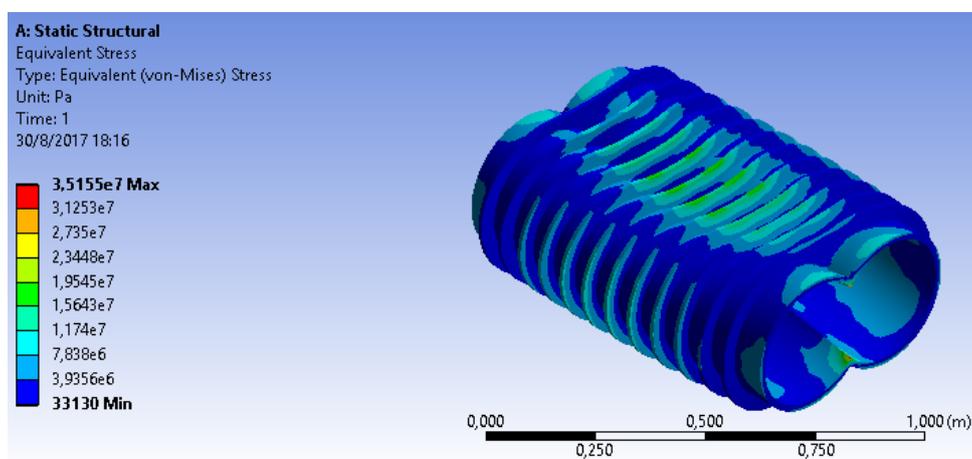


Figura 64: Esfuerzo de Von Misses en la canastilla.

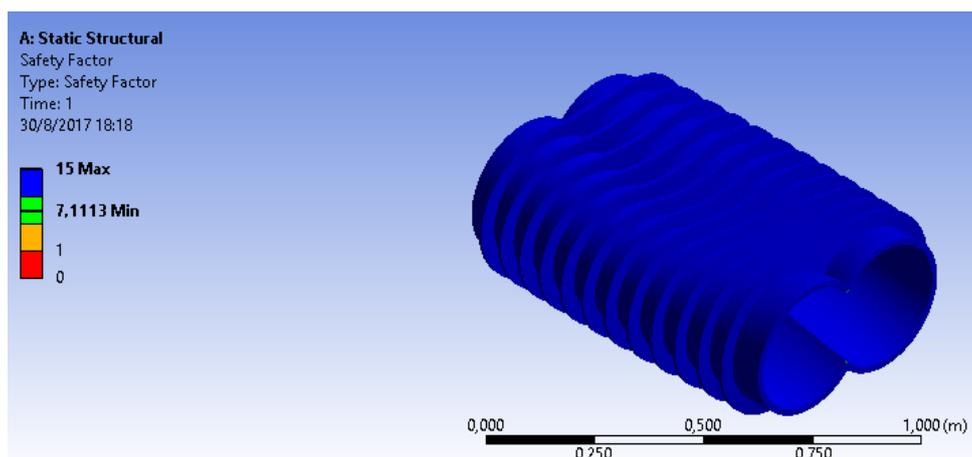
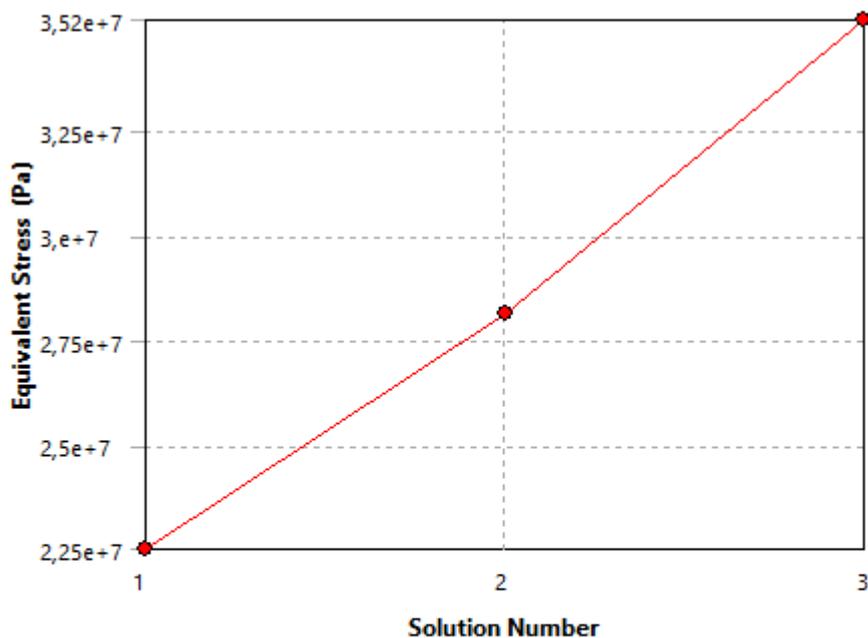


Figura 65: Factor de seguridad en la canastilla.



	Equivalent Stress (Pa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	2,253e+007		22306	11009
2	2,8143e+007	22,155	129018	77049
3	3,5155e+007	22,155	394694	257096

Figura 66: Diagrama de convergencia de la simulación de la canastilla.

4.2.5. Costos de prensa

Al igual que en el caso del digestor, resulta complicado poder definir el costo real y final de la prensa, ya sea porque no se ha construido los equipos ni sus elementos, así como el hecho de que no todos los elementos están diseñados en el presente estudio.

Costo internacional

El costo de las prensas, la compañía asiática Huatai cuenta con prensas que van desde las 9 toneladas por hora hasta prensas de 18 toneladas por hora, con costos que van desde los \$40000 hasta los \$120000. Los costos de estos equipos se están considerando costos extras como costos de envíos y de salidas del país de origen, pero no se toman en cuenta los impuestos de recepción

en el Ecuador.

Costo Nacional

De igual manera la empresa ACINDEC S.A brindo un aproximado de los costes de la prensa por medio de costos históricos y referenciales, con un costo de prensa de \$60000.

Capítulo 5

Discusión de resultados

5.1. Conclusiones

- Se realizó el diseño de un digestor para la malaxación o digestión de frutos de palma africana, en el proceso de extracción de aceite rojo, con una capacidad de procesamiento de 15 toneladas por hora.
- Se realizó el diseño de una prensa con doble tornillo o tornillo gemelo, para el prensado de frutos de palma africana, en el proceso de extracción de aceite rojo, con una capacidad de procesamiento de 15 toneladas por hora.
- Se diseñó el digestor y prensa en base a las características de las frutas de palma africana híbrida que se desarrolla a nivel nacional con el fin de obtener los mejores resultados en la extracción del aceite, y adecuando los equipos a un prototipo más específico y no tan general.
- Se diseñó el sistema de agitación del digestor basados en los requerimientos de la mezcla, para que la misma tenga una mejor separación de las moléculas de aceite de la fibra de la fruta, sin una afectación en la acidez de la mezcla, evitando que se quede altos porcentajes de aceite en las fibras, y evitando tiempos largos de digestión.
- Se determinó las dimensiones óptimas del digestor en un diámetro de 3,031[m] y una altura de 4[m], con el fin de que el equipo no ocupe un espacio exagerado dentro de las

instalaciones de la planta de extracción de aceite.

