

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA REBANADORA DE PAPAS DE 200 KG/H DE CAPACIDAD**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**LUIS MARCELO VILCA GUACHAMÍN**

vglmarcelo\_1984@hotmail.com

**DIEGO MAURICIO MENESES PILLAJO**

dimauri1@hotmail.com

**DIRECTOR: ING. JAIME RAÚL VARGAS TIPANTA**

jvargas@epn.edu.ec

**Quito, Julio 2014**

## DECLARACIÓN

Nosotros, Vilca Guachamín Luis Marcelo y Meneses Pillajo Diego Mauricio, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí presentado es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional, y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

---

Luis Marcelo Vilca Guachamín

---

Diego Mauricio Meneses Pillajo

## CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado en su totalidad por los señores Luis Marcelo Vilca Guachamín y Diego Mauricio Meneses Pillajo bajo nuestra supervisión.

---

Ing. Jaime Vargas T.

DIRECTOR DEL PROYECTO

---

Ing. Jorge Escobar

COLABORADOR

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por la inspiración y fuerza de voluntad para alcanzar este objetivo.

A mis padres, por su constante amor, apoyo y paciencia que me han demostrado durante mi vida estudiantil.

A mi compañero de tesis Marcelo que confió en mí para la realización de este último esfuerzo previo a la culminación de nuestra carrera.

Al Ing. Jaime Vargas por su acertada dirección durante la realización este proyecto.

Al Ing. Jorge Escobar por su valiosa ayuda y colaboración en la culminación de este trabajo.

Diego

A Dios por darme salud y vida, gracias a las cuales pude terminar mis estudios.

A mis padres, quienes con sacrificio y esfuerzo me apoyaron cada día para llegar a la culminación de esta meta y son un ejemplo para mi vida.

Al Ing. Jaime Vargas por su incondicional colaboración y acertada dirección en la elaboración de este proyecto.

Al Ing. Jorge Escobar por su colaboración y ayuda.

A mi suegro Don Edgar Yar y familia, que me brindaron su apoyo incondicional justo cuando más lo necesitaba y que son partícipes de la elaboración y culminación de este proyecto.

A mi compañero de tesis Diego por brindarme su amistad sincera y depositar en mí su confianza.

Marcelo

## DEDICATORIA

Le dedico este trabajo a mi mami Norma que día a día me demuestra que a través del trabajo duro se puede salir adelante y será siempre un ejemplo en mi vida y carrera profesional. A mi papi Efrén que durante muchos años partió a buscar un destino mejor para su familia a través del trabajo duro y lo logró.

A mis hermanas Lore y Lizeth que espero les sirva de ejemplo a seguir estudiando y alcanzar sus sueños. A mi sobrinito Anthony.

A mis abuelitos Manuel y Mery por las constantes muestras de cariño y afecto hacia sus nietos y a la familia.

A toda mi familia que se encuentra en el país y fuera de él y en especial a mi tía Lupita que siempre quiso verme como un profesional y a pesar de que ya no está con nosotros desde el lugar donde se encuentre sé que estaría orgullosa.

Diego

Este proyecto le dedico a mi madre Martita de España como la llama mi hija, por el apoyo que siempre me ha brindado y con el cual, logre terminar mi carrera profesional. A mi padre Rafael por inculcarme las virtudes más grandes que el ser humano debe adoptar: "constancia, honradez y humildad". A ellos mi admiración, respeto y la promesa de seguir siempre adelante.

A mis hermanas y hermano, por haber permanecido en los buenos y malos momentos, brindándome siempre su comprensión, sinceridad y apoyo incondicional, a todos mis sobrinos y sobrinas.

A mí querida hija Danna, porque con su ternura, dulzura y amor llena mi alma y es la razón para seguir adelante. A mi esposa Ana por su apoyo, cariño y amor.

A la memoria de mi mami Rosita con mucho amor.

Marcelo

## ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1 .....	1
GENERALIDADES .....	1
1.1 INTRODUCCION.....	1
1.2 OBJETIVOS .....	2
1.2.1 OBJETIVO GENERAL .....	2
1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	2
1.2.3 ALCANCES.....	2
1.2.4 JUSTIFICACIÓN .....	2
CAPÍTULO 2 .....	4
MARCO TEÓRICO.....	4
2.1 PROCESAMIENTO DE LA PAPA EN EL ECUADOR .....	4
2.1.1 VOLUMEN Y MODALIDADES DE PROCESAMIENTO .....	4
2.1.2 CONSUMO .....	5
2.2 VARIEDADES DE PAPA CULTIVADAS EN ECUADOR.....	5
2.3 CARACTERÍSTICAS PARA LA INDUSTRIA.....	6
2.4 ESTUDIO DE CAMPO.....	7
2.4.1 REBANADO MANUAL DE LA PAPA .....	8
2.4.2 VARIEDAD.....	13
2.4.3 DIMENSIONES .....	14
CAPÍTULO 3 .....	16
PARÁMETROS DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	16
3.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	16
3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO .....	16
3.2.1 DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LA RESISTENCIA AL CORTE DE LA PAPA.....	17
3.2.2 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD DE LA PAPA.....	19
3.3 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.....	21

3.4 FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	22
3.4.1 ALTERNATIVA 1: REBANADORA DE PAPAS CON EJE VERTICAL Y CUCHILLA SIMPLE .....	22
3.4.1.1 Descripción de las partes de la rebanadora de papas con eje vertical y cuchilla simple .....	23
3.4.2 ALTERNATIVA 2: REBANADORA DE PAPAS CON EJE HORIZONTAL Y CUCHILLA ROTATORIA .....	24
3.4.2.1 Descripción de las partes de la rebanadora de papas con eje horizontal y cuchilla rotatoria .....	24
3.4.3 ALTERNATIVA 3: REBANADORA DE PAPAS CON EJE VERTICAL Y CUCHILLAS MÚLTIPLES .....	26
3.4.3.1 Descripción de las partes de la rebanadora de papas con eje vertical y cuchillas múltiples .....	26
3.5 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA .....	29
3.5.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN .....	29
3.5.2 MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA A UTILIZAR .....	30
3.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	32
3.6.1 DIMENSIONES GENERALES .....	32
3.6.2 PRUEBAS EN VACÍO .....	33
3.6.3 PRUEBAS CON CARGA .....	33
3.6.4 CAPACIDAD DE CORTE Y REBANADO .....	33
CAPÍTULO 4 .....	34
DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA REBANADORA DE PAPAS .....	34
4.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA .....	34
4.2 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN .....	34
4.2.1 ESTUDIO DE CAMPO .....	36
4.2.1.1 Construcción del prototipo.....	36
4.2.1.2 Tipos de papas empleados en la prueba.....	36
4.2.1.3 Pruebas .....	38

4.3	DISEÑO DEL ROTOR-IMPULSOR .....	39
4.3.1	CONSTRUCCIÓN .....	40
4.3.2	DIMENSIONAMIENTO GENERAL DEL ROTOR-IMPULSOR.....	40
4.3.3	DISEÑO DEL ROTOR-IMPULSOR POR RESISTENCIA A LA FATIGA. 42	
4.3.3.1	Análisis de fuerzas actuantes .....	42
4.3.3.1.1	Fuerza por el peso de las papas .....	43
4.3.3.1.2	Fuerza de arrastre .....	44
4.3.3.1.3	Fuerza de corte .....	46
4.3.3.2	Diseño de los impulsores .....	46
4.3.3.2.1	Determinación de las reacciones.....	48
4.3.3.3	Diseño de la placa base .....	51
4.3.3.3.1	Fuerzas presentes en la placa base circular. ....	52
4.4	DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE .....	58
4.4.1	DISEÑO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE .....	59
4.4.1.1	Diseño de las cuchillas por fuerza de corte .....	60
4.4.1.2	Diseño de las cuchillas por fatiga .....	62
4.4.1.2.1	Factor de superficie ( Ka) .....	63
4.4.1.2.2	Factor de tamaño ( Kb).....	64
4.4.1.2.3	Factor de confiabilidad ( Kc ).....	64
4.4.1.2.4	Factor de temperatura (Kd) .....	64
4.4.1.2.5	Factor de concentración de esfuerzos ( Ke).....	65
4.4.1.2.6	Factor de efectos diversos ( Kf).....	65
4.4.1.2.7	Límite de resistencia a la fatiga de la probeta rotatoria .....	65
4.4.2	DISEÑO DEL ASIENTO DE CUCHILLA .....	67
4.4.2.1	Dimensiones.....	68
4.4.2.2	Análisis de resistencia .....	69
4.4.3	DISEÑO DE LOS PORTACUCHILLAS .....	69
4.4.3.1	Fuerzas en el porta-cuchilla .....	71
4.4.3.1.1	Fuerza centrífuga .....	72
4.4.3.1.2	Fuerza total de corte e impulso .....	73
4.4.3.2	Análisis del porta-cuchilla por resistencia a la fatiga. ....	73

4.4.4	DISEÑO DEL SOPORTE DEL PORTA-CUCHILLAS.....	79
4.4.4.1	Fuerzas que intervienen en el soporte de porta-cuchillas .....	81
4.4.4.2	Dimensiones de diseño del soporte de los porta-cuchillas .....	84
4.4.4.3	Simulación del soporte de los porta-cuchillas.....	86
4.4.4.3.1	Colocación de las cargas y restricciones.....	86
4.4.4.3.2	Resultados de la simulación .....	87
4.5	CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.....	89
4.5.1	ANÁLISIS DE FUERZAS .....	89
4.5.1.1	Peso del rotor-impulsor .....	90
4.5.1.2	Peso de las papas .....	91
4.5.1.3	Interacción rotor-impulsor- papas- cuchilla.....	93
4.5.1.4	Torque para mover al eje .....	94
4.6	SELECCIÓN DEL MOTOR.....	96
4.7	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN .....	98
4.7.1	SELECCIÓN DE POLEAS Y CORREAS .....	98
4.7.2	SELECCIÓN DE LA CORREA.....	98
4.7.2.1	Factor de servicio para el motor .....	99
4.7.2.2	Potencia de diseño .....	99
4.7.2.3	Selección del tipo de banda .....	99
4.7.2.4	Diámetro mínimo de la polea.....	99
4.7.2.5	Diámetro mayor de la polea .....	99
4.7.2.6	Potencia por cada banda.....	100
4.7.2.7	Número de bandas .....	101
4.7.2.8	Distancia entre centros.....	101
4.7.2.9	Longitud de la banda.....	102
4.7.2.10	Selección de poleas .....	102
4.7.2.11	Fuerzas en las poleas .....	103
4.7.2.12	Cálculo de la duración de las correas.....	107
4.8	DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN .....	109
4.8.1	ANÁLISIS PRELIMINAR .....	109
4.8.2	ANÁLISIS DE FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE.....	111

4.8.2.1	Conexión motor-eje .....	111
4.8.2.2	Conexión eje – polea conducida .....	112
4.8.2.3	Conexión eje – rotor-impulsor .....	113
4.8.3	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE Y CÁLCULO DE REACCIONES .....	115
4.8.3.1	Diagrama de cuerpo libre con las fuerzas actuantes .....	115
4.8.3.2	Determinación de reacciones .....	116
4.4.3.3	Determinación de los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante .....	117
4.8.4	CÁLCULO DEL EJE POR RESISTENCIA A LA FATIGA.....	122
4.8.4.1	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga .....	123
4.8.4.1.1	Factor de superficie ( $K_a$ ) .....	123
4.8.4.1.2	Factor de tamaño ( $K_b$ ).....	124
4.8.4.1.3	Factor de confiabilidad ( $K_c$ ) .....	124
4.8.4.1.4	Factor de temperatura ( $K_d$ ) .....	124
4.8.4.1.5	Factor de concentración de esfuerzos ( $K_e$ ) .....	124
4.8.4.1.6	Factor de efectos diversos ( $K_f$ ).....	124
4.8.4.2	Límite de resistencia a la fatiga de la probeta rotatoria .....	124
4.8.4.3	Fórmula de cálculo del diámetro considerando la fatiga.....	125
4.8.4.4	Cálculo del diámetro.....	126
4.9	DISEÑO DE LENGUETAS .....	132
4.9.1	FACTORES QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO DE LENGUETAS.....	132
4.9.2	DIMENSIONAMIENTO DE LA LENGUETA .....	133
4.9.2.1	Cálculo de la lengueta para la polea .....	133
4.9.2.1.1	Torque .....	133
4.9.2.1.2	Fuerza tangencial .....	133
4.9.2.1.3	Esfuerzo por aplastamiento .....	134
4.9.2.1.4	Esfuerzo por corte .....	136
4.9.2.2	Cálculo de la lengueta para la manzana de acople .....	137
4.10	SELECCIÓN DEL RODAMIENTO Y DE LA CHUMACERA .....	139
4.10.1	SELECCIÓN DEL RODAMIENTO .....	139
4.10.1.1	Cálculos y selección .....	139

4.10.1.1.1	Factor de esfuerzos dinámicos equivalente.....	140
4.10.1.1.2	Fórmula para el cálculo de la vida .....	141
4.10.2	SELECCIÓN DE LA CHUMACERA .....	142
4.10.2.1	Cálculos y selección.....	143
4.11	DISEÑO DE LA TOLVA .....	144
4.12	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....	145
4.12.1	SISTEMA DE SOPORTE DEL MOTOR.....	146
4.12.2	ANÁLISIS DE FUERZAS ACTUANTES EN LA ESTRUCTURA .....	147
4.12.3	CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA.....	149
4.12.3.1	Descripción del elemento pórtico.....	149
4.12.3.2	Simulación de la estructura .....	149
4.13	SISTEMA ELÉCTRICO .....	152
4.13.1	SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA.....	152
CAPÍTULO 5	.....	155
CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO	.....	155
5.1	CONSTRUCCIÓN .....	155
5.1.1	CONSTRUCCIÓN DE LOS MECANISMOS .....	155
5.1.1.1	Estructura .....	155
5.1.1.2	Cuchillas.....	158
5.1.1.3	Piezas obtenidas por fundición.....	158
5.1.1.4	Eje .....	158
5.1.1.5	Rotor-impulsor.....	158
5.1.1.6	Piezas normalizadas .....	159
5.1.1.7	Tolva.....	159
5.1.1.8	Cubierta de la máquina y puerta .....	159
5.1.1.9	Motor eléctrico .....	159
5.1.2	ELEMENTOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN.....	159
5.1.2.1	Maquinaria y equipo .....	160
5.1.2.2	Herramientas de corte y marcado .....	160
5.1.2.3	Instrumentos de medición y verificación.....	160

5.1.2.4	Materiales .....	161
5.1.2.5	Elementos normalizados .....	161
5.1.3	HOJAS DE PROCESO .....	161
5.2	MONTAJE .....	162
5.2.1	MONTAJE DEL MOTOR ELECTRICO .....	163
5.2.2	MONTAJE DE LA CHUMACERA EN EL EJE .....	163
5.2.3	MONTAJE DEL RODAMIENTO EN EL SOPORTE .....	163
5.2.4	MONTAJE DEL SOPORTE DE PORTA-CUCHILLAS EN LA PLACA DE ASIENTO.....	164
5.2.5	MONTAJE DEL CONJUNTO EJE-CHUMACERA EN LA ESTRUCTURA Y SUJECIÓN EN LA PLACA SOPORTE.....	165
5.2.6	MONTAJE DE LA MANZANA EN EL EJE .....	166
5.2.7	MONTAJE DEL ROTOR-IMPULSOR EN LA MANZANA.....	167
5.2.8	MONTAJE DE LOS ASIENTOS DE CUCHILLA .....	167
5.2.9	MONTAJE DE LAS CUCHILLAS .....	167
5.2.10	MONTAJE DE LOS PORTACUCHILLAS EN SU SOPORTE. ....	168
5.2.11	MONTAJE DE LA PLACA SUPERIOR DEL PORTACUCHILLAS .....	169
5.2.12	MONTAJE DE LA POLEA CONDUCTIDA EN EL EJE .....	170
5.2.13	MONTAJE DE LA POLEA MOTRIZ EN EL MOTOR ELÉCTRICO ...	170
5.2.14	MONTAJE DE LAS BANDAS.....	171
5.2.15	MONTAJE DEL SISTEMA ELÉCTRICO .....	171
5.2.16	MONTAJE DE LA TOLVA DESMONTABLE .....	172
5.3	PRUEBAS DE CAMPO.....	173
5.3.1	ANÁLISIS DE LAS PRUEBAS DE CAMPO .....	173
CAPÍTULO 6	.....	174
ANÁLISIS DE COSTOS	.....	174
6.1	INTRODUCCIÓN.....	174
6.2	ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS .....	175
6.2.1	COSTOS DE MATERIA PRIMA.....	175
6.2.2	COSTOS DE FABRICACIÓN POR FUNDICIÓN .....	175

6.2.3	COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	176
6.2.4	COSTOS DE MÁQUINADO .....	178
6.2.5	COSTOS DE MONTAJE .....	178
6.2.6	COSTO DIRECTO TOTAL.....	179
6.3	ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.....	179
6.3.1	COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS .....	179
6.3.2	COSTOS DE INGENIERÍA .....	180
6.3.3	COSTOS DE IMPREVISTOS.....	181
6.3.4	COSTO INDIRECTO TOTAL .....	181
6.4	COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	182
CAPÍTULO 7 .....		183
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....		183
7.1	CONCLUSIONES.....	183
7.2	RECOMENDACIONES.....	184
BIBLIOGRAFÍA .....		185
ANEXOS .....		186

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 2.1</b> Máquina peladora de papas .....	8
<b>Figura 2.2</b> Tina con agua para extraer las impurezas .....	9
<b>Figura 2.3</b> Drenaje del agua contenida en la papa .....	9
<b>Figura 2.4</b> Rebanadora manual de papas .....	10
<b>Figura 2.5</b> Rebanado en forma manual .....	11
<b>Figura 2.6</b> Cedazos para drenar el aceite contenido en la papa .....	11
<b>Figura 2.7</b> Petaca con hojuelas de papa .....	12
<b>Figura 2.8</b> Producto alimenticio enfundado .....	12
<b>Figura 2.9</b> Principales variedades de papa.....	13
<b>Figura 2.10</b> Dimensiones predominantes del tubérculo.....	15
<b>Figura 3.1</b> Máquina de ensayo Tinius Olsen del laboratorio de materiales de la Facultad de Ingeniería Mecánica.....	17
<b>Figura 3.2</b> Cuchillas planas en acero inoxidable con diferente ángulo de corte .....	18
<b>Figura 3.3</b> Montaje del tubérculo en la máquina Tinius Olsen .....	19
<b>Figura 3.4</b> Determinación del volumen de la papa .....	20
<b>Figura 3.5</b> Partes de la rebanadora de papas con eje vertical y cuchilla simple....	22
<b>Figura 3.6</b> Partes de la rebanadora con eje horizontal y cuchilla rotatoria .....	25
<b>Figura 3.7</b> Partes de la rebanadora con eje vertical y cuchillas múltiples.....	27
<b>Figura 3.8</b> Detalle del sistema de corte .....	27
<b>Figura 4.1</b> Dimensiones de la máquina en la vista lateral .....	35
<b>Figura 4.2</b> Dimensiones de la máquina en la vista superior .....	35
<b>Figura 4.3</b> Prototipo para pruebas de velocidad de rotación .....	37
<b>Figura 4.4</b> Esquema del rotor-impulsor. ....	39

<b>Figura 4.5</b> Distribución de las papas en el rotor .....	41
<b>Figura 4.6</b> Altura mínima escogida para el impulsor.....	42
<b>Figura 4.7</b> Detalle de las fuerzas que intervienen en el rotor .....	44
<b>Figura 4.8</b> Dimensiones del impulsor .....	46
<b>Figura 4.9</b> Cargas que intervienen en el impulsor .....	47
<b>Figura 4.10</b> Diagramas de fuerza cortante y momento flexionante en el impulsor ..	49
<b>Figura 4.11</b> Placa base circular .....	52
<b>Figura 4.12</b> Fuerzas en la placa base circular .....	53
<b>Figura 4.13</b> Distribución de la fuerza F .....	55
<b>Figura 4.14</b> Sistema de corte de la rebanadora.....	59
<b>Figura 4.15</b> Cuchilla de corte.....	60
<b>Figura 4.16</b> Fuerza presentes en las cuchillas de corte .....	61
<b>Figura 4.17</b> Diagrama de Goodman modificado para el análisis de fatiga. ....	66
<b>Figura 4.18</b> Asiento de cuchilla.....	67
<b>Figura 4.19</b> Dimensiones del asiento de cuchilla.....	68
<b>Figura 4.20</b> Forma primitiva del porta-cuchilla.....	70
<b>Figura 4.21</b> Holgura máxima requerida entre rotor y porta-cuchilla.....	70
<b>Figura 4.22</b> Fuerzas actuantes del porta-cuchilla.....	72
<b>Figura 4.23</b> Flexión en vigas curvas .....	74
<b>Figura 4.24</b> Dimensiones principales del porta-cuchilla.....	74
<b>Figura 4.25</b> Momento flexionante producto de $F_{cf}$ .....	75
<b>Figura 4.26</b> Diseño final del porta-cuchilla.....	78
<b>Figura 4.27</b> Elementos ensamblados en el porta-cuchilla .....	79
<b>Figura 4.28</b> Esquema del soporte de los porta-cuchillas .....	80

<b>Figura 4.29</b>	Vista lateral del soporte de porta-cuchilla.....	80
<b>Figura 4.30</b>	Montaje de los elementos del sistema de corte en el soporte.....	81
<b>Figura 4.31</b>	Montaje de todos los elementos en el soporte.....	82
<b>Figura 4.32</b>	Fuerzas actuantes sobre el soporte de porta-cuchillas.....	83
<b>Figura 4.33</b>	Vista superior del soporte.....	84
<b>Figura 4.34</b>	Vista lateral del soporte.....	85
<b>Figura 4.35</b>	Soporte de porta-cuchillas.....	87
<b>Figura 4.36</b>	Cargas y restricción en el soporte.....	87
<b>Figura 4.37</b>	Resultados de esfuerzo de Von Mises.....	88
<b>Figura 4.38</b>	Resultado del desplazamiento en la dirección vertical negativa.....	88
<b>Figura 4.39</b>	Resultados de factor de seguridad.....	89
<b>Figura 4.40</b>	Dimensiones principales de la papa.....	91
<b>Figura 4.41</b>	Fuerzas tangenciales actuantes.....	93
<b>Figura 4.42</b>	Dimensiones principales asumidas en el eje.....	94
<b>Figura 4.43</b>	Motor Eléctrico SIEMENS.....	97
<b>Figura 4.44</b>	Dimensiones de la polea de acuerdo al número de bandas.....	102
<b>Figura 4.45</b>	Fuerzas transmitidas en las poleas.....	104
<b>Figura 4.46</b>	Elementos dispuestos en el eje.....	110
<b>Figura 4.47</b>	Transmisión de movimiento y elementos en el eje.....	111
<b>Figura 4.48</b>	Distancia asumidas para el cálculo del eje.....	115
<b>Figura 4.49</b>	Fuerzas presentes en el eje.....	116
<b>Figura 4.50</b>	Tramo del eje correspondiente de 0 a 46mm.....	118
<b>Figura 4.51</b>	Tramo del eje correspondiente de 46 a 317mm.....	119
<b>Figura 4.52</b>	Tramo del eje correspondiente de 317 a 407 mm.....	120

<b>Figura 4.53</b>	Diagramas de fuerza cortante y momento flexionante en el eje.....	121
<b>Figura 4.54</b>	Punto crítico en el eje a ser analizado.....	121
<b>Figura 4.55</b>	Diámetros calculados en el eje.....	132
<b>Figura 4.56</b>	Fuerzas actuantes en la lengüeta.....	133
<b>Figura 4.57</b>	Dimensiones normalizadas de chavetas y lengüetas .....	135
<b>Figura 4.58</b>	Rodamiento de bolas.....	139
<b>Figura 4.59</b>	Dimensiones del rodamiento utilizado .....	142
<b>Figura 4.60</b>	Forma de la chumacera elegida .....	142
<b>Figura 4.61</b>	Detalles de la tolva .....	145
<b>Figura 4.62</b>	Estructura de soporte .....	146
<b>Figura 4.63</b>	Soporte móvil del motor eléctrico .....	147
<b>Figura 4.64</b>	Fuerzas actuantes en estructura .....	148
<b>Figura 4.65</b>	Estructura para el análisis dibujada en SAP 2000.....	150
<b>Figura 4.66</b>	Detalle de los perfiles seleccionados en la estructura .....	150
<b>Figura 4.67</b>	Reacciones en la base de la estructura.....	151
<b>Figura 4.68</b>	Resultados de factor de seguridad en la simulación. ....	151
<b>Figura 4.69</b>	Variador de velocidad para una potencia de 1HP .....	153
<b>Figura 4.70</b>	Selector de dos posiciones.....	153
<b>Figura 4.71</b>	Botón pulsador de emergencia.....	154
<b>Figura 5.1</b>	Montaje del motor en la estructura .....	163
<b>Figura 5.2</b>	Montaje eje-chumacera .....	164
<b>Figura 5.3</b>	Montaje del rodamiento .....	164
<b>Figura 5.4</b>	Montaje del soporte de porta-cuchillas en la estructura .....	165
<b>Figura 5.5</b>	Montaje del eje-chumacera en la estructura (Vista inferior) .....	165

<b>Figura 5.6</b>	Montaje del eje-chumacera en la estructura (Vista superior) .....	166
<b>Figura 5.7</b>	Montaje de la manzana en el eje.....	166
<b>Figura 5.8</b>	Montaje del rotor-impulsor en la manzana .....	167
<b>Figura 5.9</b>	Montaje del asiento de cuchilla en los porta-cuchillas .....	168
<b>Figura 5.10</b>	Montaje de la cuchilla de corte .....	168
<b>Figura 5.11</b>	Montaje de los porta-cuchillas .....	169
<b>Figura 5.12</b>	Montaje del anillo superior de cierre y los elementos de regulación...	169
<b>Figura 5.13</b>	Montaje de la polea conducida.....	170
<b>Figura 5.14</b>	Montaje de la polea motriz .....	170
<b>Figura 5.15</b>	Montaje de las bandas de transmisión .....	171
<b>Figura 5.16</b>	Montaje de los elementos del sistema eléctrico (Vista interior) .....	172
<b>Figura 5.17</b>	Ensamble completo de la máquina rebanadora .....	173

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 2.1</b>	Volumen de procesamiento de papa por la industria y los restaurantes, entre 2011-2012 .....	4
<b>Tabla 2.2</b>	Variedades de papa sembradas por zonas de cultivo.....	6
<b>Tabla 2.3</b>	Porcentaje de materia seca de las principales variedades de papas .....	7
<b>Tabla 2.4</b>	Tamaños de tubérculos.....	14
<b>Tabla 3.1</b>	Cuchillas empleadas en la prueba de corte .....	18
<b>Tabla 3.2</b>	Resultados de densidad de diferentes muestras de papas.....	20
<b>Tabla 3.3</b>	Designación de los criterios de selección .....	30
<b>Tabla 3.4</b>	Calificación de criterios de selección .....	31
<b>Tabla 3.5</b>	Factores de ponderación .....	31
<b>Tabla 3.6</b>	Resultados obtenidos del proceso de selección de alternativas .....	32
<b>Tabla 4.1</b>	Dimensiones de las papas empleadas en la prueba de campo .....	37
<b>Tabla 4.2</b>	Resultados de velocidad obtenidos en la prueba.....	38
<b>Tabla 4.3</b>	Velocidad de máquinas afines en el proceso de rebanado .....	38
<b>Tabla 4.4</b>	Datos de las dimensiones predominantes de las papas .....	40
<b>Tabla 4.5</b>	Propiedades físicas del sistema de corte .....	82
<b>Tabla 4.6</b>	Especificaciones de la rebanadora de papas.....	97
<b>Tabla 4.7</b>	Especificaciones del motor eléctrico a utilizar.....	97
<b>Tabla 4.8</b>	Datos para determinar la potencia por banda .....	100
<b>Tabla 4.9</b>	Potencia por banda .....	101
<b>Tabla 4.10</b>	Propiedades principales del acero AISI 1045 .....	123
<b>Tabla 4.11</b>	Cálculo del diámetro del eje.....	129
<b>Tabla 4.12</b>	Capacidad de carga del rodamiento acoplable .....	144

<b>Tabla 4.13</b>	Elementos dispuestos en el punto de aplicación de $P_T$ .....	148
<b>Tabla 4.14</b>	Especificaciones del motor eléctrico a utilizar .....	152
<b>Tabla 4.15</b>	Tipos de cables utilizados en el circuito eléctrico.....	154
<b>Tabla 5.1</b>	Materiales empleados en la construcción de la estructura.....	156
<b>Tabla 5.2</b>	Procesos de soldadura empleados en la estructura .....	157
<b>Tabla 5.3</b>	Piezas obtenidas por fundición .....	158
<b>Tabla 5.4</b>	Elementos normalizados a utilizarse.....	161
<b>Tabla 5.5</b>	Número de plano de taller de los elementos fabricados. ....	162
<b>Tabla 6.1</b>	Costos de materia prima .....	175
<b>Tabla 6.2</b>	Costos de fabricación por fundición .....	176
<b>Tabla 6.3</b>	Costos de elementos normalizados .....	176
<b>Tabla 6.4</b>	Costos de maquinado .....	178
<b>Tabla 6.5</b>	Costos de montaje .....	179
<b>Tabla 6.6</b>	Costo directo total .....	179
<b>Tabla 6.7</b>	Costos de materiales indirectos .....	180
<b>Tabla 6.8</b>	Costos de ingeniería .....	180
<b>Tabla 6.9</b>	Costos de imprevistos.....	181
<b>Tabla 6.10</b>	Costo indirecto total .....	181
<b>Tabla 6.11</b>	Costo total de la máquina .....	182

## ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A:** FUERZAS OBTENIDAS EN EL ENSAYO DE CORTE
- ANEXO B:** PROTOCOLO DE PRUEBAS
- ANEXO C:** PRUEBA DE CAMPO PARA DETERMINAR LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN
- ANEXO D:** MANUAL DE BANDAS EN V
- ANEXO E:** PROPIEDADES DE LOS MATERIALES EMPLEADOS
- ANEXO F:** GRÁFICOS Y TABLAS DEL MANUAL DE DISEÑO DE SHIGLEY
- ANEXO G:** TABLAS DE RODAMIENTO Y CHUMACERA
- ANEXO H:** ESPECIFICACIONES DEL MOTOR ELÉCTRICO DE 1 HP
- ANEXO I:** TABLA DE PROPIEDADES DEL TUBO ESTRUCTURAL EMPLEADO
- ANEXO J:** TABLAS DE RESULTADOS DEL CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA EN SAP 2000
- ANEXO K:** GRÁFICOS DE LA SIMULACIÓN EN SAP 2000
- ANEXO L:** COMPONENTES DEL CIRCUITO ELÉCTRICO
- ANEXO M:** HOJAS DE PROCESOS
- ANEXO N:** PRUEBAS DE CAMPO
- ANEXO O:** FOTOS DE LAS PRUEBAS DE CAMPO CON LA MAQUINA TERMINADA
- ANEXO P:** PLANOS

## RESUMEN

El presente trabajo se lo realiza para solucionar las limitaciones que tiene el proceso de rebanado de papas en las microempresas.

En la actualidad existen máquinas similares en el mercado pero son importadas y de costo muy elevado, por lo que se plantea el diseño de una máquina de un costo mucho menor.

El proceso de rebanado de la papa se realiza de forma rudimentaria, requiere un gran esfuerzo para la producción diaria, demanda de tiempo extra en el proceso de producción y además, la realización del proceso en forma manual representa un cierto riesgo de sufrir alguna lesión.

Por estas razones, se emprende el diseño de una máquina con un costo de fabricación menor a los equipos importados y que cumpla con los objetivos inicialmente planteados.

El Capítulo 1 presenta los objetivos y la justificación en la realización de este proyecto.

En el Capítulo 2 se exponen las generalidades del producto, los tipos de papas más utilizados en el proceso y sus repercusiones económicas.

El Capítulo 3 presenta primeramente los parámetros de diseño que son los elementos necesarios a tomar en cuenta para alcanzar los objetivos de la máquina a construirse, finalmente se exponen varias propuestas de construcción y la selección de la mejor alternativa.

En este Capítulo 4 se realiza el diseño de los elementos constitutivos de la máquina con base en los conocimientos adquiridos durante la carrera, además de información complementaria señalada en las referencias bibliográficas.

El Capítulo 5 especifica el procedimiento a seguir con todos los pasos necesarios para la fabricación, construcción y montaje de la máquina además de las pruebas de campo que permiten verificar la correcta funcionalidad de la rebanadora.

En el Capítulo 6 se presentan los análisis de costos los cuales contienen todos los rubros a invertirse y que son necesarios para la realización del proyecto.

Finalmente en el Capítulo 7 se presentan las conclusiones de la realización de este proyecto presentando un análisis de los objetivos planteados al principio y además de las recomendaciones necesarias para que este proyecto pueda ser utilizado para futuros requerimientos.

## PRESENTACIÓN

El presente proyecto contempla el diseño y construcción de una máquina rebanadora de papas de 200 Kg/h de capacidad.

En la actualidad se observa que el proceso de rebanado de papas presenta una serie de inconvenientes, principalmente en la microempresa en donde el método de rebanado manual es el que más se emplea para la producción, siendo el riesgo de lesiones y la capacidad de producción los principales problemas.

Además, los microempresarios no disponen del capital suficiente para la adquisición de equipos automatizados, los mismos que presentan costos elevados y que permitan realizar esta tarea de una manera más productiva y segura.

Este trabajo pretende resolver estos problemas con un prototipo económico y por consiguiente más accesible para la pequeña industria.

Para el desarrollo de este proyecto se realiza primero un trabajo de investigación de campo que nos permita obtener datos del producto como: dimensiones, densidad, fuerza necesaria de corte, etc. que son necesarios para el diseño.

Se presentan luego varias alternativas de diseño las cuales al ser evaluadas nos permitirán seleccionar la más adecuada.

Posteriormente se realiza el diseño de los elementos constitutivos del prototipo basado en conocimientos adquiridos en la facultad y además, otros consultados en bibliografía adicional.

# **CAPÍTULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 INTRODUCCIÓN**

En el país la industria alimenticia ha experimentado grandes cambios seguidos de un gran proceso de diversificación, que se ve reflejado en la acumulación de microempresas dedicadas a la producción y comercialización de productos alimenticios, muchas de ellas se sustentan con un alto porcentaje de trabajo manual que presenta un índice considerable de riesgo de accidentes. Además, existen las grandes empresas de procesamiento de alimentos que emplean acorde a su gran capital, tecnologías avanzadas en el proceso.

En los últimos años estas grandes empresas han aumentado constantemente la calidad de sus productos a través de una mejora de gestión y eficacia en la realización de sus procedimientos. Sin embargo, los microempresarios, debido a las limitaciones económicas, se encuentran en una clara desventaja con respecto a la tecnología y volumen de producción, razón por la cual se ven obligados a adquirir máquinas costosas que no se ajustan a su presupuesto.

Los desafíos de la seguridad alimenticia se encaminan a mejorar la relación entre la alimentación y la salud, debido a las exigencias de los consumidores que proponen un control de los tipos de materiales que se emplean para fabricar las máquinas que a su vez producen productos alimenticios.

Es por estos motivos que se plantea la realización de este proyecto, el cual se pretende que sea de una enorme ayuda para el microempresario, que requiere una máquina, en este caso de rebanado de papas, que tenga un volumen de producción importante y que cumpla con las exigencias en cuanto a los materiales empleados.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 OBJETIVO GENERAL**

- Diseñar y construir una máquina rebanadora de papas de 200 Kg/h de capacidad.

### **1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Reducir el riesgo de lesiones en el proceso de producción.
- Obtener un diseño que incluya únicamente materiales y partes existentes en el mercado local.
- Disminuir el desperdicio de materia prima.
- Aportar a la microempresa nacional con un prototipo económico que cumpla satisfactoriamente las necesidades específicas.

### **1.2.3 ALCANCES**

- Se realizará un estudio de campo para recopilar información de los distintos tamaños del producto.
- Se estudiará y seleccionará la mejor alternativa que satisfaga los objetivos planteados.
- Se diseñarán y seleccionarán los diferentes elementos mecánicos y se determinarán las condiciones de trabajo a las cuales estará sometida la máquina.
- Se dibujarán los planos de taller y de conjunto.
- Se determinarán los costos del proyecto.

### **1.2.4 JUSTIFICACIÓN**

El proceso de rebanado de la papa se realiza de forma manual, requiere un gran esfuerzo para la producción diaria, demanda de tiempo extra en el proceso de

producción y además, la realización del proceso en forma manual representa un cierto riesgo de sufrir alguna lesión.

Por esta razón, se emprende el diseño de una máquina con un costo de fabricación menor a los equipos importados y que cumpla con los objetivos inicialmente planteados.

## CAPÍTULO 2

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 PROCESAMIENTO DE LA PAPA EN EL ECUADOR

##### 2.1.1 VOLUMEN Y MODALIDADES DE PROCESAMIENTO

Los últimos años han traído cambios en los hábitos alimenticios de los ecuatorianos debido a una mayor urbanización de la población, a la incorporación de la mujer en el mercado laboral y a influencias culinarias de otros países. Esta situación ha hecho que la industrialización de la papa se convierta en una actividad cada vez más importante.

Se estima que el volumen de producción a nivel nacional es 475.000 Ton, del que el 11% es destinado a procesamiento. De este 11%, la industria, los restaurantes y negocios afines del país respectivamente procesan la mitad como se muestra en la tabla 2.1.

**Tabla 2.1** Volumen de procesamiento de papa por la industria y los restaurantes, entre 2011-2012

ESTRATO	PORCENTAJE	VOLUMEN/AÑO (Ton)
Industria	50,48%	25.604,00
Restaurantes y afines	49,52%	25.118,60
Total	100%	50.722,60

**Fuente:** INIAP

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

En el Ecuador las principales formas en que se consumen las papas procesadas son: la papa frita, el puré, papas congeladas y pre-cocidas. En los restaurantes y afines, el mayor uso que se le da a la papa es en forma de papa frita a la francesa, seguida de su uso en sopas. Otra forma de uso en estos locales es en puré, ensaladas y tortillas.

### **2.1.2 CONSUMO**

El 90% de la papa a nivel nacional se consume en estado fresco. Los usos industriales son variados: papas fritas en forma de hojuelas, a la francesa, congelada, pre-frita y enlatada. También se obtiene almidón, alcohol y celulosa de la cáscara. A partir de 1994 el consumo de comidas rápidas en el país ha aumentado a un ritmo anual del 6%. Hoy en día las industrias procesadoras utilizan 50.000 Ton/año, que representa el 10% de la producción nacional.

En términos generales existe un mayor conocimiento de las variedades nativas bolona y chaucha en Cuenca y chola en Quito. Estas variedades tradicionalmente han tenido las mayores preferencias y los más altos precios.