- El cálculo de la potencia del motor fue el adecuado, ya que se obtuvo la velocidad requerida de agitación de 30[HP], así como el torque correcto en los impellers, sin tener sobredimensionamiento en el motor eléctrico como el reductor de velocidad.
- Se diseñó los impellers de forma que estos sean cambiables en caso de que alguno sufra algún imperfecto, sin la necesidad de hacer un desmontaje muy grande en el equipo. Así mismo, el diseño de los impellers se consideró la forma de cada uno dependiendo del tipo de proceso a realizar dentro del digestor.
- Se diseñó el tornillo de la prensa considerando las características de la nuez de palma, pues en el proceso lo principal después de tener un buen prensado de la mezcla que sale del digestor es evitar la mayor rotura de nuez, pues perjudica al proceso en sí, así como el proceso siguiente que es la extracción de aceite de Palmiste.
- Se determinó la fuerza requerida por la prensa para realizar el proceso dentro de sus tornillos, así como la fuerza necesaria para el empuje de la mezcla hacia el plato de prensado, evitando rotura de nuez y lentitud en el proceso de prensado.
- Se determinó de manera correcta la potencia necesaria para el proceso de prensado, sin tener un sobredimensionamiento del motor como del reductor de velocidad, evitando dimensiones exageradas y ocupando un mayor espacio en planta, así como un gasto excesivo en equipos.
- Se realizó la simulación de elementos o estructuras, para la comprobación de su fiabilidad en el diseño general de los equipos, tomando en cuenta que no forman parte dentro del estudio actual.
- Resulta factible el diseño y construcción de los equipos a nivel nacional, no solo por el abaratamiento de costos generales de los equipos, sino que permite a las extractoras tener mayor facilidad de adquisición de repuestos o fabricación de elementos dañados a un costo bajo y en un tiempo corto, evitando costos de importaciones y los tiempos de espera de los mismos.

5.2. Recomendaciones

- El diseño de ambos equipos se basó en consideraciones óptimas de varios elementos de los mismos, por lo que se debe analizar estos elementos en estudios posteriores y relacionar con el presente diseño.
- En el diseño del digestor se consideró condiciones óptimas de temperatura en la mezcla. Se recomienda un estudio del aislamiento térmico del digestor, para determinar el mejor método de aislamiento, materiales y dimensiones, con el fin de obtener las mejores variables respecto a temperatura del subproceso de digestión.
- El diseño de la prensa se consideró condiciones óptimas para la unidad hidráulica. La unidad hidráulica es la encargada de regular la separación de los conos de prensado del plato, con lo que se puede aumentar la presión sobre la mezcla y aumentar la obtención de aceite, pero con el riesgo de aumentar la rotura de nuez. Se recomienda un estudio posterior de la unidad hidráulica, con el fin de determinar los equipos, las regulaciones de paso, dimensiones y materiales, que sean correctos en este sistema.
- En el diseño de la prensa, los elementos que se analizaron por medio de un programa de simulación de sólidos, deberán ser estudiados más a fondo en futuro, con el fin de definirlos de una manera más correcta.

Bibliografía

- [1] ALFARO M., ORTÍZ E. *Proceso de producción del aceite de palma 2006. Consejo nacional de producción. Ministerio de agricultura*, 2006.
- [2] ASOIRO F.U., y UDO U.C. *Development of motorized oil palm fruit rotary digester. Nigerian journal of technology*, 2013.
- [3] BALBOA N.M. *Determinación de pérdidas de aceite del proceso de prensado en la extracción de aceite en Alcopalma S.A.* Master's thesis, Universidad Central del Ecuador. Tesis Ing Química, 2015.
- [4] BAMBGBOYE I.A. y MORAKINYO T.A. *Design modification of a twin-cam screw press. Journal of engineering trends in engineering and applied sciences*, 2012.
- [5] BENAVIDES J.L, GUANCA D.R. *Diseño y construcción de un equipo automático mezclador de resinas adhesivas para la empresa parquet "Los Pinos"*. Master's thesis, Universidad superior politécnica del Chimborazo, 2013.
- [6] BUDYNAS R., NISBETH J.K. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F, 8 edition, 2008.
- [7] CASTILLO V. *Diseño y cálculo de un agitador de fluidos.*, school=Universidad Bío-Bío. Tesis Ing. Mecánica, year=2013. Master's thesis.
- [8] CHESTERTON. *Catálogo de empaques mecánicos y juntas*. 2016.
- [9] COLOMBIA, SUPERINTENDENCIA DE IMPORTACIONES Y COMERCIO. *Agroindustria de la palma africana: Diagnóstico de libre competencia*. 2015.

- [10] CORTES. *Manual técnico de la palma africana*. Technoserve, 2009.
- [11] COTRANSA S.A. *Acoplamiento flexibles: Catálogo de acomplamientos flexibles para trabajo pesado*. 2016.
- [12] DELGADO F.C. *Innovaciones en el proceso de extracción de aceite de palma. Congreso palmero latinoamericano*, 2013.
- [13] ECUADOR, INSTITUTO DE PROMOCIÓN DE EXPORTACIONES E INVENSIONES PRO ECUADOR. *Análisis sectorial, Aceite de palma y elaborados*, 2014.
- [14] FASANO J. *High efficiency mixer impeller. United States patent*, 1991.
- [15] FEDEPAL. <http://fedapal.com/web/index.php/precio-diario>. Precio internacional del aceite crudo de palma. 24 de abril del 2017.
- [16] FEDEPALMA, CINEPALMA. <http://palmaceite.webcindario.com/palma/product.html>. Proceso de extracción de aceite de palma. 13 de abril del 2017.
- [17] FENDER-SIEMENS. *Reductores de velocidad: Catálogo de reductores de velocidad marca FENDER*. 2010.
- [18] GILES H., WAGNER J. *The definitive processing guide handbook*. Estados Unidos, 1 edition, 2005.
- [19] GOFF J., WHELAN T. *The Dynisco extrusion processors handbook*. Estados Unidos, 2 edition, 2016.
- [20] GRANGER G., et.al. *Operaciones básicas de la ingeniería química*. España, 1 edition, 1965.
- [21] HAMROCK B., JACOBSON B., y SCHMID S. *Elementos de máquinas*. México D.F, 1 edition, 2000.
- [22] HOSEINI S. *Solid-Liquid mixing in agitated tanks. Experimental and CFD analysis*, school=Ryerson University, year=2008. Master's thesis.

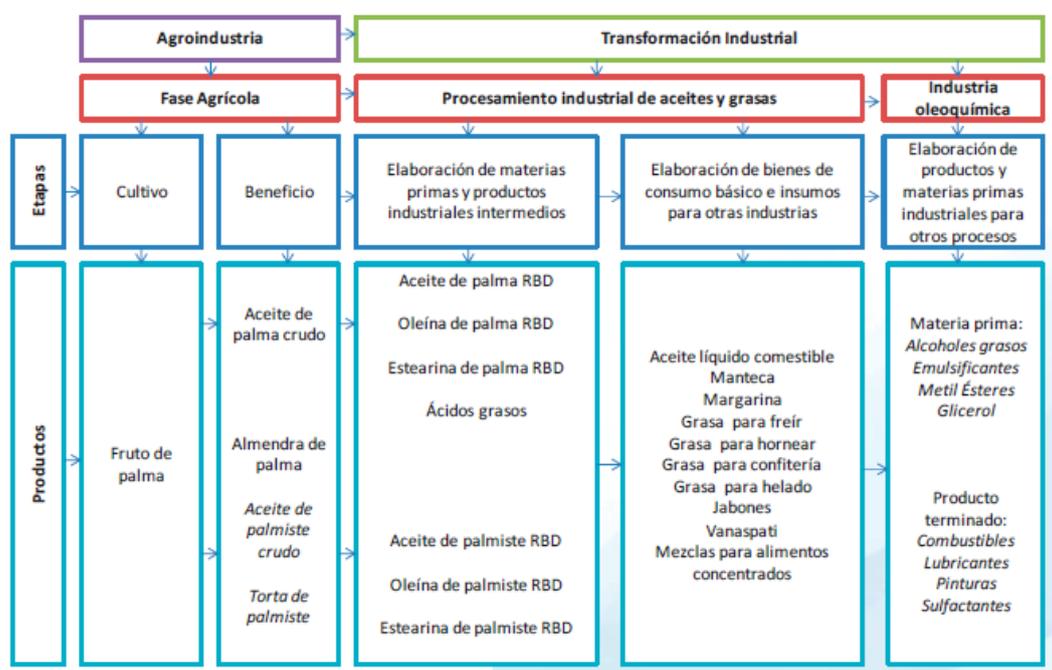
- [23] INDEXMUNDI. <http://www.indexmundi.com/agriculture/>. Estadísticas de diversas producciones de aceite a nivel mundial. 13 de abril del 2017.
- [24] INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICAS Y CENSOS, INEC. <http://www.ecuadorencifras.gob.ec/encuesta-de-produccion-agropecuaria-continua/>. Encuesta de Producción Agropecuaria Continua. 13 de abril del 2017.
- [25] LA CABAÑA S.A. *Características de la palma de aceite alto oleico*. FEDEPAL, 2009.
- [26] LA CABAÑA S.A. *Historia de los híbridos HxO*. FEDEPAL, 2009.
- [27] MOTT R.L. *Diseño de elementos de máquinas*. United States of America, 4 edition, 2000.
- [28] NORTON R.L. *Diseño de elementos de máquinas*. United States of America, 4 edition, 2011.
- [29] PAUL E.L., RATIEMO OBENG V., y KRESTA S.M. *Handbook of industrial mixing: Science and practice*. United States of America, 1 edition, 2004.
- [30] PEPT-FLOW. *Machine Design Handbook*. Europa, 1 edition, 2016.
- [31] PRABHAT K., DANDEPP K.,I. *Extrusion of food*. Estados Unidos, 1 edition, 2015.
- [32] QUEZADA G. *Tecnología de la palma aceitera-Cultivo e industria de la palma aceitera (Elaeis guineensis)*. Ministerio de agricultura y ganadería, Costa Rica, 2016.
- [33] QUILODRÁN V. *Acoplamiento mecánicos. Ejecución mecánica en mantenimiento industrial*. Universidad Tecnológica de Chile. Octubre del 2016.
- [34] REINIKE. *Pernos: Catálogo técnico de productos*. 2016.
- [35] REYNOLDS T., RICHARDS P. *Unit operations and processes in enviromental engineering*. United States of America, 2 edition, 1995.
- [36] SANTOS A. *Desarrollo de un equipo para la extracción de aceite a partir de la semilla de algodón. El hombre y la máquina*, 2013.

- [37] SDM: SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE MEZCLA. *Seminario de agitación. Principios de agitación de fluidos: conceptos genéricos y conceptos básicos*. Octubre del 2011.
- [38] SIEMENS. *Catálogo motores eléctricos trifásicos marca SIEMENS*. 2007.
- [39] TORRADO C. *Informe general ambiental planta extractora de palma de aceite*. 2007.
- [40] UNIÓN INTERNACIONAL DE TRABAJADORES DE LA ALIMENTACIÓN, AGRÍCOLAS, HOTELES, RESTAURANTES, TABACO Y AFINES. *Conferencia mundial del sector de palma*. Bogotá, Colombia, 2015.
- [41] URIBE G.A. *Análisis teórico-práctico del proceso de extracción de aceite crudo de palma en la planta de beneficio de palmas del César S.A., ubicada en el corregimiento de Minas, sur del César*. Tesis Ing. Quim. Master's thesis, Universidad industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físicoquímicas, 2011.
- [42] VALLEJO Y.P. *Diseño e implementación de un sistema de costos en la finca Marujita dedicada al cultivo y comercialización de la palma africana*. Tesis Ing Cont. Master's thesis, Universidad Central del Ecuador, 2011.
- [43] VELILLA W., MAURY H. *Metodología para la selección de motor en los procesos de extrusión*. Caribe, 1 edition, 2013.
- [44] VERA W., et al. *Evaluación de Híbridos interespecíficos (*E.oleífera* x *E.guineensis*) de palma aceitera de diferentes orígenes en la zona de Santo Domingo y su área de influencia*. ANCUPA, 2015.
- [45] WAMBECK N. *Oil palm process synopsis*. 2da edición. Junio 1999.