Las principales razones para preferir esas variedades son: se consideran papas sabrosas, de textura arenosa (que se disgrega al cocinarse), suaves y apropiadas para sopas conocidas como loco. Existen otras razones de preferencia, las que van adquiriendo mayor importancia por la situación económica cada vez más difícil. Entre éstas se indica, que la papa sea más barata y que utilice menos combustible en la cocción.

## **2.2 VARIEDADES DE PAPA CULTIVADAS EN ECUADOR**

Cada zona del país produce distintas variedades de papa (Tabla 2.2) que pueden ser clasificadas en dos grupos: nativas y mejoradas. Las primeras corresponden a cultivares locales que han sido sometidos a un proceso de selección empírica no solo a través de ciento, sino miles de años por parte de los agricultores y presión de la naturaleza (p.ej.: clima, plagas y enfermedades). Las variedades mejoradas son el resultado de una selección metódica realizada por investigadores con materiales nativos y exóticos.

**Tabla 2.2** Variedades de papa sembradas por zonas de cultivo

ZONA DE CULTIVO	VARIEDAD
Norte: Provincia de Carchi	Chola
	Super-chola
	Gabriela
	Esperanza
	María
Centro: Provincias de Pichincha, Cotopaxi, Tungurahua, Bolívar y Chimborazo	Chola
	Uvilla
	Santa Catalina
	Esperanza
	Gabriela
	María
Sur: Provincias de Cañar, Azuay y Loja	Margarita
	Uvilla
	Bolona
	Santa Catalina
	Esperanza
	Soledad Cañari
	Gabriela

**Fuente:** INIAP

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

## 2.3 CARACTERÍSTICAS PARA LA INDUSTRIA

La industria exige papas con distintas características. Existen parámetros y procedimientos estrictos para la calificación de productos procesados de alta calidad.

Las características de mayor importancia son:

- **Tamaño, forma y uniformidad del tubérculo:** Estas características dependen de la densidad de la población de plantas y de las prácticas culturales de manejo. Generalmente, la industria busca papas relativamente grandes y uniformes.
- **Profundidad de los ojos:** Influye en el rendimiento del tubérculo por la pérdida de pulpa en el pelado y en la facilidad o dificultad para hacerlo.

Además, las papas con ojos profundos acumulan tierra y complica su lavada, especialmente cuando se utilizan peladoras mecánicas.

- **Uniformidad de tamaño del tubérculo:** Es otra característica muy importante, especialmente cuando se trata de papa para procesamiento de papa a la francesa y hojuelas.
- **Condición física:** Los tubérculos con defectos físicos o enfermedades son descartados para el proceso industrial.
- **Contenido de materia seca:** Esta es una característica apreciada por la industria y depende de la variedad, prácticas de cultivo, clima, tipo de suelo e incidencias de plagas y enfermedades después de cocción.

Las variedades principales de papas que se utilizan para la industrialización son: Super-chola, INIAP-María, Capiro, INIAP-Esperanza, INIAP-Cecilia y Fripapa. Las variaciones de contenido de materia seca en los tipos de papas que más se utilizan por la industria ecuatoriana se presentan en la tabla 2.3.

**Tabla 2.3** Porcentaje de materia seca de las principales variedades de papas

<b>VARIEDAD</b>	<b>PORCENTAJE DE MATERIA SECA</b>
Super-chola	24
INIAP-Fripapa	23,9
Capiro	23
INIAP-Cecilia	21,4
INIAP-María	21,4
INIAP-Esperanza	20,3

**Fuente:** INIAP

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

## 2.4 ESTUDIO DE CAMPO

Para realizar el diseño de la rebanadora de papas se deben establecer los parámetros de diseño y funcionales, para lo cual se efectúa un estudio de campo con el objeto de conocer el proceso de rebanado manual de la papa, la variedad de papa mayormente utilizada en el proceso y las dimensiones típicas.

#### 2.4.1 REBANADO MANUAL DE LA PAPA

El proceso del rebanado manual de la papa se inicia con la compra de la misma, se almacena en un lugar seco y libre de los rayos solares. El proceso de pelado de la papa se realiza en forma automática, en una máquina que contiene un disco y un cilindro con abrasión, que al girar el eje impulsado por un motor de 1 Hp efectúa el pelado de la papa (figura 2.1). En el contenedor cilíndrico de la peladora se coloca alrededor de 13 kg de papas durante 2 minutos aproximadamente.



**Figura 2.1** Máquina peladora de papas

Posteriormente se procede a sacar los ojos de la papa en forma manual para dejar al tubérculo totalmente libre de la corteza y se lo ubica en una tina que contiene agua con la finalidad de extraer las impurezas (figura 2.2). La papa puede estar en el agua alrededor de 24 horas, si se la deja mucho tiempo comienza a producir espuma y por ende a descomponerse.



**Figura 2.2** Tina con agua para extraer las impurezas

Una vez que se encuentren las papas libres de impurezas, se las ubica en otra tina para que el agua contenida en la papa drene como se observa en la figura 2.3.

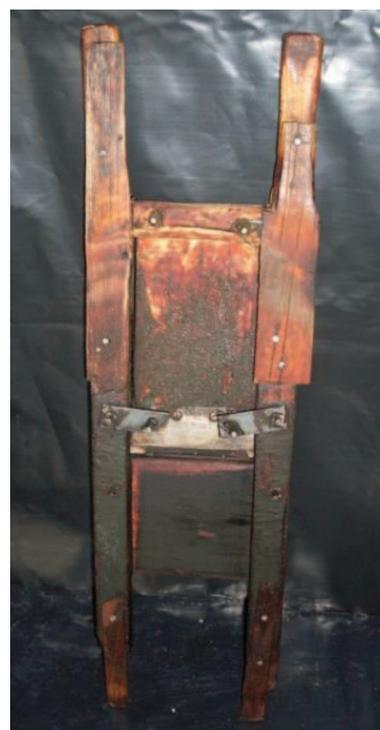


**Figura 2.3** Drenaje del agua contenida en la papa

Para rebanar la papa se utiliza un componente elaborado en forma artesanal y que está formado por una estructura de madera, una cuchilla de acero inoxidable y unos pernos los cuales tienen la función de regular el espesor de las hojuelas (figura 2.4).



a) Vista frontal



b) Vista posterior

**Figura 2.4** Rebanadora manual de papas

Para el cocido de las hojuelas de papa se emplea cocinas y pailas industriales. Una vez que el aceite está caliente a una temperatura adecuada se procede a posicionar la rebanadora manual sobre la paila y se ralla en forma manual (figura 2.5). En cada paila se rebana de 2 a 3 papas de acuerdo al tamaño.

El proceso de cocido dura unos 10 minutos aproximadamente, posteriormente se las ubica en los cedazos para que el aceite contenido en las hojuelas de papa drene (figura 2.6). A continuación, se traslada las hojuelas de papa a una petaca (figura

2.7) y de esta manera se repite el ciclo. Una vez que la petaca está completamente llena, se procede a poner la sal.



**Figura 2.5** Rebanado en forma manual



**Figura 2.6** Cedazos para drenar el aceite contenido en la papa



**Figura 2.7** Petaca con hojuelas de papa

Por último, se enfunda, se ubica la respectiva mayonesa o salsa de tomate y se sella (figura 2.8).



**Figura 2.8** Producto alimenticio enfundado

## 2.4.2 VARIEDAD

Para determinar la variedad de papa que mayormente se utiliza para el proceso de rebanado se realiza un estudio de campo a diferentes productores de hojuelas de papas fritas. Estas variedades que se citan a continuación son cultivadas en las tres principales zonas productoras de papa como son: norte, centro y sur del Ecuador.

Entre las variedades que más se emplean para el proceso de rebanado de hojuelas de papa se tiene:

- Super-chola
- Capiro
- Leona blanca
- Cecilia
- Roja

En la figura 2.9 se observa un ejemplo de cada una de las tres variedades más utilizadas.



**Figura 2.9** Principales variedades de papa

### 2.4.3 DIMENSIONES

Para diseñar la máquina rebanadora de papas se escoge de entre las principales variedades las que comúnmente tienen un tamaño mayor en comparación de las otras. De acuerdo al estudio de campo realizado se tiene que, la de mayor dimensión es la variedad super-chola, tal como se observa en la tabla 2.4.

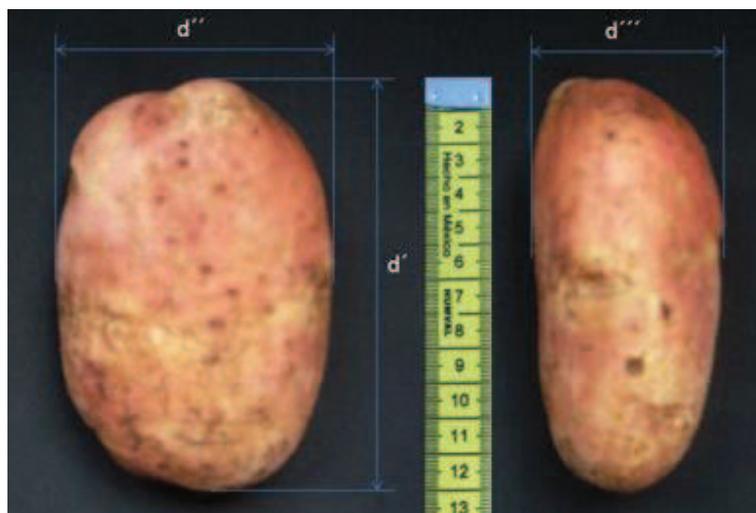
**Tabla 2.4** Tamaños de tubérculos

TIPO	MUESTRA	d' (mm)	d'' (mm)	d''' (mm)
SUPER-CHOLAS	1	136	96	62
	2	127	101	62
	3	105	93	66
	4	120	88	57
	PROMEDIO	122	94,5	61,75
CAPIRO	1	76	67	46
	2	79	67	51
	3	85	70	45
	4	79	64	50
LEONA BLANCA	1	61	39	30
	2	58	36	38
	3	53	39	30
	4	63	36	34

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

En la figura 2.10 se presenta el detalle de las dimensiones predominantes del tubérculo.



**Figura 2.10** Dimensiones predominantes del tubérculo

## **CAPÍTULO 3**

### **PARÁMETROS DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

#### **3.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

En la actualidad el proceso de rebanado de papas se lo realiza en forma manual, requiere un gran esfuerzo para la producción diaria, se necesita de tiempo para su realización y representa un cierto riesgo de sufrir alguna lesión.

Por este motivo el presente proyecto pretende solucionar las necesidades de los productores, dotándoles de tecnología, mejorando la calidad del producto y diseñando una máquina con un costo de fabricación moderado.

#### **3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO**

Para obtener los parámetros de diseño se parte del pedido puntual del pequeño productor y del estudio de campo realizado, quedando por tanto los siguientes parámetros:

- Capacidad de la máquina de 200 Kg/h de producto.
- Variedad: El tipo de papa más utilizado para las papas fritas es la super-chola.
- Las dimensiones de la papa de mayor tamaño que se presentan en la tabla 2.4 que corresponden a la super-chola.
- Por pedido del usuario se ha establecido que el costo máximo para el diseño y la construcción de la máquina rebanadora de papas es de 2000 dólares.
- Debido a que las hojuelas de papas es para consumo alimenticio, los materiales utilizados para el diseño y construcción deben ser normalizados y que corresponden a aquellos que se utilizan para la industria alimenticia.

### 3.2.1 DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LA RESISTENCIA AL CORTE DE LA PAPA

Para la determinación de la resistencia al corte de la papa se utiliza la máquina Tinius Olsen que se encuentra en el Laboratorio de Materiales (figura 3.1), ya que en esta máquina se puede visualizar con exactitud la magnitud de las fuerzas necesarias para el corte.



**Figura 3.1** Máquina de ensayo Tinius Olsen del laboratorio de materiales de la Facultad de Ingeniería Mecánica

De acuerdo al estudio de campo realizado, se escogen para el ensayo de corte las siguientes variedades:

- Super-chola
- Capiro
- Leona blanca

Se adquieren diez papas por cada variedad y se pelan en forma manual para evitar en lo posible que las dimensiones cambien.

Se requiere realizar rebanadas lisas de papa, por lo tanto, se utilizan cuchillas planas en acero inoxidable con diferente ángulo de corte. Se fabrican dos cuchillas en acero inoxidable y una tercera cuchilla que corresponde a un cuchillo de uso doméstico. En la figura 3.2 se muestran los tipos de cuchillas a utilizarse.



**Figura 3.2** Cuchillas planas en acero inoxidable con diferente ángulo de corte

En la tabla 3.1 se muestran los parámetros más importantes de las cuchillas escogidas, el ángulo del filo de corte se lo mide mediante un goniómetro.

**Tabla 3.1** Cuchillas empleadas en la prueba de corte

CUCHILLAS DE PRUEBA		
Tipo de cuchilla	Ángulo ( grados)	Espesor (mm)
Pasto	6	2
Papas	20	1
Cuchillo pequeño	4	0,8

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Para medir la fuerza en la máquina Tinius Olsen se ubica en la base fija una muestra de las papas escogidas, luego en el sistema superior móvil, que dispone de una

mordaza de sujeción, se coloca una de las cuchillas, para luego programar para que este sistema móvil descienda con una velocidad constante y de esta forma obtener la resistencia al corte.

Este procedimiento se lo realiza con cada una de las tres cuchillas y para cada variedad de papa, el montaje para determinar la resistencia al corte se muestra en la figura 3.3.



**Figura 3.3** Montaje del tubérculo en la máquina Tinius Olsen

De los resultados obtenidos se observa que la mayor fuerza de corte se presenta con la muestra super-chola y la cuchilla con ángulo de corte de 20°.

Los resultados de la fuerza de corte obtenida con las diferentes muestras de papas se presentan en el ANEXO A.

### **3.2.2 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD DE LA PAPA**

Para determinar la densidad de la papa, se utiliza la variedad de super-chola que es la que presenta las mayores dimensiones, además con la cual se obtiene la mayor fuerza de corte y la que se utiliza en el análisis de la máquina.

Se escogen cuatro papas de muestra y se procede a pesar en una balanza cada una de ellas.

Se utiliza una jarra graduada para determinar el volumen de cada muestra, tal como se observa en la figura 3.4.



**Figura 3.4** Determinación del volumen de la papa

Una vez obtenida la masa y el volumen de cada una de las papas, se calcula la densidad dividiendo estos valores y utilizando un factor de conversión adecuado para obtener unidades  $\text{g}/\text{cm}^3$ , tal como se muestra en la tabla 3.2.

**Tabla 3.2** Resultados de densidad de diferentes muestras de papas

VARIEDAD	# MUESTRAS	MASA	VOLUMEN	FACT. CONVERSIÓN	DENSIDAD
		[Lb]	[Lt]	Mult. por	$[\text{g}/\text{cm}^3]$
SUPER-CHOLA	1	1	0,44	0,454545	1,033057851
	2	0,875	0,34	0,454545	1,169786096
	3	1	0,4	0,454545	1,136363636
	4	1	0,41	0,454545	1,10864745
				<b>PROMEDIO</b>	<b>1,111963758</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Como se observa en la tabla 3.2 se realiza un promedio de las densidades por tanto, para el diseño de la máquina rebanadora de papas se emplea la densidad de 1,112 g/cm<sup>3</sup>.

### **3.3 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES**

El diseño y construcción de la máquina debe satisfacer los requerimientos funcionales; es decir, la máquina rebanadora de papas tiene que cumplir las funciones y las exigencias para la cual es creada.

Entre los principales requerimientos funcionales se tiene:

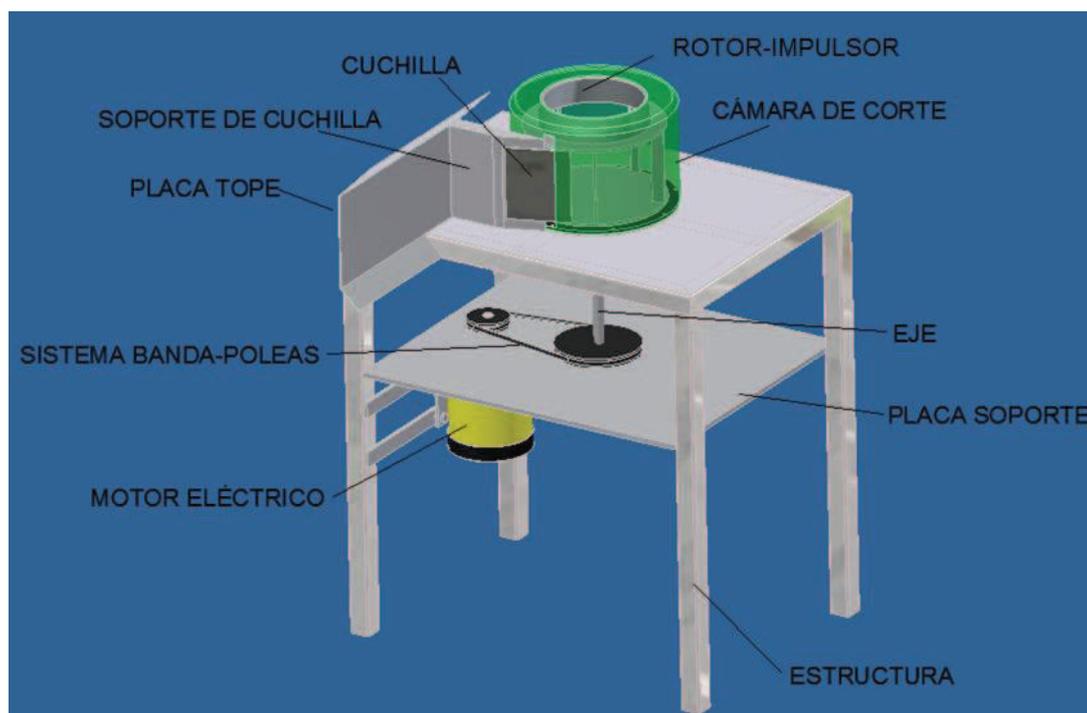
- La máquina debe trabajar en forma semi-automática.
- La máquina debe rebanar papas en forma continua.
- La máquina rebanadora de papas debe ser de fácil operación, montaje, desmontaje y que el mantenimiento de cada una de las partes pueda realizarse con comodidad y rapidez.
- Se debe disponer de 220 V para la alimentación de energía eléctrica.
- Las vibraciones y ruidos producidos por la máquina debe estar en el rango permitido para de esta forma evitar lesiones al ser humano.
- La vida útil de la máquina debe ser por lo menos 8 años. Debido a las condiciones climáticas donde va a funcionar ya que pueden deteriorar los elementos que la constituyen.
- La máquina rebanadora de papas debe ser operada por una persona que posea una instrucción media o secundaria ya que presenta elementos de riesgo como las cuchillas.
- La máquina debe ser transportable de un sitio a otro.
- La altura máxima de la máquina debe ser aproximadamente de 1.200 mm para poder abastecer o alimentar manualmente por cualquier persona.

### 3.4 FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS

Las alternativas que se presentan a continuación son el resultado de algunas ideas originadas en el estudio de campo y se hallan determinadas en base a los parámetros de diseño y requerimientos funcionales antes mencionados.

#### 3.4.1 ALTERNATIVA 1: REBANADORA DE PAPAS CON EJE VERTICAL Y CUCHILLA SIMPLE

La rebanadora de papas de eje vertical y cuchilla simple dispone de una cámara y un rotor-impulsor que por fuerza centrífuga impulsa la papa hacia las paredes de la cámara la cual guía a la papa hacia la cuchilla que está dispuesta tangencialmente. En la figura 3.5 se presenta un esquema con las partes que conforman este tipo de rebanadora.