ANEXOS

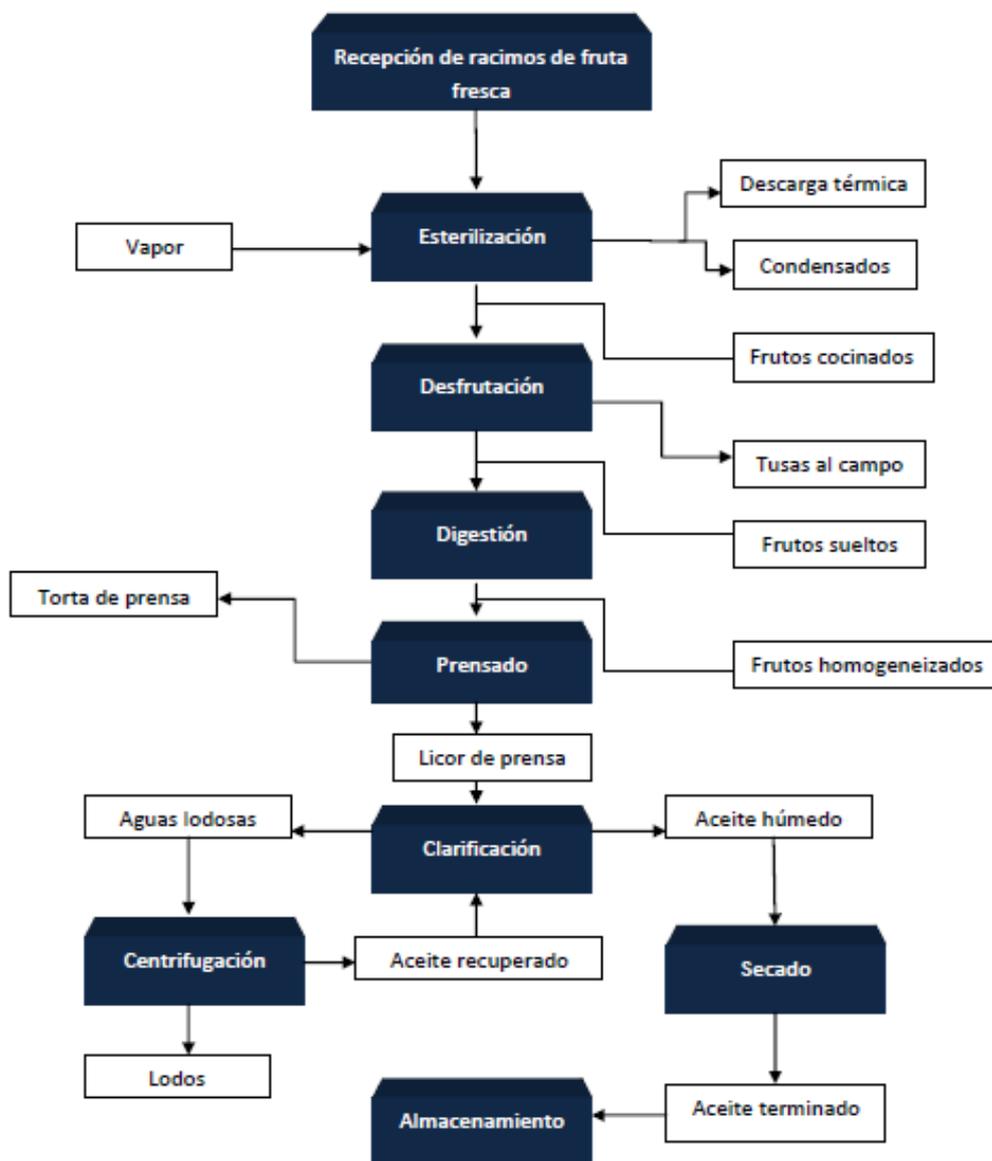
Proceso de extracción de aceite rojo de palma africana.

Cadena productiva del aceite de palma.



Fuente: Superintendencia de importaciones y comercio, 2015

Proceso de extracción de aceite rojo de palma



Fuente: Superintendencia de importaciones y comercio, 2015

Diseño de aspas y calculo de potencia consumida por agitación.

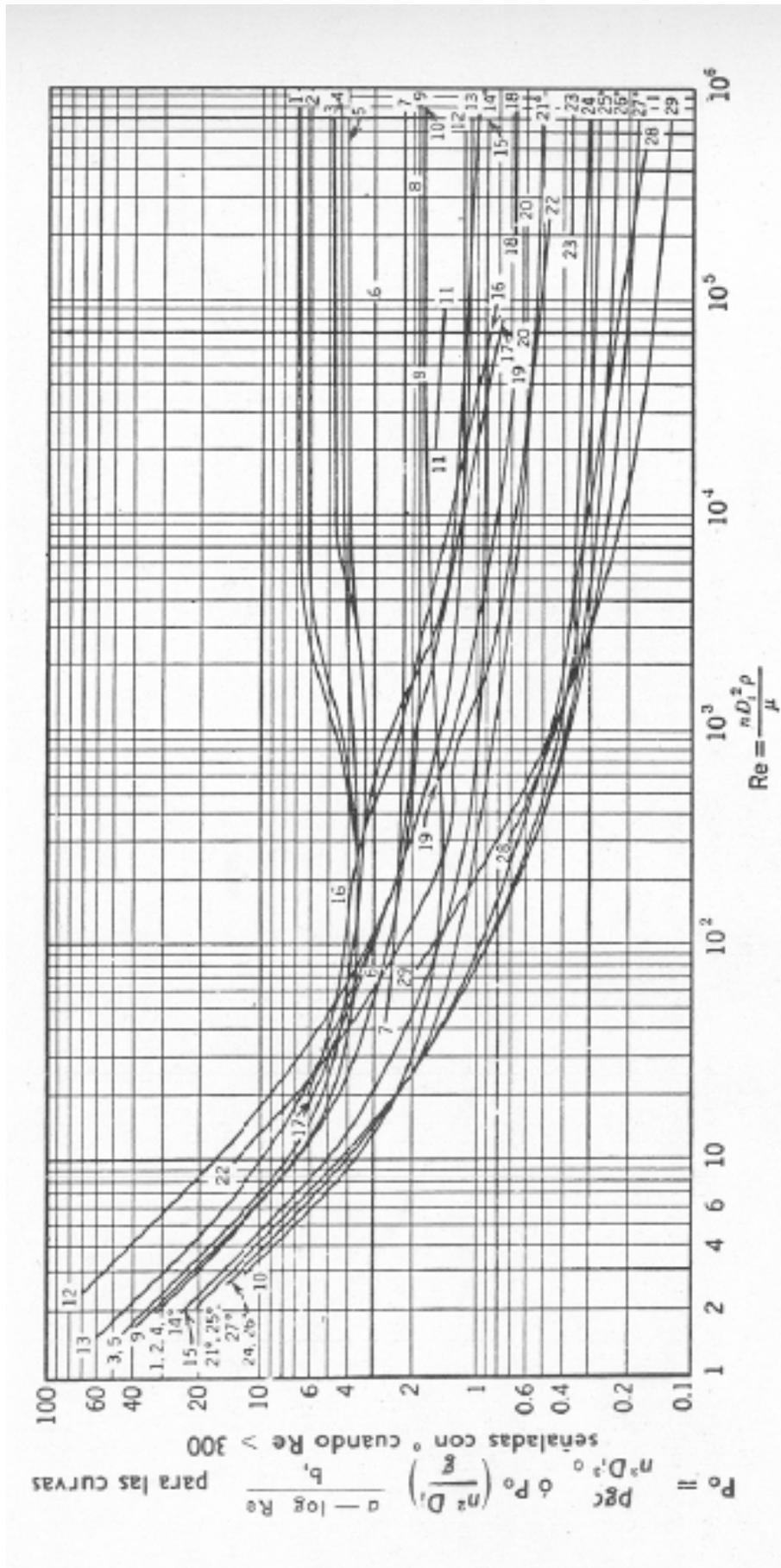
Relaciones geométricas para las diferentes disposiciones de aspas.