**Figura 3.5** Partes de la rebanadora de papas con eje vertical y cuchilla simple

### 3.4.1.1 Descripción de las partes de la rebanadora de papas con eje vertical y cuchilla simple

1. **Cámara de corte:** Las papas se descargan directamente en el interior de la cámara la cuales por fuerza centrífuga se apoyan en su movimiento circular en las paredes de la misma y se guían hacia la cuchilla que está dispuesta tangencialmente.
2. **Rotor-impulsor:** Consiste en un disco unido directamente al eje para transmitir el movimiento rotatorio, unos impulsores se encargan de arrastrar las papas a través de las paredes de la cámara y de la cuchilla para producir el rebanado, y un disco superior con una forma especial para apoyar los impulsores y facilitar el ingreso del producto.
3. **Eje de transmisión de movimiento:** Está dispuesto verticalmente y recibe el movimiento de giro del motor a través de un sistema de reducción de banda y poleas.
4. **Motor eléctrico:** Es un motor trifásico de CC que entrega la suficiente potencia para el proceso de rebanado.
5. **Porta-cuchilla:** Elemento donde se asienta la cuchilla de corte y a su vez permite la regulación del espesor de rebanado.
6. **Cuchilla de corte:** Es el elemento que realiza el corte de la papa.
7. **Estructura:** Sirve de soporte para todos los elementos que componen la máquina.

#### Ventajas

- Su costo es moderado.
- Permite trabajar con rapidez.
- La máquina es fácil de operar ya que tiene un funcionamiento sencillo
- No necesita un gran espacio para su instalación.
- Comparado con el proceso manual su productividad es alta.
- Requiere de un menor mantenimiento de componentes.

**Desventajas.**

- El proceso de rebanado es de calidad media a baja.
- Al poseer solo una cuchilla de corte la productividad se ve afectada.
- Perdida de materia prima.
- Necesariamente requiere de energía eléctrica para el proceso de rebanado

**3.4.2 ALTERNATIVA 2: REBANADORA DE PAPAS CON EJE HORIZONTAL Y CUCHILLA ROTATORIA**

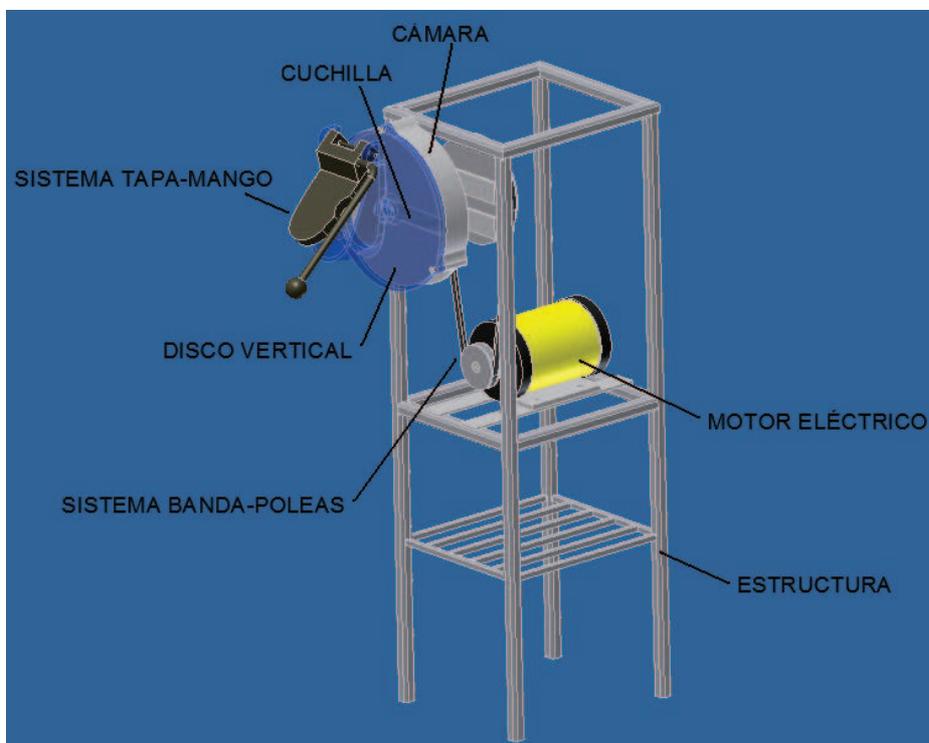
Inicialmente el producto ingresa pelado y lavado, el cual se coloca uno a uno en la cámara de recepción. El proceso de rebanado se realiza por medio de un sistema tapa-mango y una cuchilla acoplada a un disco vertical que gira mediante un eje que rota gracias a un sistema polea-banda-motor, la presión que se ejerce para el rebanado del producto es controlada en forma manual.

La rebanadora de papas con eje horizontal y cuchilla rotatoria está conformada por las partes que se muestran en la figura 3.6.

**3.4.2.1 Descripción de las partes de la rebanadora de papas con eje horizontal y cuchilla rotatoria**

1. **Cámara:** Es en forma vertical y es el recipiente en donde se deposita la papa.
2. **Sistema tapa mango:** Este sistema tiene la función de ejercer la presión para producir el rebanado del producto. La presión se realiza en forma manual.
3. **Cuchilla de corte:** Es el elemento que realiza el corte de la papa.
4. **Disco vertical:** Es el elemento en donde se acopla la cuchilla de corte y además permite la regulación del espesor de rebanado.
5. **Eje de transmisión de movimiento:** El eje se encuentra dispuesto en forma horizontal, el disco vertical y la cuchilla de corte se ajustan al eje el cual recibe el movimiento del motor por medio de un sistema de reducción de bandas y poleas.
6. **Motor eléctrico:** Es un motor monofásico de CC que entrega la suficiente potencia para el proceso de rebanado.
7. **Estructura:** Actúa como bastidor para todos los elementos que componen la

máquina.



**Figura 3.6** Partes de la rebanadora con eje horizontal y cuchilla rotatoria

#### **Ventajas:**

- Es de fácil operación y limpieza.
- Fácil construcción y mantenimiento.
- Su costo es bajo por los elementos que posee.
- La máquina es fácil de operar ya que tiene un funcionamiento sencillo
- No necesita un gran espacio para su instalación.
- Comparado con el proceso manual su productividad es alta.
- Requiere de un menor mantenimiento de componentes.

#### **Desventajas:**

- Para rebanar la papa se necesita del esfuerzo humano, es decir la rebanada se obtiene al presionar la papa en forma manual contra la cuchilla giratoria por medio

del sistema tapa-mango.

- Posee una cuchilla de corte, la productividad se ve afectada.
- Para el rebanado se ubica papa por papa en la cámara de recepción del producto.
- Las rebanadas salen expulsadas de forma incontrolables por que no dispone de una tolva.
- La cámara de recepción del producto es en forma vertical por lo que se corre el riesgo de que el producto sea expulsado.
- Perdida de materia prima.
- El proceso de rebanado es de calidad baja.
- El tiempo de rebanado es similar al de rayar en forma manual.
- Necesariamente requiere de energía eléctrica para el proceso de rebanado.

### **3.4.3 ALTERNATIVA 3: REBANADORA DE PAPAS CON EJE VERTICAL Y CUCHILLAS MÚLTIPLES**

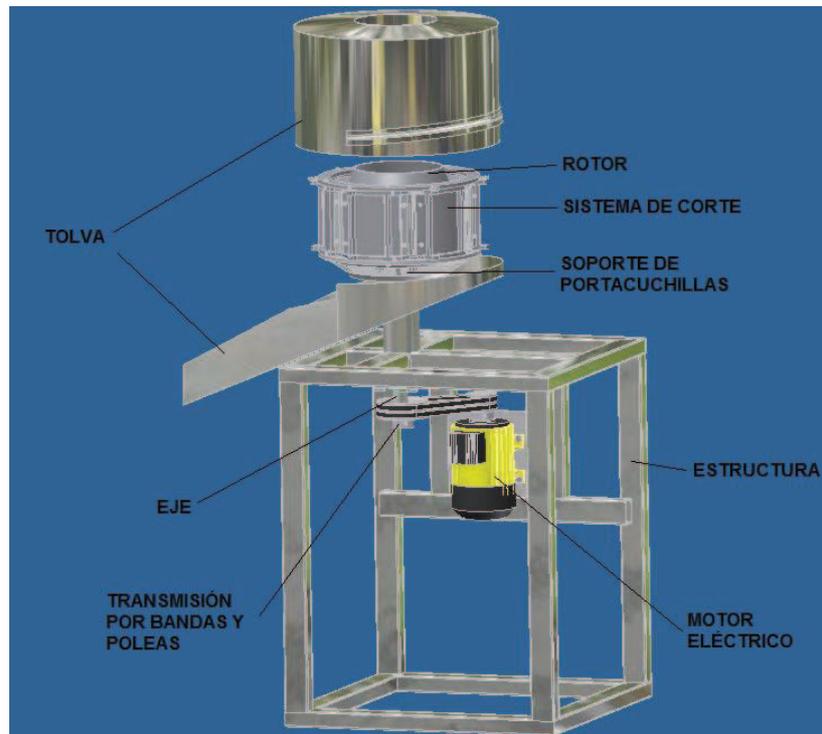
Esta máquina es similar en funcionamiento que la máquina de la alternativa 1, es decir, bajo el principio de fuerza centrífuga las papas al ingresar a la máquina se pegan contra las paredes de la cámara de corte, en donde se disponen en este caso de seis cuchillas de corte acopladas en elementos de soporte que forman las paredes en donde se apoyan las papas en su movimiento tangencial y que guían el producto hacia dichas cuchillas.

En la figura 3.7 se presenta un esquema con las partes que conforman este tipo de rebanadora.

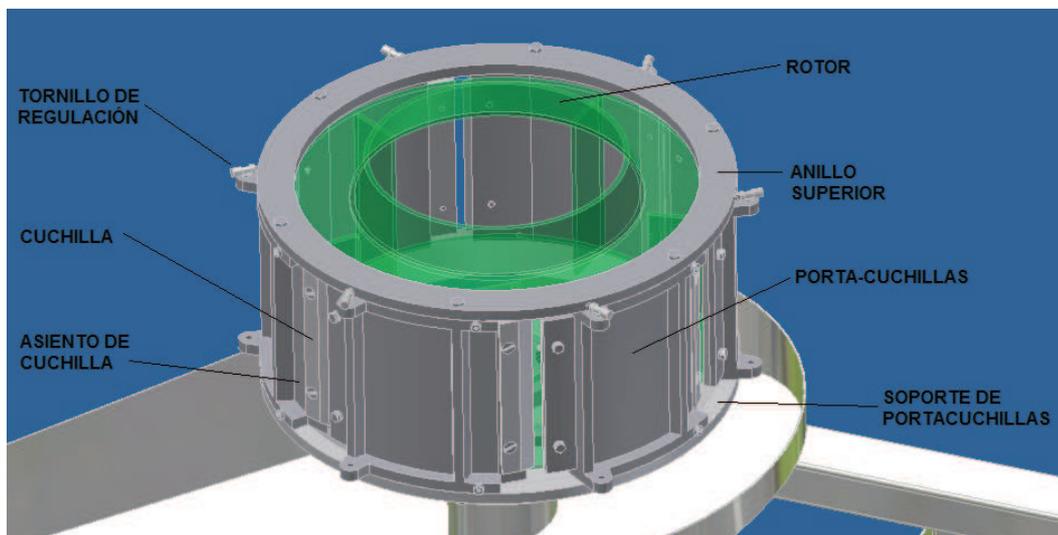
En la figura 3.8 se presenta el detalle ampliado del sistema de corte y de los elementos que lo conforman.

#### **3.4.3.1 Descripción de las partes de la rebanadora de papas con eje vertical y cuchillas múltiples**

**1. Sistema de corte :** Este sistema está formado por los siguientes elementos:



**Figura 3.7** Partes de la rebanadora con eje vertical y cuchillas múltiples



**Figura 3.8** Detalle del sistema de corte

- **Porta-cuchillas:** Elementos que, en este tipo de máquina forman el compartimento en el que ingresan las papas, la cuales por fuerza centrífuga se apoyan en su movimiento circular en las paredes del mismo y se guían hacia las seis cuchillas que están dispuestas tangencialmente en estos elementos y además es donde se asientan los elementos de regulación del espesor de rebanado.
  - **Cuchilla de corte:** Es el elemento que realiza el corte de la papa.
  - **Asiento de cuchilla:** Elemento en el cual se coloca la cuchilla de corte.
  - **Tornillos de regulación:** Estos tornillos permiten la regulación del espesor de la hojuela de papa en el momento del corte.
  - **Anillo superior:** Es una placa circular que sirve para la sujeción de los porta cuchillas y además sirve de alojamiento para los tornillos de regulación.
2. **Rotor-impulsor:** Este elemento es igual al de la alternativa 1 y, como se indica, consiste en un disco unido directamente al eje para transmitir el movimiento rotatorio, unos impulsores que sirven para arrastrar las papas a través de las paredes de la cámara y de la cuchilla para producir el rebanado, y un disco superior con una forma especial para apoyar los impulsores y facilitar el ingreso del producto.
  3. **Eje de transmisión de movimiento:** El que está dispuesto verticalmente y recibe el movimiento de giro del motor a través de un sistema de reducción de banda y poleas.
  4. **Motor eléctrico:** Es un motor trifásico de CC que entrega la suficiente potencia para el proceso de rebanado.
  5. **Soporte del porta- cuchillas:** Este elemento tiene una forma especial que sirve de soporte para los porta-cuchillas y además permite la conexión con la estructura de la máquina.
  6. **Tolva:** Es el elemento que sirve para recoger el producto una vez que las papas pasan por las cuchillas de corte.
  7. **Estructura:** Sirve de soporte para todos los elementos que componen la máquina.

### **Ventajas**

- El proceso de rebanado es de óptima calidad debido a sus cuchillas múltiples que aseguran un corte parejo de la papa.
- Permite trabajar con rapidez y con mayor eficiencia.
- La máquina es fácil de operación.
- No necesita un gran espacio para su instalación.
- Comparado con el proceso manual su productividad es muy alta.

### **Desventajas.**

- La principal es el costo de fabricación ya que posee varias piezas que son necesariamente fabricadas en acero inoxidable y a ser obtenidas por proceso de fundición.
- Su mantenimiento no es fácil debido a la forma del diseño.
- Necesariamente requiere de energía eléctrica para el proceso de rebanado.
- Complejidad en la fabricación de algunas piezas.

## **3.5 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA**

Una vez expuestas las alternativas, se procede a realizar una evaluación detallada de cada una de las propuestas para su posterior selección en donde se analizan las ventajas y desventajas de cada una de ellas comparándolas y clasificándolas de acuerdo a su importancia.

Este análisis se realiza utilizando diferentes criterios de comparación que, por medio de una matriz de selección, se procede a comparar y evaluar cada una de las propuestas, para que, por medio de combinaciones se proceda a descartar y seleccionar aquella que mejor se adecúe a la solución del diseño.

### **3.5.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN**

- **Calidad:** Este factor involucra la calidad de los materiales, la confiabilidad, la calidad luego de construida y la disponibilidad de encontrar los componentes de calidad en el mercado nacional.

- **Construcción:** La factibilidad y disponibilidad para construir, uso de equipos y/o herramientas complejas, uso del personal especializado.
- **Costos-Beneficios:** Esto incluye el costo en materiales de los elementos principales y complementarios, así como el costo de mantenimiento.
- **Ergonomía:** La facilidad de operar, facilidad de hacer mantenimiento preventivo y correctivo, facilidad de transporte (peso y dimensiones).
- **Durabilidad:** Referido al tiempo de vida útil del conjunto.
- **Seguridad:** Este criterio determina el nivel de confiabilidad al momento de operar la máquina, lo cual proporciona la certeza suficiente al operario de que el trabajo a realizar no conlleva a riesgo de lesiones.
- **Rendimiento:** relaciona la cantidad que entra al sistema con respecto a la cantidad que sale del mismo.

### 3.5.2 MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA A UTILIZAR

En esta fase, se procede a realizar la matriz morfológica, la cual define los factores más importantes a considerar para definir la máquina rebanadora de papas. Estos factores se definen en la tabla 3.3.

**Tabla 3.3** Designación de los criterios de selección

CRITERIOS DE SELECCIÓN	DESIGNACION
Facilidad de construcción	I
Calidad	II
Facilidad de mantenimiento	III
Tamaño	IV
Facilidad de montaje y desmontaje	V
Costo	VI
Peso	VII
Facilidad operacional	VIII
Rendimiento	IX

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

También es necesario establecer un rango de valoración que se va utilizar con cada una de las alternativas y en cada uno de los criterios de selección antes mencionados, estos rangos de calificación se presentan en la tabla 3.4.

**Tabla 3.4** Calificación de criterios de selección

RANGOS DE CALIFICACION	CRITERIOS DE CALIFICACION
9 y 10	Muy alta
7 y 8	Alta
5 y 6	Medio
3 y 4	Baja
1 y 2	Muy baja

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Finalmente se realiza la evaluación de las alternativas tomando en cuenta además un factor de ponderación que se define en función del grado de importancia de un criterio de selección específico con respecto al resto, los factores de ponderación empleados se muestran en la tabla 3.5.

**Tabla 3.5** Factores de ponderación

FACTOR DE PONDERACIÓN	CRITERIOS DE CALIFICACION
1	Menos importante
3	Importante
5	Muy importante

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Como se puede observar en la tabla 3.6 la alternativa mejor evaluada es la número 3 y es la que se selecciona debido a que presenta las mejores ventajas para proceder al diseño, construcción y obtener posteriores resultados satisfactorios.

**Tabla 3.6** Resultados obtenidos del proceso de selección de alternativas

CRITERIO DE SELECCIÓN	CALIFICACIÓN			FACTOR DE PONDERACIÓN	RESULTADOS		
	ALTER. 1	ALTER. 2	ALTER. 3		ALTER. 1	ALTER. 2	ALTER. 3
I	8	9	7	3	24	27	21
II	8	4	10	5	40	20	50
III	8	9	8	3	24	27	24
IV	9	9	10	1	9	9	10
V	9	8	9	3	27	24	27
VI	9	10	6	5	45	50	30
VII	8	8	8	1	8	8	8
VIII	10	9	10	3	40	27	30
IX	8	4	10	5	40	20	50
<b>TOTAL</b>					<b>247</b>	<b>212</b>	<b>250</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

### 3.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Una vez que se construya la máquina es necesario realizar pruebas que aseguren su buen funcionamiento y que cumpla satisfactoriamente con los parámetros y especificaciones de diseño.

Se realizan las pruebas tomando en consideración los siguientes aspectos:

- Dimensiones generales
- Pruebas en vacío
- Pruebas con carga
- Capacidad de corte o rebanado

#### 3.6.1 DIMENSIONES GENERALES

Se realiza una comparación de estas dimensiones en el prototipo diseñado y en la máquina ya construida.

### **3.6.2 PRUEBAS EN VACÍO**

Se realizan estas pruebas para verificar que los elementos individuales funcionen adecuadamente sin que la máquina esté sometida a carga alguna.

### **3.6.3 PRUEBAS CON CARGA**

En estas pruebas se realiza una comprobación funcional de la máquina, es decir, que todos los elementos que la conforman trabajen de manera óptima para lograr el objetivo para el que es diseñada.

Entonces se realiza un aumento progresivo en el ingreso de materia prima a la máquina hasta llegar a la capacidad máxima de la máquina.

### **3.6.4 CAPACIDAD DE CORTE Y REBANADO**

Mediante esta prueba se verifica que la capacidad de producción de la máquina es la adecuada y establecida en el objetivo principal del proyecto.

Se basa en el número de papas cortadas o rebanadas en un lapso de tiempo.

En el ANEXO B se presenta el Protocolo de Pruebas para la máquina rebanadora de papas.