Tipo de rodete	$\frac{D_t}{D_i}$	$\frac{Z_l}{D_i}$	$\frac{Z_i}{D_i}$	Hojas cort.		N.º	Ref.	Tipo de rodete	$\frac{D_t}{D_i}$	$\frac{Z_l}{D_i}$	$\frac{Z_i}{D_i}$	Hojas cort.		N.º	Ref.
				N.º	w/D _i							N.º	w/D _i		
Turbina de 6 palas planas  $0,25D_i$ $0,2D_i$	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,17	1	7	Dos paletas  $0,25D_i$	4,35	4,3	0,29	3	0,11	8	3
Igual que en el n.º 1	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,10	2	7	Cuatro paletas. Ver n.º 8	3	3	0,5	0		16	2
Igual que en el n.º 1	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,04	4	7	Dos paletas. Ver n.º 8	3	3,2	0,33	0		20	4
Igual que en el n.º 1; $a = 1, b = 40$	3	2,7-3,9	0,75-1,3	0		14*	7	Dos paletas. Ver n.º 8	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,10	10	7
Turbina de 6 palas curvadas  Tam. de palas como en n.º 1	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,10	3	7	Dos paletas. Ver n.º 8 Ancho de paleta = $0,13 D_i$	1,1	0,5	0,19	0		29	10
Turbina 6 palas forma flecha  Tam. de pala como en n.º 1	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,10	5	7	Dos paletas. Ver n.º 8 Ancho de paleta = $0,17 D_i$	1,1	0,4	0,10	0		29	10
Turbina radial con anillo deflector 				0		7	9	Hélice de 3 palas Paso de la hélice = $2 D_i$ 	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,10	15	7
Turbina cerrada, de 6 palas. Anillo deflector de 20 hojas	2,4	0,74	0,9	0		11	6	Igual que el n.º 15; $a = 1,7, b = 18$	3,3	2,7-3,9	0,75-1,3	0		21*	7
Semejante, mas no idéntica a la n.º 11	3	2,7-3,9	0,75-1,3	0		12	7	Igual que el n.º 15, pero con paso = $1,33 D_i$	16			3	0,06	18	5
Igual que la 12, pero sin anillo deflector.	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,10	13	7	Igual que el n.º 15, pero con paso = $1,09 D_i$	9,6			3	0,06	23	5
Turbina axial de 8 palas con ángulo de 45°. Ver. n.º 17	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,10	9	7	Igual que el n.º 15, pero con paso = $1,05 D_i, a = 2,3, b = 18$	2,7	2,7-3,9	0,75-1,3	0		27*	7
Turbina axial 4 palas con ángulo de 60° 	3	3	0,50	0		17	2	Igual que el n.º 15, pero con paso = $1,04 D_i, a = 0, b = 18$	4,5	2,7-3,9	0,75-1,3	0		25*	7
Turbina axial de 4 palas con ángulo de 45°. Ver n.º 17.	5,2	5,2	0,87	0		19	2	Igual que el n.º 15, pero con paso = D_i	3	2,7-3,9	0,75-1,3	4	0,10	24	7
Igual que la n.º 19	2,4-3,0	2,4-3,0	0,4-0,5	0		22	2	Igual que el n.º 15, pero con paso = $D_i; a = 2,1, b = 18$	3	2,7-3,9	0,75-1,3	0		26*	7
Disco con 16 paletas  $0,1D_i$ $0,35D_i$	2,5	2,5	0,75	4	0,25	6	1	Igual que el n.º 15, pero con paso = D_i	3,8	3,5	1,0	0		28	8

D_t = diámetro del rodete; D_i = diámetro del depósito; n = n.º de revoluciones por segundo; w = ancho de las hojas del cortacorrientes; Z_i = altura a que está el rodete sobre el fondo del depósito; Z_l = altura del nivel del líquido en el depósito.

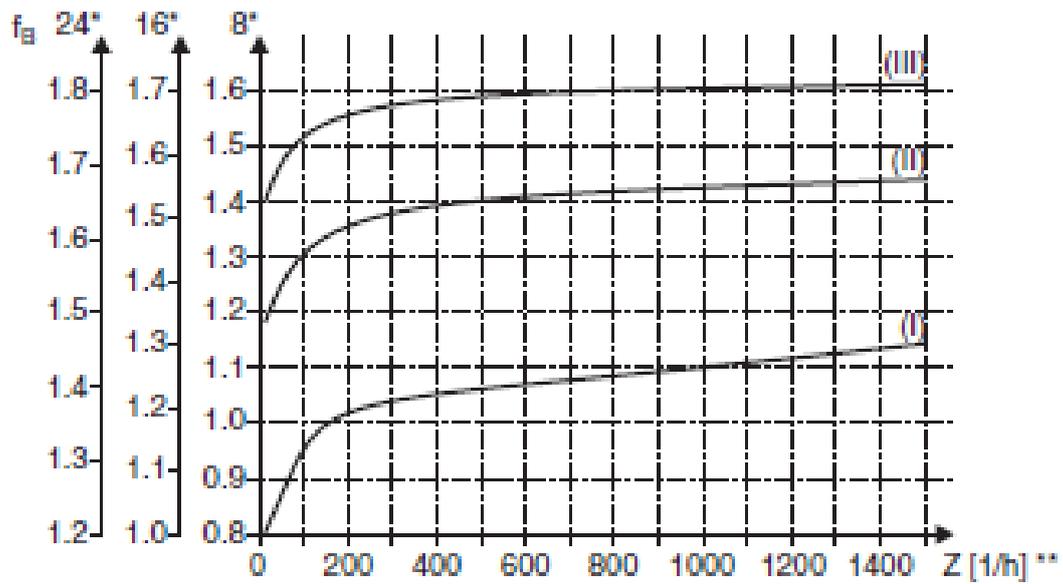
Fuente: Granger G., 1965

Curva Número de Reynolds vs Número de potencia.



Selección de motor trifásico.

Factor de servicio para diferentes ciclos de trabajo.



Fuente: SIEMENS, 2007

Catálogo Siemens de motores trifásicos.

Motores trifásicos jaula de ardilla, alta eficiencia, totalmente cerrados

Totalmente cerrados con ventilación exterior
Montaje: horizontal (F1)
Aislamiento clase F
Diseño NEMA B según norma MG-1
33°C temperatura ambiente a una altitud de 2300 msnm
40°C temperatura ambiente a una altitud de 1000 msnm

Motores a prueba de explosión para atmósferas de División 1,
Clase 1, Grupo D - Clase 2. Grupos F&G
Para otra clasificación, favor de consultarnos.
Factor de servicio:
1.0 Motores RGZZESD
1.15 Motores RGZE y RGZESD
1.25 Motores RGZE y RGZESD
Armazones 143T a 256T en 2 y 4 polos