## **CAPÍTULO 4**

### **DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA REBANADORA DE PAPAS**

#### **4.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA**

Para el dimensionamiento general de la máquina se toman en cuenta los siguientes parámetros de diseño que se describen en el literal 3.3:

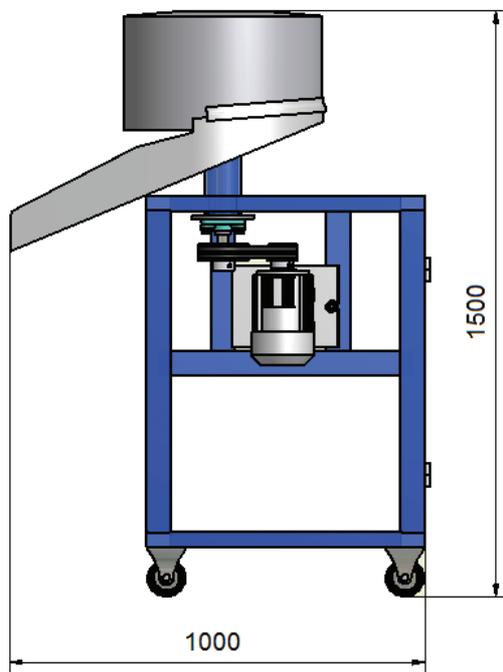
- La máquina debe ser transportable de un sitio a otro (minimizar dimensiones).
- La altura máxima de la máquina debe ser aproximadamente de 1.50 m de altura para poder abastecer o alimentar manualmente por cualquier persona.
- Se debe tener el suficiente espacio para permitir la salida del producto rebanado tanto en los costados de las cuchillas de corte como en la parte inferior en donde se descarga el producto.
- Tomar en cuenta las dimensiones aproximadas de elementos complementarios de la máquina como: motor eléctrico, tolva, tablero de control.

Entonces, en las figuras 4.1 y 4.2 se presentan esquemas en vista lateral y superior respectivamente, de los componentes y de las dimensiones preliminares en milímetros de la máquina considerando los factores anteriores.

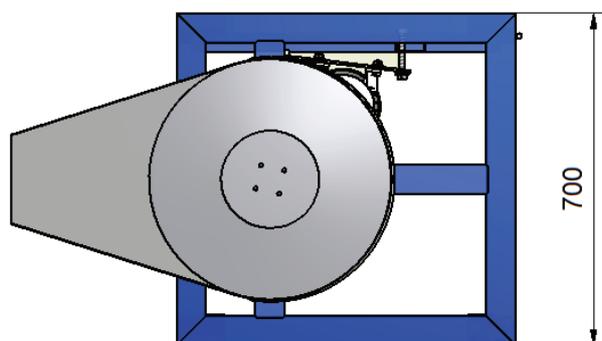
#### **4.2 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN**

El principal y el más importante parámetro a determinar o establecer en primera instancia es el de la velocidad de rotación a la cual tiene que girar el motor eléctrico, para que la máquina a ser construida en el presente proyecto cumpla con los principales objetivos planteados, tanto de volumen de producción como de calidad en el producto final obtenido.

Esta velocidad de rotación debe proporcionar las siguientes características:



**Figura 4.1** Dimensiones de la máquina en la vista lateral



**Figura 4.2** Dimensiones de la máquina en la vista superior

- La fuerza centrífuga necesaria para pegar las papas contra las paredes de la cámara de corte.
- Asegurar que esta velocidad sea suficiente para que el total del producto rebanado por hora alcance los 200 kg.

- Permitir que el corte de la papa al momento de incidir sobre la cuchilla sea el adecuado y suficiente para que la misma no se estropee y tener rebanadas de papa de alta calidad.

#### **4.2.1 ESTUDIO DE CAMPO**

Debido a que el análisis dinámico y matemático para determinar esta velocidad de rotación se dificulta ya que, la papa presenta variaciones de masa en el momento del rebanado, es decir que no se puede considerarla como un sólido rígido, y aun considerándola como tal podría llevarnos a resultados erróneos o no deseados en los cálculos, se decide realizar un estudio de campo a través de la realización de un prototipo que nos sirve para establecer la velocidad óptima que garantice la calidad del rebanado de papas y la productividad.

##### **4.2.1.1 Construcción del prototipo**

La construcción se la realiza en base a la alternativa uno del capítulo de selección de alternativas, este prototipo de pruebas se lo construye de la manera más fácil y simplificada posible utilizando materiales no normalizados para alimentos.

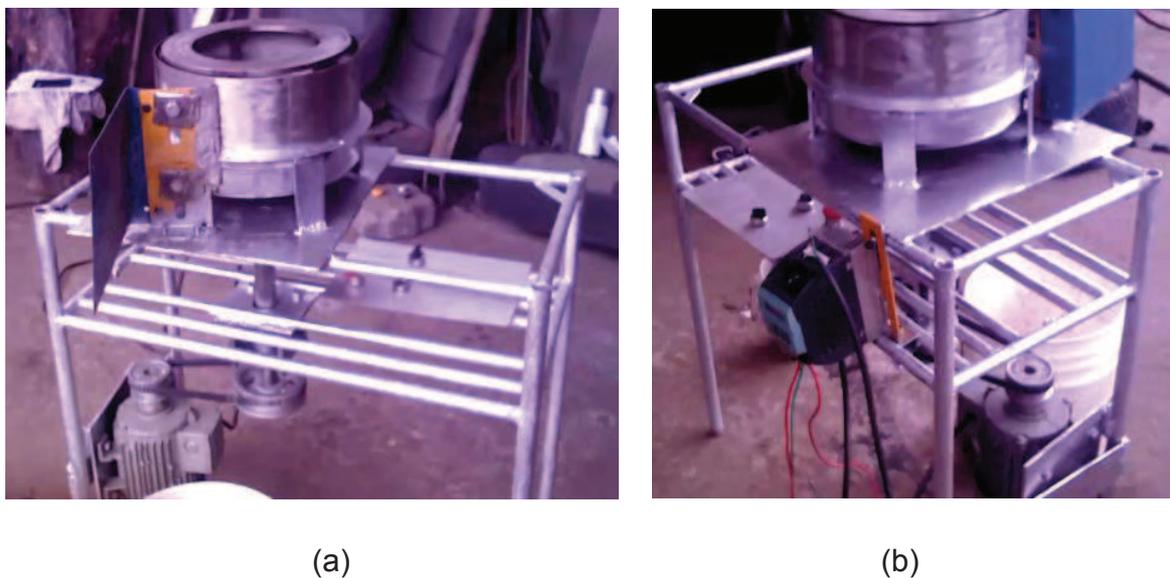
Debido a que, el motivo de la prueba es determinar la velocidad de operación, es necesario adicionar un control de velocidad para variar las revoluciones del motor eléctrico para así de esta manera cambiar la velocidad de rotación de acuerdo a las dimensiones de las papas y la calidad del producto en el momento del corte.

El prototipo finalizado se muestra en la figura 4.3, donde se puede apreciar que es similar a la alternativa uno planteada con los elementos necesarios para realizar la prueba. Además se observa en el detalle (b) de la misma figura el variador de velocidad.

##### **4.2.1.2 Tipos de papas empleados en la prueba**

El estudio de campo se lo realiza con el tipo de papa super-chola con las dimensiones mostradas en la tabla 2.4, se escogen también papas del mismo tipo

pero de dimensiones menores consideradas “medianas” y que también se usan en la industria, estos datos se muestran en la tabla 4.1.



**Figura 4.3** Prototipo para pruebas de velocidad de rotación

**Tabla 4.1** Dimensiones de las papas empleadas en la prueba de campo

TIPO	MUESTRA	d' (mm)	d'' (mm)	d''' (mm)
GRANDES	1	136	96	62
	2	127	101	62
	3	105	93	66
	4	120	88	57
	5	123	94	63
MEDIANAS	1	80	65	46
	2	83	68	51
	3	78	66	45
	4	80	67	50
	5	81	64	47

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

### 4.2.1.3 Pruebas

Una vez que se obtiene todo lo necesario, se realizan las pruebas para determinar a qué velocidad se tiene la calidad óptima de corte de los diferentes tamaños de papas, este procedimiento se lo realiza cambiando la velocidad del motor eléctrico a través del variador de velocidad el cual dispone de un potenciómetro que permite modificar controladamente la velocidad de giro. En la tabla 4.2 se presentan los resultados obtenidos en la prueba.

**Tabla 4.2** Resultados de velocidad obtenidos en la prueba

MUESTRA	Velocidad angular en el rotor (rpm)
MEDIANAS	490
	510
GRANDES	420
	460

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Para tener mayor certeza de los datos obtenidos se consultan datos de velocidad de rotación de diferentes máquinas construidas para el propósito de rebanado de papas o productos afines que nos permitan visualizar la calidad del producto obtenido y realizar una comparación con los datos obtenidos en la prueba.

En la tabla 4.3 se presentan los datos recopilados de diferentes máquinas utilizadas en el procesamiento de papas.

**Tabla 4.3** Velocidad de máquinas afines en el proceso de rebanado

Máquina rebanadora de papa eje horizontal	382	rpm
Máquina peladora de papas	430	rpm
Máquina rebanadora multiusos HOBART	470	rpm

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

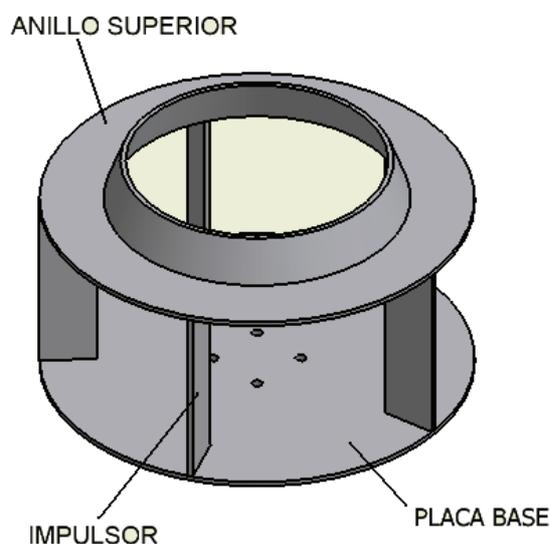
De los resultados obtenidos en la prueba y de los datos de las máquinas afines, establecemos que velocidad de rotación de la máquina a utilizarse en el diseño es de **450 rpm**.

En el ANEXO C se muestran más detalles del procedimiento de la prueba realizada.

### 4.3 DISEÑO DEL ROTOR-IMPULSOR

Como se indica anteriormente en la selección de alternativas este elemento se compone de:

- **Disco base**, que sirve de soporte de los demás elementos que forman parte del rotor-impulsor y además para la unión con el eje de transmisión.
- **Impulsores**, son las placas encargadas de arrastrar las papas en su movimiento circunferencial de corte.
- **Disco superior**, que tiene como objetivo permitir la unión y sujeción de los impulsores, permitir la entrada del producto y además balancear a todo el conjunto en su movimiento rotatorio.



**Figura 4.4** Esquema del rotor-impulsor

### 4.3.1 CONSTRUCCIÓN

La construcción de este elemento se lleva a cabo mediante la obtención de placas de acero para realizar un posterior mecanizado de los componentes individuales; la unión de las partes que lo conforman se realiza a través de soldadura.

### 4.3.2 DIMENSIONAMIENTO GENERAL DEL ROTOR-IMPULSOR

Para realizar el dimensionamiento de este elemento se emplean los datos de las dimensiones máximas de las papas a ser rebanadas y de unas suposiciones de la posible ubicación de las mismas una vez que se las introducen en la máquina.

Los datos máximos se obtienen de las papas super-cholas las cuales presentan de acuerdo a la tabla 2.4 las dimensiones promedio presentadas en la tabla 4.4.

**Tabla 4.4** Datos de las dimensiones predominantes de las papas

d' promedio	122 mm
d'' promedio	95 mm
d''' promedio	62 mm

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

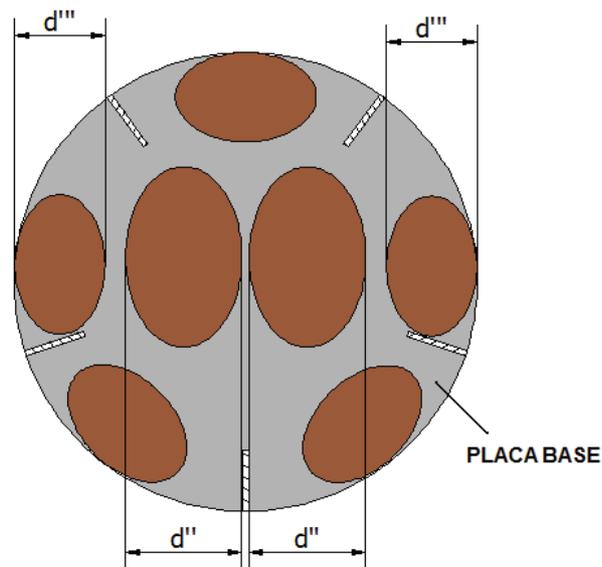
Las suposiciones planteadas son:

- Las papas se distribuyen equiaxialmente es decir una al frente de la otra.
- En el momento del rebanado las papas se encuentran con la  $d'$  o  $d''$  pegada a la pared del portacuchillas y por tanto la dimensión  $d'''$  (del espesor) es la escogida en el cálculo.
- Al momento de introducir una nueva papa ésta cae hacia el disco inferior con su dimensión  $d''$ , considerando además la posibilidad de introducir dos papas a la vez.

En la figura 4.5 se observa la disposición que adoptan las papas según las suposiciones establecidas.

Entonces se tiene un mínimo diámetro del disco de:

$$D_{disco} = (2 \times d''') + (2 \times d'') \quad \text{Ec. ( 4.1)}$$



**Figura 4.5** Distribución de las papas en el rotor

Reemplazando los datos de la tabla 4.4 en la ecuación (4.1) se tiene:

$$D_{disco} = (2 \times 62 \text{ mm}) + (2 \times 95 \text{ mm})$$

$$D_{disco} = 314 \text{ mm}$$

Finalmente se escoge un diámetro del disco rotatorio de

$$D_{disco} = 340 \text{ mm}$$

Para la altura que debe tener el rotor-impulsor se toma en cuenta la altura máxima de la papa elegida en este caso es la dimensión mayor  $d'$  de la tabla 4.4, esta altura se considera como espacio mínimo entre la placa base y el anillo superior, por tanto para evitar atascamientos de la papa en el momento del corte es necesario dejar una holgura, se elige 15 mm por lado, por tanto:

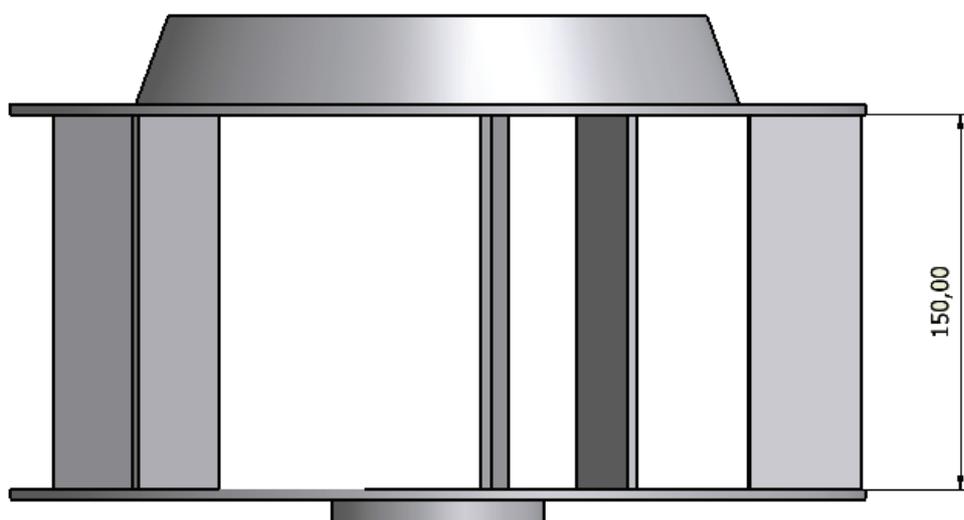
$$H = (2 \times 15 \text{ mm}) + d' \quad \text{Ec. ( 4.2)}$$

$$H = (2 \times 15 \text{ mm}) + 122 \text{ mm}$$

$$H = 152 \text{ mm}$$

Se elige una altura de 150 mm, como se observa en la figura 4.6, dicha dimensión corresponde a la de los impulsores, por tanto:

$$h_{impulsor} = 150 \text{ mm}$$



**Figura 4.6** Altura mínima escogida para el impulsor

Con el dimensionamiento preliminar del diámetro del disco inferior del rotor-impulsor en donde se realizaron consideraciones geométricas de la disposición de las papas se realiza el análisis de los esfuerzos que soporta este elemento.

### 4.3.3 DISEÑO DEL ROTOR-IMPULSOR POR RESISTENCIA A LA FATIGA

#### 4.3.3.1 Análisis de fuerzas actuantes

En vista de que el proceso de fabricación de este elemento es por soldadura se colocan las fuerzas en todo el rotor-impulsor para luego analizar las partes

individuales y su respectivo dimensionamiento ya que el análisis teórico de todo el conjunto como tal resulta complicado debido a la complejidad de diseño del elemento.

El análisis de este apartado resulta muy importante debido a que estas fuerzas a ser determinadas influyen además en el diseño de los otros elementos de la máquina.

Las fuerzas que intervienen en el rotor-impulsor son:

1. La fuerza por el peso de las papas que tiene que soportar la placa base.
2. La fuerza de arrastre de papas necesaria para realizar el proceso de rebanado de una manera óptima la misma que incide en los impulsores.
3. La fuerza de corte de la papa al momento del rebanado que igualmente incide en los impulsores.

En la figura 4.7 se muestran las fuerzas analizadas, en donde se supone que las papas están distribuidas uniformemente en la placa base, además las fuerzas de corte y de arrastre que inciden sobre todos los impulsores.

#### 4.3.3.1.1 Fuerza por el peso de las papas

Esta fuerza es simplemente el producto de la masa de la papa por la gravedad, es decir se define como:

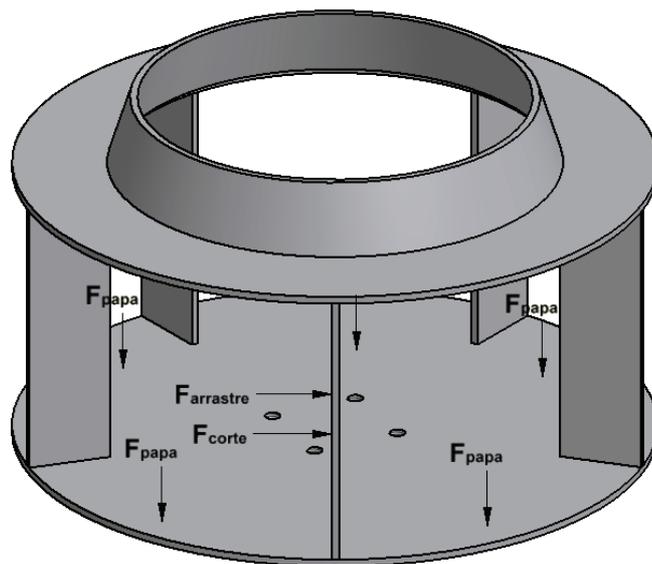
$$F_{papa} = m_{papa} \times g \quad \text{Ec. ( 4.3)}$$

La masa de la papa se la extrae del estudio de campo del literal 3.2.2 y de acuerdo a la tabla 3.2 tiene un valor promedio de 1 libra que corresponde a 0,45 Kg.