Descripción				Modelo		
Potencia en HP	Velocidad en RPM	Tensión a 60 Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	RGZE Uso general Catálogo Spiridon	RGZESD Uso pesado Catálogo Spiridon	RGZZESD A prueba de explosión Catálogo Spiridon
20	3600	230/460	256T	1LA02562FE21	A7B10000014853	1MJ02562XE21
	1800	230/460	256T	1LA02564FE21	A7B10000014867	1MJ02564XE21
	1200	230/460	286T	A7B10000014272	A7B10000013647	A7B10000014895
	900	230/460	324T	A7B10000014283	A7B10000013648	A7B10000017111
25	3600	230/460	284TS	1LA02842FE22	A7B10000013649	A7B10000017112
	1800	230/460	284T	1LA02844FE21	A7B10000013670	A7B10000017114
	1200	230/460	324T	A7B10000014273	A7B10000013672	A7B10000017115
	900	230/460	326T	A7B10000014284	A7B10000013673	A7B10000017116
30	3600	230/460	286TS	1LA02862FE22	A7B10000013674	A7B10000017117
	1800	230/460	286T	1LA02864FE21	A7B10000013675	A7B10000017118
	1200	230/460	326T	A7B10000014276	A7B10000013676	A7B10000017119
	900	230/460	364T	A7B10000014285	A7B10000013677	A7B10000017120
40	3600	230/460	324TS	1LA03242FE22	A7B10000013678	A7B10000017122
	1800	230/460	324T	1LA03244FE21	A7B10000013691	A7B10000017124
	1200	230/460	334T	A7B10000014255	A7B10000013692	A7B10000017128
	900	230/460	365T	A7B10000014286	A7B10000013693	A7B10000017129

Fuente: SIEMENS, 2007

Selección de reductor de velocidad.

Factor de servicio para varios tipos de cargas

Load classification of driven machine Factor de carga para la máquina a accionar Parametro di carico della macchina operatrice		f ₁
uniform constante uniforme	Belt conveyors ≤ 150 kW; centrifugal pumps; centrifuges Transportador de cinta ≤ 150 kW; bombas centrifugas; centrifugas Trasportatori a nastro ≤ 150 kW; pompe centrifughe; centrifughe	1.3
moderate shock media medio	Belt conveyors > 150 kW; mixers; apron conveyors; agitators; water screw pumps Transportador de cinta > 150 kW; mezcladora; cinta de placas; agitadores; rosca transportadora de agua Trasportatori a nastro > 150 kW; mescolatori; trasp. a piastre; agitatori; pompe a coclea	1.6
heavy shock pesada pesante	Roller drives (rolling mills); breakers Accionamientos de rodillos (laminadora); trituradoras de rodillos Comandi per cilindri (laminatoio); frantoi	2

Fuente: FENDER, 2010

Factor térmico para diferentes tiempos de servicio.

Thermal factor / Factor térmico / Coeff. termico f_4					
Ambient temperature Temperatura de ambiente Temperatura ambiente	Operating cycle per hour (E_D) in % Duración de la utilización por hora (E_D) en % Durata d'inserzione/ora (E_D) in %				
	100	80	60	40	20
	10 °C	1.11	1.31	1.60	2.14
20 °C	1.00	1.18	1.44	1.93	3.28
30 °C	0.88	1.04	1.27	1.70	2.89
40 °C	0.75	0.89	1.08	1.45	2.46
50 °C	0.63	0.74	0.91	1.22	2.07

Fuente: FENDER, 2010

Tamaño de reductor engranes helicoidal con ejes perpendiculares.

Nominal ratios / Índices de reducción nominales / Rapporti nominali																				
	12.5	14	16	18	20	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90		
Gear unit size / Tamaño reductor / Grandezza riduttore	5	118	109	103	98	91	81	72	65	58	51	46	40	36	32	28	24	-	-	
		50.5	49.7	48.4	47.2	45.6	45.2	43.4	42.5	40.7	38.6	33.7	32.9	33.1	30.7	29.6	28.2	-	-	
		118.2	114.9	110.8	107.7	103.5	102.0	96.7	93.3	88.5	83.0	71.7	69.9	69.2	64.1	61.6	58.5	-	-	
	6	-	-	118	109	103	99	97	87	77	68	61	53	48	43	38	34	27	24	30.5
		-	-	55.5	54.2	52.6	51.4	50.1	50.0	47.8	46.5	44.4	41.8	36.9	36.2	36.0	33.3	32.0	32.0	30.5
		-	-	126.6	122.9	118.6	115.3	110.9	109.6	103.7	99.9	94.6	88.6	77.0	75.1	74.3	68.4	65.9	62.7	62.7
	7	213	203	194	183	170	152	136	122	109	95	86	74	68	61	53	43	-	-	-
		76.7	75.7	72.9	71.1	68.9	67.2	66.2	64.1	61.7	59.2	52.1	50.8	50.8	47.5	46.1	44.0	-	-	-
		186.7	180.8	172.9	167.8	161.2	156.0	151.2	143.2	136.2	129.1	112.2	108.4	106.9	99.5	96.2	91.7	-	-	-
	8	-	-	211	200	196	185	170	153	136	119	108	93	85	76	68	59	52	44	47.5
		-	-	83.4	81.2	78.1	76.7	75.3	74.4	72.8	69.9	67.1	64.1	56.9	55.8	55.3	51.4	49.8	47.5	47.5
		-	-	196.8	191.9	182.7	177.7	170.4	165.9	161.0	152.8	145.0	137.1	119.6	116.2	114.3	106.1	102.6	97.6	97.6
9	351	330	305	294	280	250	224	201	179	157	142	123	112	100	89	74	-	-	-	
	95.5	95.3	94.3	92.5	89.9	88.7	87.0	85.1	82.8	79.6	75.0	69.4	69.4	64.8	62.8	59.0	-	-	-	
	250.6	244.4	239.9	232.5	223.7	219.0	209.4	199.7	190.7	181.3	168.7	154.5	151.0	140.3	135.5	126.9	-	-	-	
10	-	-	350	325	308	293	275	247	220	192	174	151	137	123	110	96	86	75	75	
	-	-	103.1	96.4	100.2	93.9	92.8	93.1	90.8	87.7	84.4	80.8	77.1	72.0	71.0	66.0	63.9	60.1	60.1	
	-	-	262.9	243.3	251.4	231.6	223.9	220.2	210.2	199.6	191.4	180.3	169.8	155.8	151.7	140.9	136.2	127.7	127.7	
11	658	635	589	538	498	445	398	359	319	279	252	219	199	179	159	131	-	-	-	
	112.8	117.3	114.4	115.4	112.7	110.4	109.8	109.3	107.0	105.1	100.5	93.2	95.9	88.9	86.4	80.3	-	-	-	
12	377.4	374.9	358.8	353.2	339.4	324.0	307.7	296.4	282.2	271.2	255.1	234.6	232.4	211.9	203.7	189.3	-	-	-	
	-	-	652	604	570	530	485	436	388	339	307	266	242	218	194	169	151	131	131	
	-	-	125.3	129.5	124.5	128.4	130.5	132.0	129.1	126.0	121.3	118.1	115.3	108.3	108.4	99.9	95.8	89.7	89.7	
			407.7	411.1	385.3	388.5	375.9	364.0	344.2	328.5	310.2	298.8	281.8	260.7	255.7	232.6	224.2	208.4	208.4	

Fuente: FENDER, 2010

Diseño del eje de mezclado

Factor de concentración de esfuerzos

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Fuente: Budynas R., 2008

Factor de condición superficial

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

Fuente: Budynas R., 2008

Factor de confiabilidad

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

Fuente: Budynas R., 2008

Selección acoplamiento mecánico

Factor K1 para máquina motriz y receptora.