Entonces:

$$F_{papa} = 0,45 \text{ Kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{papa} = 4,41 \text{ N}$$



**Figura 4.7** Detalle de las fuerzas que intervienen en el rotor

#### 4.3.3.1.2 Fuerza de arrastre

La fuerza de arrastre se define como la fuerza necesaria que deben tener los impulsores para vencer la inercia y guiar adecuadamente las papas contra las cuchillas de corte, entonces esta fuerza es dependiente de la masa de la papa y se la define como:

$$F_{arrastre} = m_{papa} \times a_t \quad \text{Ec. ( 4.4)}$$

Donde:

$a_t$ : es la aceleración tangencial de la papa al momento del corte.

Para conocer la aceleración tangencial se debe calcular primeramente la aceleración angular y aplicar la expresión:

$$a_t = \alpha \times r \quad \text{Ec. ( 4.5)}$$

En donde  $\alpha$  es la aceleración angular y  $r$  es el radio de giro de la papa en su movimiento circular, el cual se considera igual al radio del disco de la placa base del rotor-impulsor cuyo valor calculado en el literal 4.3.2 es de 170 mm.

La aceleración angular se la determina mediante la expresión:

$$\alpha = \omega/t \quad \text{Ec. ( 4.6)}$$

Siendo:

$\alpha$  : *aceleración angular (rad/s<sup>2</sup>)*

$\omega$ : *velocidad angular de operación (rpm )*

$t$ : *tiempo*

Considerando que al momento del arranque se parte del reposo y se alcanza la estabilidad del motor en un tiempo de 2 seg, se tiene:

$$\alpha = \frac{450 \frac{rev}{min} \times \frac{1 min}{60 s}}{2s} = 3,75 \frac{rev}{s^2}$$

$$\alpha = 3,75 \frac{rev}{s^2} \times \frac{2\pi rad}{1 rev} = 23,56 \frac{rad}{s^2}$$

$$\alpha = 23,56 \frac{rad}{s^2}$$

Entonces reemplazando en la ecuación (4.5):

$$a_t = 23,56 \frac{rad}{s^2} \times 170 mm$$

$$a_t = 4 \frac{m}{s^2}$$

Por consiguiente la fuerza de arrastre en la ecuación (4.4) es:

$$F_{arraastre} = 0,45 \text{ Kg} \times 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{arraastre} = 1,8 \text{ N}$$

#### 4.3.3.1.3 Fuerza de corte

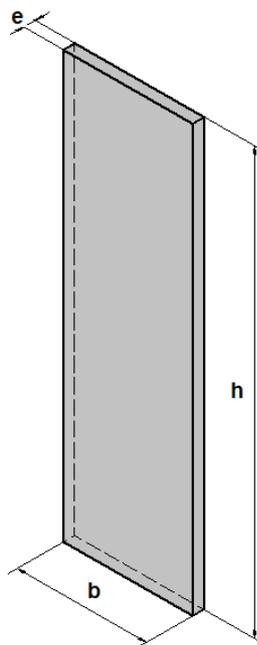
La fuerza de corte, es la mínima fuerza necesaria para realizar el proceso de rebanado al momento en el que la papa incide sobre la cuchilla de corte, de acuerdo a los datos obtenidos experimentalmente en la máquina de ensayo de corte la fuerza promedio mínimo de corte tiene un valor de:

$$F_{corte} = 20 \text{ N}$$

Estos datos de fuerzas de corte se recopilan en el ANEXO A.

#### 4.3.3.2 Diseño de los impulsores

El impulsor básicamente es de forma rectangular cuyas dimensiones se representan en la figura 4.8.

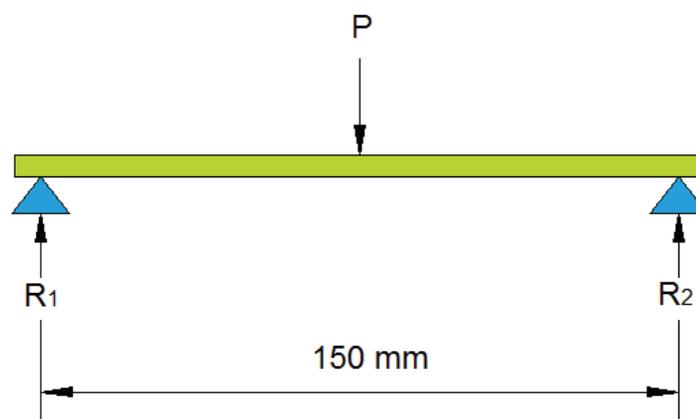


**Figura 4.8** Dimensiones del impulsor

La altura máxima  $h$  se obtiene considerando la altura máxima promedio de las papas cuya dimensión evaluada es de 150 mm.

El ancho efectivo  $b$  para permitir un correcto arrastre de las papas se toma como la mitad de la dimensión  $d''$  de la tabla 4.4, es decir, tiene un valor de 45 mm.

La dimensión a calcular en el diseño es el espesor de los impulsores para lo cual se considera a uno de ellos como una viga simplemente apoyada con una restricción de empotramiento en los extremos de la soldadura y con una carga de flexión en el medio de la misma como se observa en la figura 4.9.



**Figura 4.9** Cargas que intervienen en el impulsor

Donde  $P$  representa la carga que actúa en el impulsor y es la suma de la fuerza de corte y la fuerza de arrastre calculadas anteriormente como se establece en la ecuación (4.7).

$$P = F_{corte} + F_{arrastre} \quad \text{Ec. (4.7)}$$

$$P = 20 \text{ N} + 1,8 \text{ N}$$

$$P = 21,8 \text{ N}$$

Entonces primeramente se procede a calcular las reacciones para luego determinar los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante que ayudan a determinar los

valores máximos de momento para luego determinar la sección apropiada para estos requerimientos de carga.

#### 4.3.3.2.1 Determinación de las reacciones

Considerando en la figura 4.9 la dirección del eje Y positiva hacia arriba, y del eje X positiva hacia la derecha se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - P = 0$$

$$R_1 + R_2 = P$$

$$R_1 + R_2 = 21,8 \text{ N} \quad \text{Ec. ( 4.8)}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_2 (150) - P(75) = 0$$

$$R_2 = \frac{21,8 (75)}{150}$$

$$\mathbf{R_2 = 10,9 \text{ N}}$$

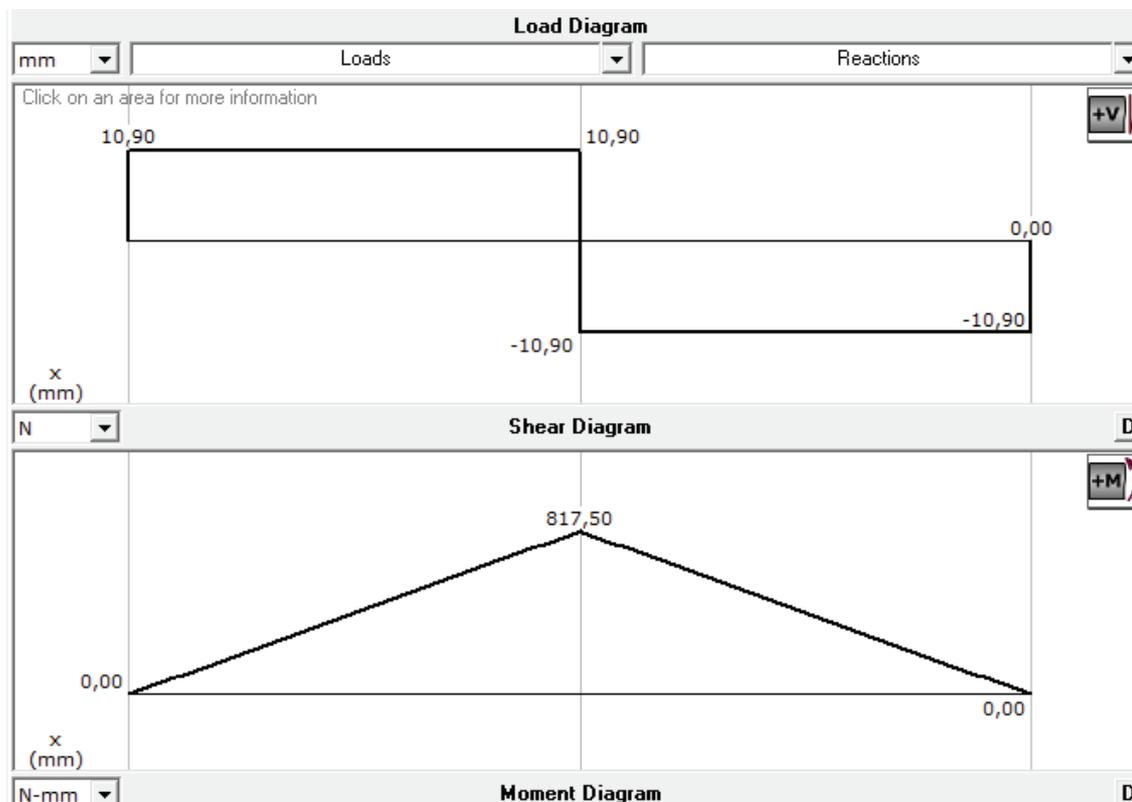
Y por tanto, reemplazando en la ecuación 4.8:

$$R_1 = P - R_2$$

$$R_1 = 21,8 \text{ N} - 10,9$$

$$\mathbf{R_1 = 10,9 \text{ N}}$$

Se utiliza el programa MD – SOLID para determinar los gráficos de fuerza cortante y momento flexionante (figura 4.10).



**Figura 4.10** Diagramas de fuerza cortante y momento flexionante en el impulsor

Como se observa en el diagrama de momento flexionante de la figura 4.10, el mayor valor corresponde a un momento máximo de:

$$M_{m\acute{a}x} = 817,5 \text{ N} - \text{mm}$$

Una vez obtenido el momento máximo se utiliza la siguiente fórmula de la flexión para determinar la sección apropiada:

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. ( 4.9)}$$

Donde S es el módulo de sección de la viga y se lo define como:

$$S = \frac{I}{c} \quad \text{Ec. ( 4.10)}$$

Para una viga de sección rectangular (figura 4.8) se conoce que el módulo de sección es:

$$S = \frac{bxe^2}{6} \quad \text{Ec. ( 4.11)}$$

Además el esfuerzo permisible depende de las propiedades del material y del factor de seguridad empleado, este esfuerzo se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{permisible} = \frac{Sy}{n} \quad \text{Ec. ( 4.12)}$$

Entonces, para un acero AISI 304 cuyo esfuerzo de fluencia  $S_y$  es de 220 N/mm<sup>2</sup> y empleando un factor de seguridad de 2, se tiene que:

$$\sigma_{permisible} = \frac{220 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$\sigma_{permisible} = 110 \text{ N/mm}^2$$

Igualando las ecuaciones (4.9) y (4.12) se tiene que:

$$\sigma_{permisible} = 110 \frac{N}{mm^2} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S}$$

Reemplazando en la ecuación (4.9) el momento máximo calculado se obtiene el módulo de sección:

$$S = \frac{817,5 \text{ N} - \text{mm}}{110 \text{ N/mm}^2} = 7,43 \text{ mm}^3$$

Despejando el valor del espesor en la ecuación (4.11) y sustituyendo el valor de S se tiene que el espesor de los impulsores es:

$$e = \sqrt{\frac{6 S}{b}} \quad \text{Ec. ( 4.13)}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 ( 7,43 )mm^3}{45 mm}}$$

$$e = 1 mm$$

En vista de que la unión de estos elementos se realiza por soldadura y como se sabe que las placas de espesor delgado sufren deformaciones importantes durante este proceso, y más aun tratándose de soldadura de acero inoxidable en donde se requiere más cantidad de calor, se escoge un espesor comercial de 5 mm dejando 1mm para maquinado con el objeto de evitar las posibles deformaciones que puedan perjudicar el diseño de este elemento. Por lo tanto:

$$e_{impulsor} = 4 mm$$

#### 4.3.3.3 Diseño de la placa base

La placa base es una placa circular que es parte del rotor y que cumple las siguientes funciones:

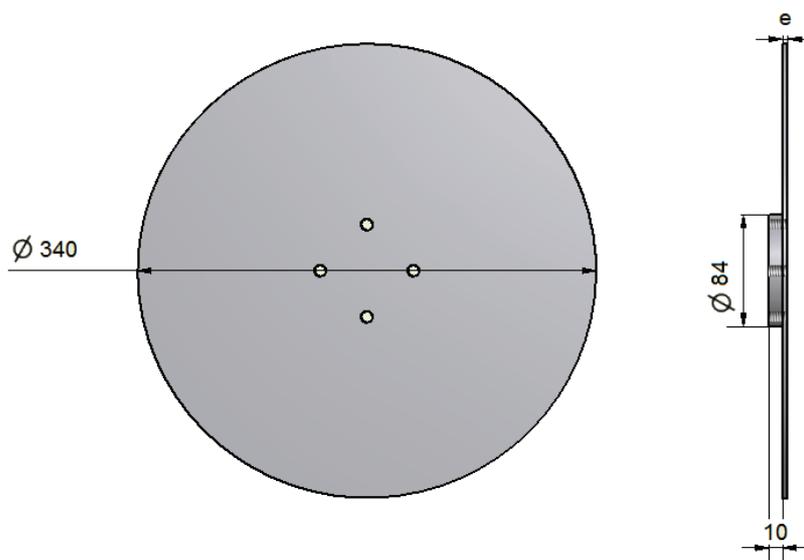
- Sirve de soporte para los demás elementos del rotor como son los impulsores y el anillo superior.
- Permite la conexión del rotor con el eje de transmisión a través de un elemento de conexión.

En la figura 4.11 se representa este elemento con sus respectivas dimensiones principales.

Como se puede observar en esta misma figura, la dimensión de 340 mm se establece previamente en el dimensionamiento general de este elemento al considerar la disposición geométrica que se supone adoptan las papas en el momento del corte.

Además, este elemento tiene una saliente circular que permite la posterior conexión con el eje de transmisión, las dimensiones de esta saliente se las escoge de acuerdo al espacio disponible en la máquina.

Por lo tanto, se realiza el análisis del espesor adecuado de esta placa para que sea capaz de soportar las cargas que intervienen en la misma.



**Figura 4.11** Placa base circular

#### 4.3.3.3.1 Fuerzas presentes en la placa base circular.

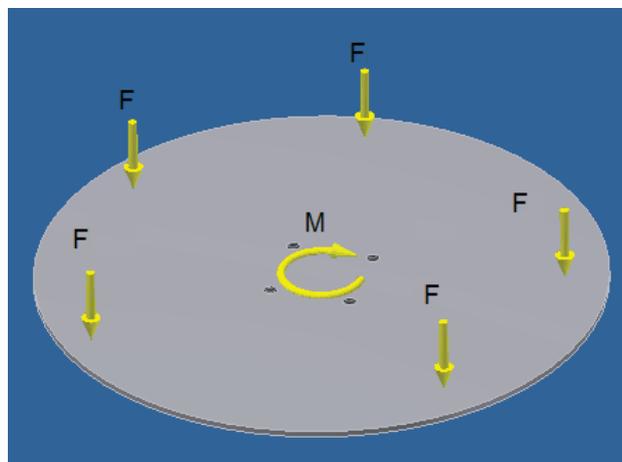
Las fuerzas que intervienen en este elemento son las siguientes:

1. La fuerza producto del peso de los impulsores que se distribuyen simétricamente en la periferia del disco, y además el peso del anillo superior de balance.
2. El peso de las papas que se analizan en las fuerzas que intervienen en el rotor en la figura 4.7.
3. El torque producido por las fuerzas tangenciales y de corte establecidas anteriormente en el diseño de los impulsores.

En la figura 4.12 se muestran esquemáticamente las fuerzas que actúan sobre este elemento.

En donde se tiene que:

- La **fuerza F** representada equivale al peso de cada impulsor ubicado simétricamente en el disco además de, el peso de las papas representado en la figura 4.7 y el peso del anillo superior.
- El **momento M** representa el producto de la sumatoria de las fuerzas de arrastre y de corte de las papas analizadas anteriormente en el diseño de los impulsores, multiplicada por el radio de la placa base.



**Figura 4.12** Fuerzas en la placa base circular

Con estas consideraciones se tienen los siguientes datos de los elementos individuales englobados en la fuerza F:

$$F_{papa} = 4,41 N$$

Que fue calculada anteriormente con la ecuación (4.3); se hace además la suposición de que cinco papas están distribuidas en la periferia del disco entonces:

$$F_{papas} = 4,41 N \times 5 = 22,05 N$$

La masa tanto del anillo superior como del impulsor se la obtiene del dibujo de los elementos en el programa Inventor 2012:

$$m_{anillo\ de\ balance} = 2,32 Kg$$

$$m_{impulsores} = 5 \times 0,217 \text{ Kg} = 1,085 \text{ Kg}$$

Por tanto, las fuerzas son las siguientes:

$$F_{anillo \text{ de balance}} = 2,32 \text{ Kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 22,74 \text{ N}$$

$$F_{impulsores} = 1,085 \text{ Kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 10,63 \text{ N}$$

Para el cálculo del **momento M** se tienen los siguientes datos que se obtienen del numeral 4.3.3.1:

$$F_{arraastre} = 1,8 \text{ N}$$

$$F_{corte} = 20 \text{ N}$$

Y se conoce además que el radio de la placa base es:

$$r_{placa \text{ base}} = \frac{D_{placa \text{ base}}}{2} \quad \text{Ec. ( 4.14)}$$

$$r_{placa \text{ base}} = \frac{340 \text{ mm}}{2} = 170 \text{ mm}$$

Como se consideran que las fuerzas actúan simultáneamente en los cinco impulsores se tiene una fuerza total de:

$$F_{total} = (1,8 \text{ N} + 20 \text{ N}) \times 5 = 109 \text{ N}$$

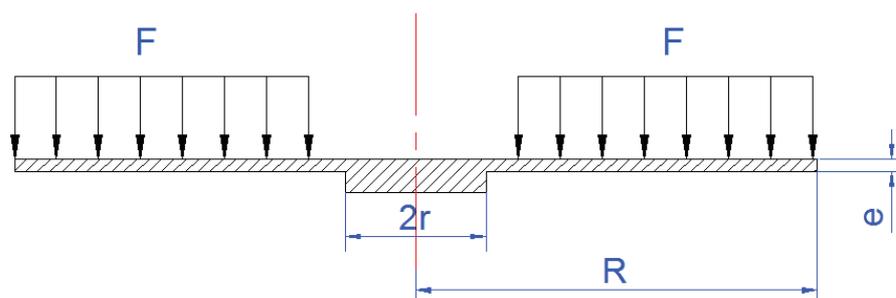
Por consiguiente el momento M se calcula como:

$$M = F_{Total} \times r_{placa \text{ base}} \quad \text{Ec. ( 4.15)}$$

$$M = 109 \text{ N} \times 170 \text{ mm}$$

$$M = 18530 \text{ N} - \text{mm}$$

Como es conocido, el disco tiene una velocidad angular de rotación, pero esta velocidad es sólo una fracción de las altas velocidades que están en el orden de miles de revoluciones por minuto, en nuestro caso vamos a suponer que el disco no gira.



**Figura 4.13** Distribución de la fuerza F

En la figura 4.13 se representa la distribución de la fuerza F a ser tomada en cuenta en los cálculos, la misma que se distribuye en la periferia del disco.

Para el análisis se considera que se dispone de una placa base circular de radio R, con un radio menor r correspondiente a una saliente, que se encuentra empotrado y está cargado uniformemente con la carga F.

Entonces se tienen las siguientes ecuaciones<sup>1</sup>:

$$w_{m\acute{a}x} = \alpha \frac{F x R^4}{E x e^3} \quad \text{Ec. ( 4.16)}$$

$$S_{m\acute{a}x} = \beta \frac{F x R^2}{e^2} \quad \text{Ec. ( 4.17)}$$

Donde:

$w_{m\acute{a}x}$  : es la deflexión máxima en cm

$S_{m\acute{a}x}$  : es el esfuerzo máximo en lb/cm<sup>2</sup>

$\alpha$  y  $\beta$  : son valores dependientes de la relación R/r

<sup>1</sup> DEN HARTOG J. P. ; Advanced Strength of materials ; McGraw-Hill; USA ; 1952; pág. 130

E: es el módulo de elasticidad en lb/cm<sup>2</sup>, para el acero inoxidable se toma un valor medio de 28000 klb / pulg<sup>2</sup> = 4340008,68 lb/cm<sup>2</sup>

F: es la carga uniforme repartida en el área del disco

$$F = \frac{\text{Carga total sobre el disco}}{\text{Área del disco}} \quad \text{Ec. ( 4.18)}$$

Como se observa en la figura 4.13 el área sobre la que actúa la fuerza F es la diferencia entre las áreas dadas por el radio R y r, entonces:

$$F = \frac{F_{\text{papas}} + F_{\text{impulsores}} + F_{\text{anillo superior}}}{\frac{\pi}{4} \times (R^2 - r^2)}$$

$$F = \frac{(4,41 \times 5) N + 10,63 N + 22,74 N}{\frac{\pi}{4} \times (17 \text{ cm}^2 - 4,2 \text{ cm}^2)}$$

$$F = 0,26 \frac{N}{\text{cm}^2} \times \frac{1 \text{ lb}}{4,45 N}$$

$$F = 0,05843 \frac{\text{lb}}{\text{cm}^2}$$

Se calcula además:

$$\frac{R}{r} = \frac{170 \text{ mm}}{42 \text{ mm}} = 4,047$$

Según la referencia citada:

$$\alpha = 1,217$$

$$\beta = 6,746$$

Entonces de la ecuación (4.16) se despeja el espesor del disco:

$$e = \sqrt[3]{\alpha \frac{F \times R^4}{E \times w_{\text{máx}}}} \quad \text{Ec. ( 4.19)}$$

Si se considera una deflexión máxima de  $w_{m\acute{a}x} = 0,5 \text{ mm}$ , y reemplazando valores en la ecuación (4.19), se obtiene:

$$e = \sqrt[3]{1,217 x \frac{0,05843 \frac{lb}{cm^2} x (17 \text{ cm})^4}{4340008,68 \frac{lb}{cm^2} x 0,05 \text{ cm}}}$$

$$e = 0,305 \text{ cm} = 3,05 \text{ mm}$$

Para el diseño se escoge un valor de espesor para el disco de  $e = 4 \text{ mm} = 0,4 \text{ cm}$ ; reemplazando este valor de espesor en las ecuaciones (4.16) y (4.17) se obtiene:

$$w_{m\acute{a}x} = 1,217 x \frac{0,05843 \frac{lb}{cm^2} x (17 \text{ cm})^4}{4340008,68 \frac{lb}{cm^2} x (0,4 \text{ cm})^3}$$

$$w_{m\acute{a}x} = 0,0213 \text{ cm} = 0,2 \text{ mm}$$

$$S_{m\acute{a}x} = 6,746 x \frac{0,05843 \frac{lb}{cm^2} x (17 \text{ cm})^2}{(0,4 \text{ cm})^2}$$

$$S_{m\acute{a}x} = 712,03 \frac{lb}{cm^2} x \frac{(2,54 \text{ cm})^2}{1 \text{ pulg}^2}$$

$$S_{m\acute{a}x} = 4593,7 \frac{lb}{pulg^2}$$

Tomando en cuenta la teoría de falla de la energía de distorsión o de Von Mises y considerando que el esfuerzo máximo  $S_{m\acute{a}x}$  ocurre en el centro del disco se considera que:

$$S_{sy} = 0,577 S_y$$

$$\text{Ec. (4.20)}^2$$

<sup>2</sup> SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; McGraw-Hill; 4ta edición; 1989; México; pág. 352

Además el factor de seguridad se calcula como:

$$n = \frac{S_{sy}}{S_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ec. ( 4.21)}$$

Para el acero inoxidable AISI 304 se tiene una  $S_y = 70000 \text{ lb / pulg}^2$ , entonces:

$$n = \frac{0,577 \times 70000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}}{4593,7 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}} = 8,79$$

Que da un buen margen de seguridad para el funcionamiento con rotación de la placa base circular.

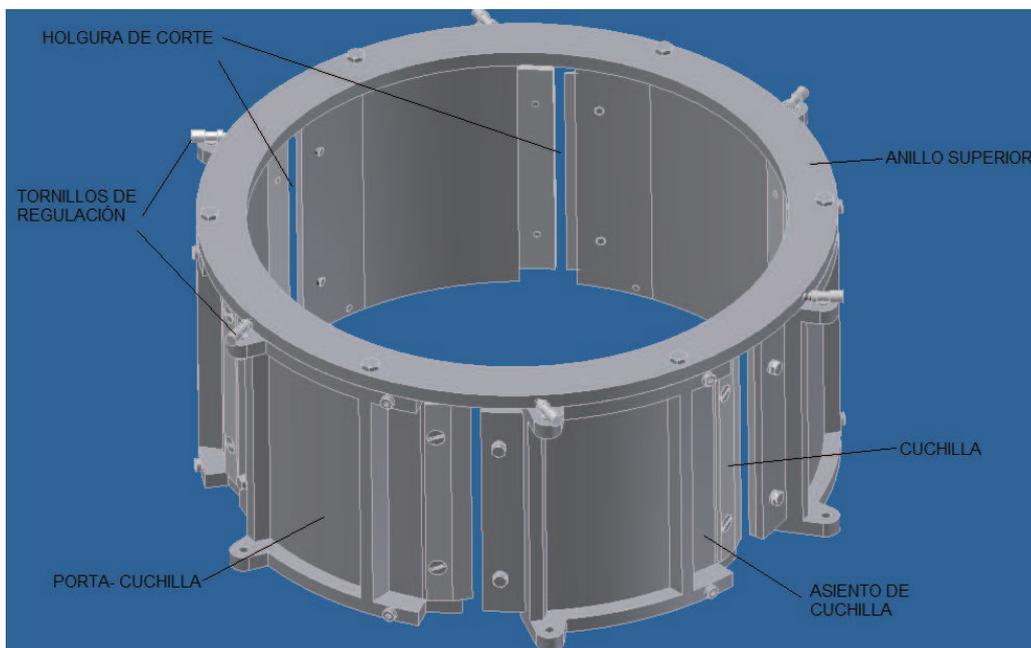
#### 4.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

El sistema de corte es el conjunto de elementos que se disponen de una forma determinada con el objeto de realizar el proceso de rebanoado con eficiencia, está formado por las piezas que se enumeran a continuación:

- Cuchilla.
- Asiento de cuchilla.
- Porta-cuchilla.
- Anillo superior
- Tornillos de regulación

Todos estos elementos se disponen en un soporte diseñado para este fin y que se expone más adelante.

Un esquema de la configuración que adoptan estos componentes se presenta en la figura 4.14:



**Figura 4.14** Sistema de corte de la rebanadora

#### 4.4.1 DISEÑO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE

Las cuchillas que rebanan la materia prima se montan sobre un asiento el mismo que está unido al porta-cuchillas, este montaje se lo realiza mediante tornillos avellanados para evitar el choque del producto contra los mismos.

En la figura 4.15 se muestra un esquema de la cuchilla a utilizarse, donde las dimensiones son escogidas en base a los requerimientos de diseño, es decir, de acuerdo al espacio disponible de altura y ancho.

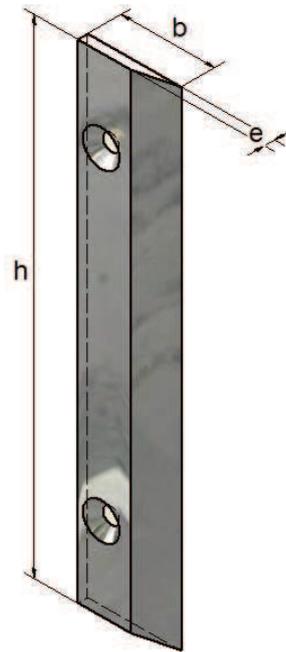
Las dimensiones consideradas son:

$$h = 148 \text{ mm}$$

$$b = 28 \text{ mm}$$

$$e = 2 \text{ mm}$$

A continuación se evalúa la resistencia de la cuchilla a corte en base a requerimientos de fatiga.



**Figura 4.15** Cuchilla de corte

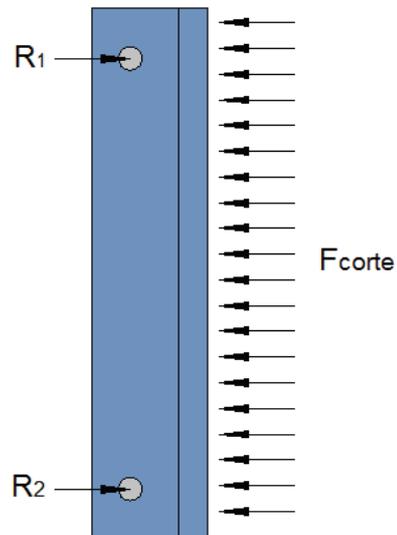
#### 4.4.1.1 Diseño de las cuchillas por fuerza de corte

Primeramente se elige el material de la cuchilla en este caso es un acero especial para alimentos BOHLER M303 cuyas propiedades son las siguientes:

$$S_y = 310 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$S_{ut} = 620 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

En la figura 4.16 se muestra la fuerza actuante en la cuchilla con sus respectivas reacciones.



**Figura 4.16** Fuerza presentes en las cuchillas de corte

Entonces se aplica la teoría del esfuerzo cortante máximo producido en una viga sometida a flexión con la ecuación 4.22.

$$\tau = \frac{3 V}{2 A} \quad \text{Ec. ( 4.22)}$$

Donde:

$V =$  Cortante máximo = 20 N

$A =$  Área crítica de corte que es igual al área en el filo de la cuchilla considerando  $e = 1$  mm.

Realizando el cálculo:

$$\tau = \frac{3 (20N)}{2 (1 \text{ mm} \times 6 \text{ mm})}$$

$$\tau = 5 \frac{N}{\text{mm}^2} = 5 \times 10^6 \frac{N}{\text{m}^2}$$

Además la resistencia de fluencia al cortante según la ecuación (4.20) es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 (310 \times 10^6 \frac{N}{m^2})$$

$$S_{sy} = 178,87 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Entonces el factor de seguridad se calcula como:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. ( 4.23)}$$

$$n = \frac{178,87 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{5 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$n = 35,7$$

#### 4.4.1.2 Diseño de las cuchillas por fatiga

El esfuerzo al que son sometidas las cuchillas es un esfuerzo de corte fluctuante que varía desde cero hasta un valor máximo.

Aplicando la teoría de la energía de distorsión o esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. ( 4.24)}^3$$

Como  $\sigma_x = 0$  es decir no se tiene esfuerzo de compresión o tensión la fórmula se reduce a:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. ( 4.25)}$$

Con el esfuerzo cortante calculado con la ecuación (4.22) se tiene:

---

<sup>3</sup> SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; McGraw-Hill; 4ta edición; 1989; México; pág. 355

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{3 \left( 5 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \right)^2}$$

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = 8,66 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Como  $\sigma_{m\acute{i}n} = 0$  se tiene que la amplitud de esfuerzo y el esfuerzo medio son iguales y tienen como valor:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma'_{m\acute{a}x}}{2} \quad \text{Ec. ( 4.26)}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{8,66 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{2} = 4,33 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Y además:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = 1$$

#### 4.4.1.2.1 Factor de superficie ( $K_a$ )

El factor de superficie se lo calcula mediante la siguiente ecuación:

$$k_a = a * Sut^{-b} \quad \text{Ec. ( 4.27)}^4$$

Trabajando en unidades Mpa y considerando superficies maquinadas se tiene:

$$(a = 4,51 \text{ y } b = -0,265)^5$$

Y por consiguiente:

$$k_a = 4,51 * Sut^{-0,265}$$

Calculando para el valor de  $Sut = 620 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

<sup>4</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 279

<sup>5</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; Tabla 6-2 pág. 280

$$k_a = 2,7 * (620 \times 10^6)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,82$$

#### 4.4.1.2.2 Factor de tamaño ( Kb)

El factor de tamaño se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad \text{Ec. ( 4.28)}^6$$

En este caso se tiene una sección transversal rectangular por lo que se aplica la siguiente ecuación para determinar la distancia efectiva:

$$d_e = 0,808 \sqrt{h \times b} \quad \text{Ec. ( 4.29)}$$

$$d_e = 0,808 \sqrt{148 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}}$$

$$d_e = 9,83$$

Con lo cual:

$$k_b = \left( \frac{9,83}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,973$$

#### 4.4.1.2.3 Factor de confiabilidad ( Kc )

Tomando en cuenta una confiabilidad del 95% <sup>7</sup> se tiene:

$$K_c = 0,868$$

#### 4.4.1.2.4 Factor de temperatura ( Kd)

El factor de temperatura es:

<sup>6</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 280

<sup>7</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 4ta edición; 1983; México; Tabla 7-7 pág.319

$K_d = 1$  para temperaturas  $< 450\text{ }^\circ\text{C}$ <sup>8</sup>

#### 4.4.1.2.5 Factor de concentración de esfuerzos ( $K_e$ )

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ec. ( 4.30)}$$

En donde se tiene que:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec. ( 4.31)}$$

Además:

$K_t = 1,5$  (barra de sección rectangular en flexión con agujero transversal)

$q = 0,6$

Reemplazando en la ecuación (4.31):

$$K_f = 1 + 0,6(1,5 - 1)$$

$$K_f = 1,3$$

Por tanto:

$$k_e = \frac{1}{1,3}$$

$$k_e = 0,77$$

#### 4.4.1.2.6 Factor de efectos diversos ( $K_f$ )

Se lo considera como  $K_f = 1$

#### 4.4.1.2.7 Límite de resistencia a la fatiga de la probeta rotatoria

Considerando material dúctil:

$$S'_e = 0.5S_{ut}, \quad \text{si } S_{ut} \leq 200\text{kpsi (1400 Mpa)} \quad \text{Ec. ( 4.32)}^9$$

<sup>8</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 4ta edición; 1983; México; pág.321

<sup>9</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 4ta edición; 1989; México; pag. 294

Entonces:

$$S'_e = 0,5 (620 \text{ Mpa})$$

$$S'_e = 310 \text{ Mpa}$$

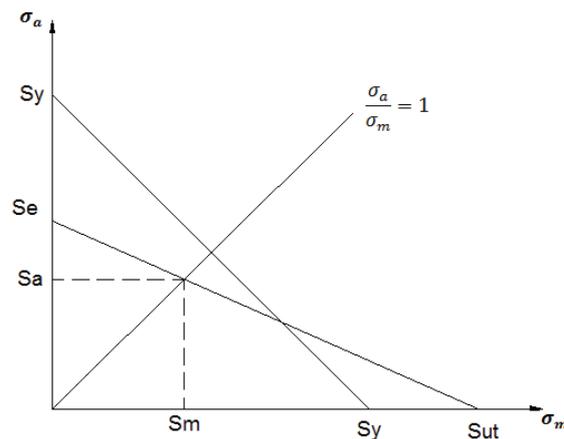
Por lo tanto la resistencia a la fatiga se determina mediante la ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. ( 4.33)}^{10}$$

Reemplazando en la ecuación (4.33):

$$S_e = (0,82)(0,97)(0,868)(1)(0,77)(310)$$

$$S_e = 165 \text{ Mpa}$$



**Figura 4.17** Diagrama de Goodman modificado para el análisis de fatiga.

Tal que:

$$Sm = \frac{Se}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{Se}{Sut}} \quad \text{Ec. ( 4.34)}$$

$$Sm = \frac{165 \times 10^6 (N/m^2)}{1 + \frac{165 \times 10^6}{620 \times 10^6}}$$

<sup>10</sup> SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; McGraw-Hill; 4ta edición; 1989; México; pág. 307

$$Sm = 131 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

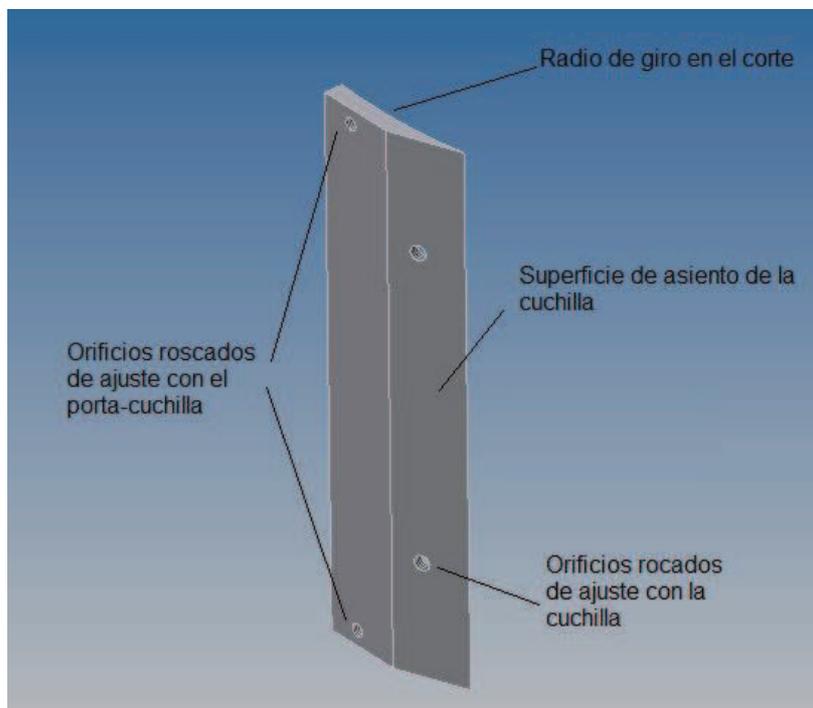
$$n = \frac{Sm}{\sigma m} \quad \text{Ec. ( 4.35)}$$

$$n = \frac{131 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{4,33 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$n = 30,14$$

#### 4.4.2 DISEÑO DEL ASIENTO DE CUCHILLA

El asiento de cuchilla es el elemento en el cual se ensambla la cuchilla de corte mediante tornillos avellanados; en la figura 4.18 se observa el diseño y la forma de este elemento.



**Figura 4.18** Asiento de cuchilla

Este asiento debe fabricarse de modo que tenga el mismo radio interno del porta-cuchilla, para que la trayectoria de las papas en el momento del corte permanezca igual y no afecte el corte entre cuchillas, es decir, que la sección de la papa sea constante durante el proceso para minimizar el desperdicio.

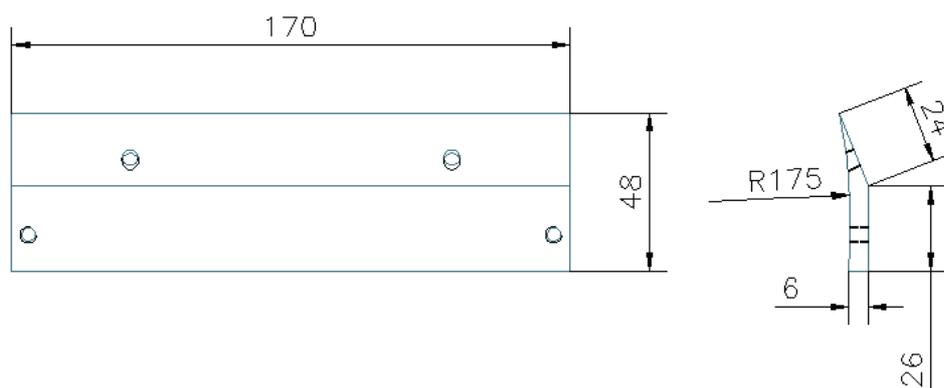
En la misma figura 4.19 se observa que este elemento es el que posee los orificios roscados para el acople con las piezas adyacentes es decir, con la cuchilla y porta-cuchillas, además que las caras de unión con estos dos elementos deben ser planas.