Máquina motriz			Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de piston 4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	1 Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrífugas •Ventilador centrifugo ...
1,2	1,4	1,7	2 Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	3 Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrífuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	4 Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	5 Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	6 Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mampostería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Fuente: Quilodrán V., 2016

Factor K2 para frecuencia de arranque.

Según máquina motriz - máquina receptora Ver cuadro K ₁	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
①	1	1,2	1,3	1,5	1,6
② ③	1	1,1	1,2	1,3	1,4
④ ⑤ ⑥	1	1,05	1,1	1,2	1,2

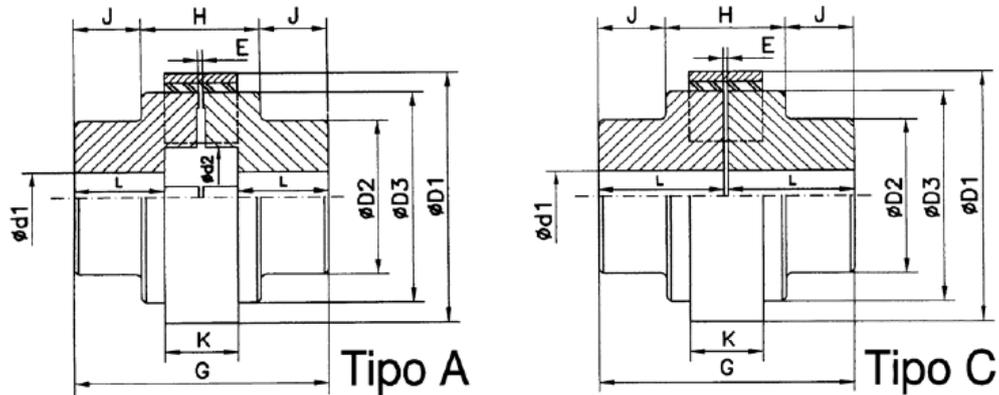
Fuente: Quilodrán V., 2016

Factor K3 para número de horas de funcionamiento diario.

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coeficiente K ₃	0,9	1	1,1	1,2

Fuente: Quilodrán V., 2016

Dimensiones de acoplamiento flexible.



CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES (cotas en m.m.)																			
TIPOS	* PAR NOMINAL daNm	* PAR MAX. daNm	VELOC. MAX. R.P.M.	DIAMET. MAXIMO d1	PRE DIAMET.	D1	G	L	d2	D2	D3	K	J	H	E	RIGIDEZ TORSIONAL (10 ⁹ Nm.rad ⁻¹)	AMORT. GUARNIMENTO RELATIVO v	MOMENTO INERCIA J (Kg-m ²)	PESO Kg.
A00	0,65	2	9.000	16	4	43	50	19	21	35	35	12	-	-	1,5	0,21	0,65	-	0,3
A0	2	5	9.000	23	8	66	73	28	25	52	52	16	-	-	1,5	0,32	0,65	-	0,8
A1	5	9	8.000	38	14	83	92	35	39	65	65	22	-	-	1,5	0,95	0,65	0,0012	1,7
A2	10	25	6.500	42	17	111	127	46	44	80	86	32	36	55	2,5	2,1	0,65	0,005	3,9
A3	20	50	4.800	50	19	144	154	56	51	85	116	42	45	64	2,5	4,2	0,65	0,012	6,8
A3B	20	50	4.800	55	19	144	154	56	51	105	116	42	45	64	2,5	4,2	0,65	0,02	8,5
A4	40	100	3.500	65	24	182	179	63	66	110	150	51	47	85	3,5	9,5	0,65	0,05	13
A4B	40	100	3.500	70	24	182	179	63	66	135	150	51	47	85	3,5	9,5	0,65	0,075	16
A45	70	175	3.100	75	25	202	196	70	90	125	170	55	52	92	3,5	11,2	0,65	0,102	19
A5	100	250	2.900	85	29	225	215	76	90	140	190	59	57	101	3,5	18	0,65	0,155	26
A55	150	300	2.600	95	30	250	244	90	115	155	215	63	68	108	3,5	42	0,65	0,275	36
A6	200	400	2.500	110	39	265	259	94	119	180	234	67	71	117	3,5	65	0,65	0,437	50
A7	400	800	2.200	130	48	306	309	115	131	205	267	75	88	133	4	112	0,65	0,825	70
A8	750	1.500	1.850	150	63	363	379	146	157	240	326	85	114	151	5	200	0,65	2,325	140
A9	1.250	2.500	1.600	180	73	425	418	162	182	280	385	92	129	160	5	214	0,65	4,95	215
A10	2.500	4.000	1.250	210	96	523	479	188	212	330	484	102	145	189	6	480	0,65	12	350
A11	3.500	5.600	1.250	210	96	503	510	190	212	350	458	128	148	214	6	580	0,65	16	410

Fuente: Contransa, 2016

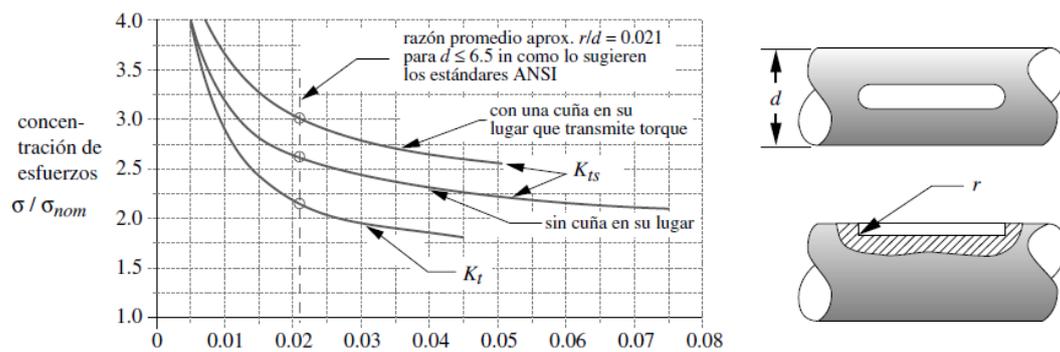
Dimensiones de chavetas para acoplamiento flexible

Tabla 6-2 Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

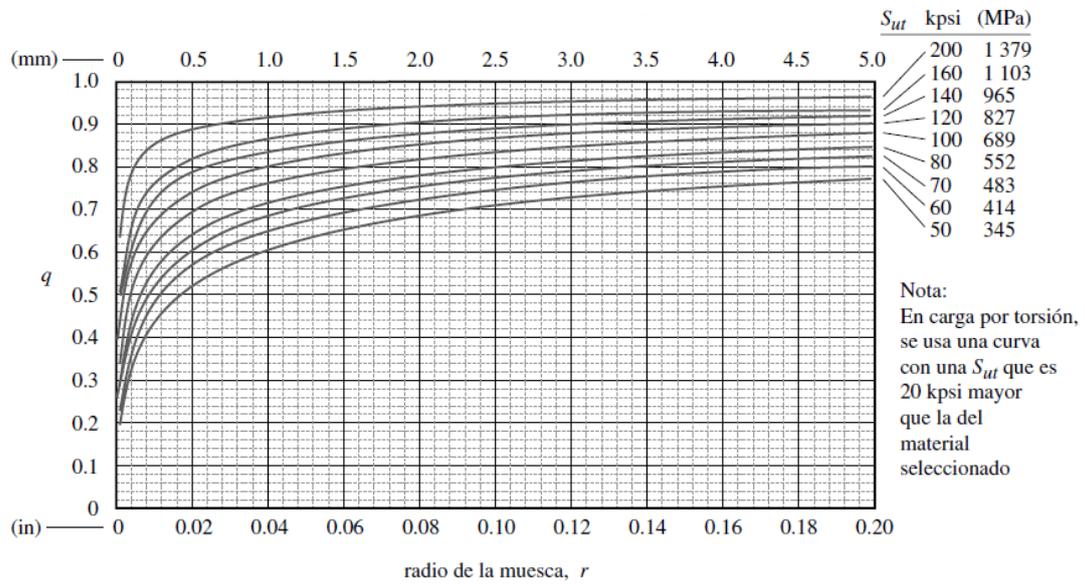
Fuente: Contransa, 2016

Factores de concentración de esfuerzos para chavetas.



Fuente: Norton R.L., 2011

Factores de sensibilidad de muesca.



Fuente: Norton R.L., 2011

Diseño del bastidor

Peso de motor trifásico SIEMENS

Tabla de selección							
Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg
30	900	230/460	326T	*	38,0	90,2	272
	3600	230/460	286TS	A7810001005611	34,0	91,0	195
	1800	230/460	286T	A7810001005510	35,0	92,4	185
	1200	230/460	326T	A7810001005619	39,0	91,7	272
	900	230/460	364T	*	47,0	91,0	362
40	3600	230/460	324TS	A7810001005621	46,0	91,7	243
	1800	230/460	324T	A7810001005613	47,0	93,0	246
	1200	230/460	364T	A7810001005684	54,0	93,0	362
	900	230/460	365T	*	63,0	91,7	396

Fuente: SIEMENS, 2007

Peso de reductor de velocidad de acuerdo a su tamaño.

Size Tamaño Grand.	Oil Aceite Olio l	Weight Peso Peso kg
5	14	325
6	15	380
7	25	550
8	28	635
9	40	890
10	42	1020
11	66	1455
12	72	1730

Fuente: FENDER, 2010

Área y segundo momento polar de inercia de la soldadura en torsión.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.707 hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi r$		$J_u = 2\pi r^3$

Fuente: Budynas R., 2008

Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras.

Tamaño del cateto h , pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

Fuente: Budynas R., 2008

Esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte.

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ut}^†$	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

†El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.

Fuente: Budynas R., 2008

Factor de concentración del esfuerzo.

Tipo de soldadura	K_{fs}
A tope reforzada	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

Fuente: Budynas R., 2008

Diseño tapa inferior de digestor.

Empaques mecánicos confinados para digestores.

Pedidos de Productos				
Tamaño		Envasado \pm 10%		Número para Hacer un Nuevo Pedido
mm	pulgadas	kg	lbs	
12,5	1/2	2,270	5	087501
		4,540	10	087502
16,0	5/8	4,540	10	087506
19,0	3/4	6,804	15	087510
		11,340	25	087524
20,0	-	6,804	15	087514
		11,340	25	087525
20,5	13/16	6,804	15	087517
		11,340	25	087526
22,0	7/8	6,804	15	087519
		11,340	25	087527
24,0	15/16	6,804	15	087521
		11,340	25	087528
25,5	1	6,804	15	087523
		11,340	25	087529

Fuente: Chesterton, 2016

Características pernos UNC.

Ø NOMINAL PULG. MM		HILOS (PULG. (PASO))	PERNO (AJUSTE 2A)					TUERCA (AJUSTE 2B)					
			DIAMETRO EXTERIOR		DIAMETRO MEDIO		DIAMETRO MENOR	AREA DE RESISTENCIA MM ²	DIAMETRO MENOR		DIAMETRO MEDIO		DIAMETRO MAYOR
			MAX	MIN	MAX	MIN	MAX		MIN	MAX	MIN	MAX	MIN
1/4	6.350	20	0.2489	0.2408	0.2164	0.2127	0.1876	21	0.1960	0.2070	0.2175	0.2223	0.2500
5/16	7.938	18	0.3113	0.3026	0.2752	0.2712	0.2431	34	0.2520	0.2650	0.2764	0.2817	0.3125
3/8	9.525	16	0.3737	0.3643	0.3331	0.3287	0.2970	50	0.3070	0.3210	0.3344	0.3401	0.3750
7/16	11.113	14	0.4361	0.4258	0.3897	0.3850	0.3485	69	0.3600	0.3760	0.3911	0.3972	0.4375
1/2	12.700	13	0.4985	0.4876	0.4485	0.4435	0.4041	92	0.4170	0.4340	0.4500	0.4565	0.5000
9/16	14.288	12	0.5609	0.5495	0.5068	0.5016	0.4587	117	0.4720	0.4900	0.5084	0.5152	0.5625
5/8	15.875	11	0.6234	0.6113	0.5589	0.5589	0.5119	146	0.5270	0.5460	0.5660	0.5732	0.6250
3/4	19.050	10	0.7482	0.7353	0.6773	0.6773	0.6255	215	0.6420	0.6630	0.6850	0.6927	0.7500
7/8	22.225	9	0.8731	0.8592	0.7946	0.7946	0.7368	298	0.7550	0.7780	0.8028	0.8110	0.8750

Fuente: Reinike, 2016

Parámetros de la junta empernada.

j	P_0	P_1	P_2	P_3
0.10	0.4389	-0.9197	0.8901	-0.3187
0.20	0.6118	-1.1715	1.0875	-0.3806
0.30	0.6932	-1.2426	1.1177	-0.3845
0.40	0.7351	-1.2612	1.1111	-0.3779
0.50	0.7580	-1.2632	1.0979	-0.3708
0.60	0.7709	-1.2600	1.0851	-0.3647
0.70	0.7773	-1.2543	1.0735	-0.3595
0.80	0.7800	-1.2503	1.0672	-0.3571
0.90	0.7797	-1.2458	1.0620	-0.3552
1.00	0.7774	-1.2413	1.0577	-0.3537
1.25	0.7667	-1.2333	1.0548	-0.3535
1.50	0.7518	-1.2264	1.0554	-0.3550
1.75	0.7350	-1.2202	1.0581	-0.3574
2.00	0.7175	-1.2133	1.0604	-0.3596

Fuente: Norton R.L, 2011