El material empleado es el mismo que el del porta cuchillas y la cuchilla, es decir, un acero AISI 304 para alimentos, debido a que el contacto con el producto es constante durante el proceso.

#### 4.4.2.1 Dimensiones

Para determinar las dimensiones se considera la geometría de las piezas adyacentes calculadas anteriormente, además del espacio disponible para realizar el ajuste de la holgura de corte entre cuchillas como se observa en la figura 4.14.

Establecido todos los datos, en la figura 4.19 se presentan las dimensiones para la fabricación de este elemento.



**Figura 4.19** Dimensiones del asiento de cuchilla

#### **4.4.2.2 Análisis de resistencia**

Debido a que el radio en este elemento es mucho más grande comparado con el ancho, se puede analizar en sí como una cuchilla recta.

Sobre este elemento actúan las mismas fuerzas que se analizan en las cuchillas y tomando en cuenta los amplios márgenes de seguridad que se calculan en el diseño de las mismas, se puede establecer que, con las dimensiones dadas el elemento trabaja sin problemas, e inclusive los márgenes de seguridad son más altos, ya que este elemento tiene un espesor de 6 mm que es el triple comparado con el espesor de las cuchillas que es de 2 mm.

#### **4.4.3 DISEÑO DE LOS PORTACUCHILLAS**

Los porta-cuchillas son los elementos soporte en los cuales se disponen las cuchillas con sus respectivos asientos.

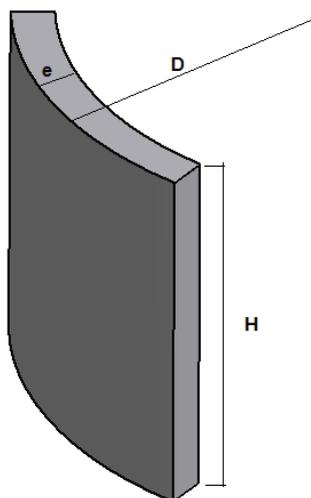
Para el diseño se considera la posibilidad de realizar el proceso de corte con seis cuchillas dispuestas tangencialmente, por lo tanto se requieren seis de estos elementos.

Para tal fin la forma que deben tener estos elementos debe ser como de semi-luna circular con un diámetro dimensionado de acuerdo a las partes adyacentes como se muestra en la figura 4.20.

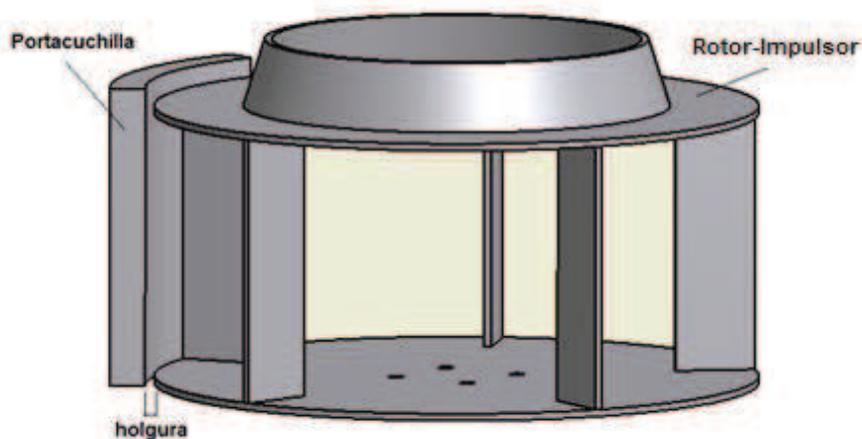
De los datos obtenidos anteriormente se empieza primeramente de la dimensión del diámetro de la placa base del rotor-impulsor cuya dimensión calculada es de 340 mm.

Para el proceso de rebanado se requiere que exista cierta holgura entre los porta-cuchillas y el rotor-impulsor para que éste último pueda girar libremente. En la figura 4.21 se ilustra dicha holgura.

Dicho espacio debe ser el mínimo posible para asegurar que el proceso de corte sea óptimo.



**Figura 4.20** Forma primitiva del porta-cuchilla



**Figura 4.21** Holgura máxima requerida entre rotor y porta-cuchilla

Se elige una holgura de 5 mm como máximo que debe existir entre estos dos elementos con la posibilidad de variar la misma de acuerdo a la construcción de la máquina.

Entonces se tiene un diámetro interior para los porta-cuchillas de:

$$D_{int} = D_{placa \text{ inf conj.rotatorio}} + 2 (\text{holgura}) \quad \text{Ec. ( 4.36)}$$

$$D_{int} = 340mm + 2 (5mm)$$

$$D_{int} = 350 mm$$

Ahora, tomando en cuenta que el proceso de fundición entrega un espesor de mínimo 10 mm , se elige preliminarmente este espesor para realizar los cálculos, para posteriormente determinar el espesor final de acuerdo a las piezas que van ensambladas en este porta-cuchilla, por lo cual:

$$D_{ext} = 350 mm + 20 mm = 370 mm$$

La altura se considera igual a la del impulsor analizado anteriormente, sumados los dos espesores de las placas circulares del rotor impulsor se son de 5 mm, y que es suficiente para el apoyo de las papas en su movimiento tangencial.

Por tanto de la figura 4.21:

$$H = H_{impulsor} + (2 \times e_{placas}) \quad \text{Ec. ( 4.37)}$$

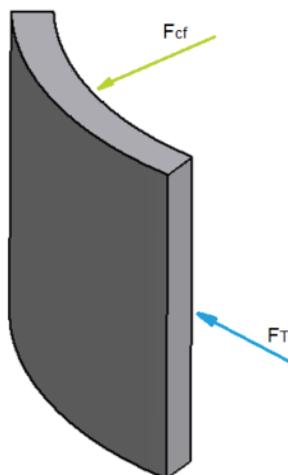
$$H = 150 mm + (2 \times 5mm) = 160 mm$$

#### 4.4.3.1 Fuerzas en el porta-cuchilla

Las fuerzas que actúan sobre este elemento son las siguientes:

- La fuerza centrífuga  $F_{cf}$ , necesaria para “pegar” a las papas contra el porta-cuchilla, y asegurar el óptimo corte alrededor de las cuchillas en cada revolución de operación de la máquina.
- Una fuerza total producto de la suma de la fuerza de corte provocada en la cuchilla más la fuerza de arrastre de la papa que le suministra el impulsor, esta fuerza se la denotará como  $F_T$ , y es igual a la fuerza analizada en el cálculo del impulsor.

En la figura 4.22 se representan esquemáticamente las dos fuerzas actuantes.



**Figura 4.22** Fuerzas actuantes del porta-cuchilla

#### 4.4.3.1.1 Fuerza centrífuga

La fuerza centrífuga se la define como una fuerza ficticia que se produce en un cuerpo producto de un movimiento de rotación, esta fuerza que tiende a alejar al elemento hacia el exterior del centro de rotación y cuya magnitud es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación, se la calcula con la ecuación 4.38.

$$F_{cf} = m \times \omega^2 \times R \quad \text{Ec. ( 4.38)}$$

Donde:

$m$  = masa del cuerpo giratorio (papa).

$\omega$  = velocidad angular del cuerpo.

$R$  = radio de giro que corresponde al radio del disco base del rotor- impulsor.

Entonces reemplazando los datos, obtenidos anteriormente se tiene que:

$$F_{cf} = 0,45 \text{ Kg} \times \left( 450 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)^2 \times 0,170 \text{ m}$$

$$F_{cf} = 170 N$$

Considerando que se "pegan" a los porta- cuchilla dos papas a la vez, entonces:

$$F_{cf} = 170 N \times 2 = 340 N$$

#### 4.4.3.1.2 Fuerza total de corte e impulso

Como se indica, esta fuerza es igual a la que actúa sobre el impulsor, por tanto del literal 4.3.3.2:

$$F_T = 21,8 N$$

#### 4.4.3.2 Análisis del porta-cuchilla por resistencia a la fatiga.

Se realiza este análisis tomando en consideración la teoría de elementos curvos en flexión para lo cual se asumen las siguientes hipótesis:

- Las secciones transversales tienen un eje de simetría centroidal en un plano a lo largo de la viga.
- Las secciones transversales planas permanecen así después de la flexión.

Entonces se emplea la notación de la figura 4.23, donde se tiene que para una viga curva el eje neutro no coincide con el eje centroidal longitudinal de la viga, como sí ocurre en las vigas rectas. De la figura 4.23 se tiene que:

$r_o$  = radio de la fibra superior de la sección.

$r_i$  = radio de la fibra inferior de la sección.

$h$  = altura de la sección transversal

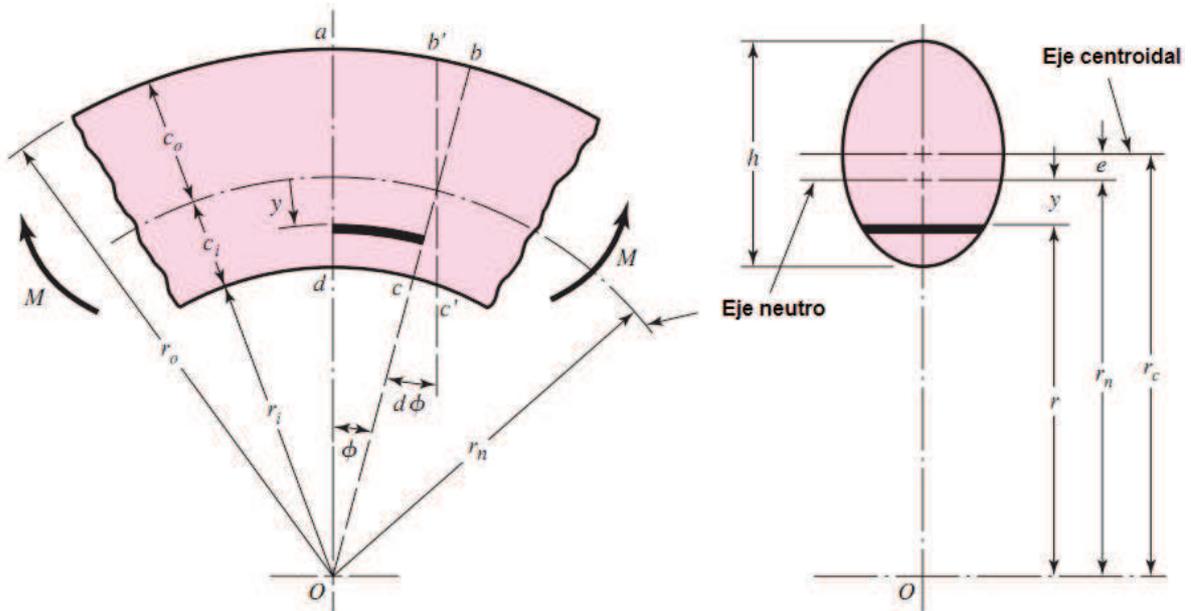
$c_o$  = distancia de la fibra superior al eje neutro.

$c_i$  = distancia de la fibra inferior al eje neutro.

$r$  = radio del eje neutro de la viga.

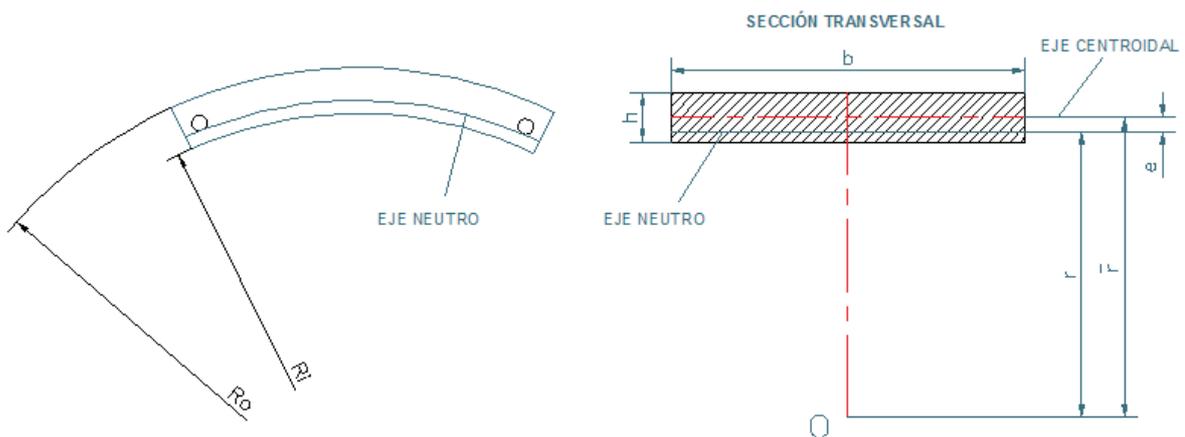
$r$  = radio del eje centroidal longitudinal.

$e$  = distancia del eje centroidal y el eje neutro.



**Figura 4.23** Flexión en vigas curvas

Las variables a utilizarse en este diseño se muestran en la figura 4.24, en la que se visualiza la sección transversal rectangular del porta-cuchilla.



**Figura 4.24** Dimensiones principales del porta-cuchilla

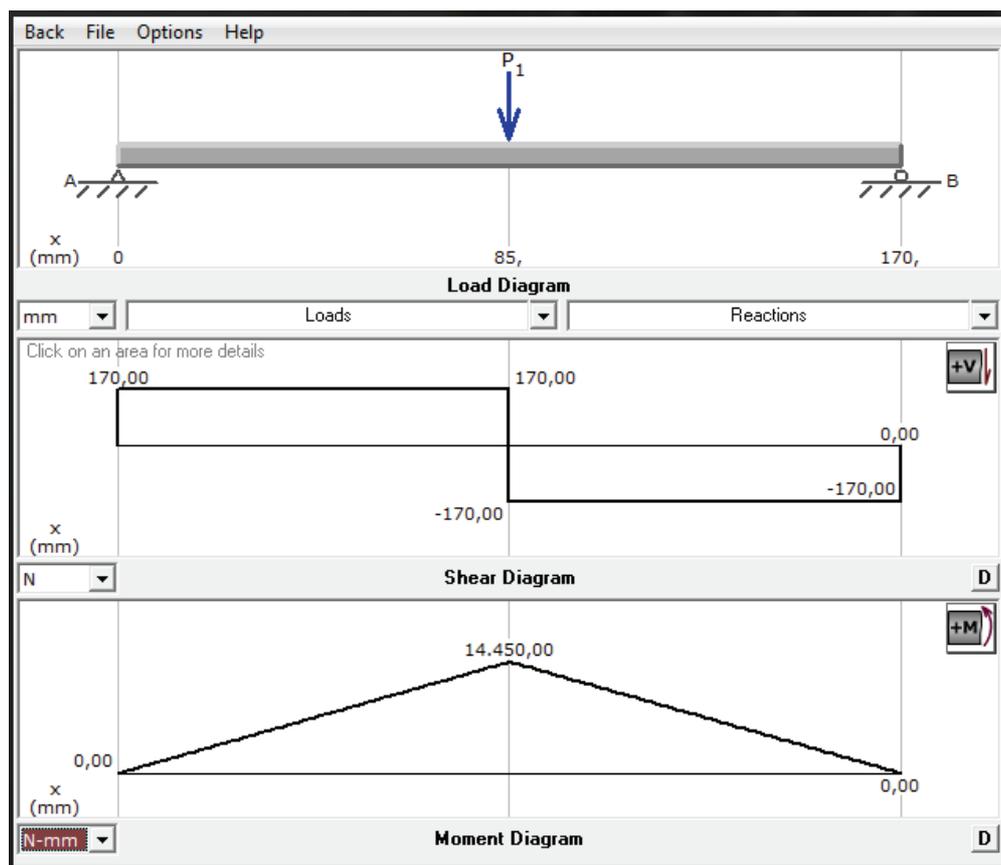
Por lo tanto, existen dos esfuerzos máximos que se producen en las fibras inferior y superior, los cuales se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_i = \frac{M c_i}{A e r_i} \quad \text{Ec. ( 4.39)}$$

$$\sigma_o = \frac{M c_o}{A e r_o} \quad \text{Ec. ( 4.40)}$$

En las que A, es el área de la sección transversal y M es el momento flexionante producido por la carga actuante.

Primeramente se determina el momento M producido en este caso por la fuerza centrífuga calculada anteriormente de 340 N.



**Figura 4.25** Momento flexionante producto de  $F_{cf}$

Para una estimación rápida del momento flexionante consideramos que tenemos una viga plana con una carga en el centro, con lo cual utilizando el programa MD- SOLID se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante (figura 4.25).

Entonces se tiene que el momento flexionante máximo según la figura 4.25 es de:

$$M = 14550 \text{ N} - \text{mm}$$

Para determinar el radio del eje neutro de la viga se utiliza la siguiente expresión:

$$r = \frac{h}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \quad \text{Ec. ( 4.41)}$$

Donde, del dimensionamiento general se conoce que:

$$r_o = \frac{D_{ext}}{2} = \frac{370 \text{ mm}}{2} = 185 \text{ mm}$$

$$r_i = \frac{D_{in}}{2} = \frac{350 \text{ mm}}{2} = 175 \text{ mm}$$

Por lo cual de la figura, 4.24:

$$h = 185 \text{ mm} - 175 \text{ mm} = 10 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación (4.41):

$$r = \frac{10 \text{ mm}}{\ln \frac{185 \text{ mm}}{175 \text{ mm}}}$$

$$r = 179,95 \text{ mm}$$

Ahora se determina el radio del eje centroidal longitudinal:

$$\bar{r} = r_i + \frac{h}{2} \quad \text{Ec. ( 4.42)}$$

$$\bar{r} = 175 \text{ mm} + \frac{10 \text{ mm}}{2}$$

$$\bar{r} = 180 \text{ mm}$$

Se calcula ahora la distancia entre el eje centroidal y el eje neutro:

$$e = \bar{r} - r \quad \text{Ec. ( 4.43)}$$

$$e = 180 \text{ mm} - 179,95 \text{ mm} = 0,046 \text{ mm}$$

Además:

$$C_o = r_o - r \quad \text{Ec. ( 4.44)}$$

$$C_o = 185 \text{ mm} - 179,95 \text{ mm} = 5,05 \text{ mm}$$

$$C_i = r - r_i \quad \text{Ec. ( 4.45)}$$

$$C_i = 179,95 \text{ mm} - 175 \text{ mm} = 4,95 \text{ mm}$$

Reemplazando todos estos valores en las ecuaciones (4.39) y (4.40) se obtiene:

$$\sigma_i = \frac{14550 \text{ N} - \text{mm} \times 4,95 \text{ mm}}{(10 \text{ mm} \times 160 \text{ mm}) \times 0,046 \text{ mm} \times 175 \text{ mm}}$$

$$\sigma_i = 5,559 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 5,559 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_o = \frac{14550 \text{ N} - \text{mm} \times 5,05 \text{ mm}}{(10 \text{ mm} \times 160 \text{ mm}) \times 0,046 \text{ mm} \times 185 \text{ mm}}$$

$$\sigma_o = 5,3568 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 5,3568 \text{ MPa}$$

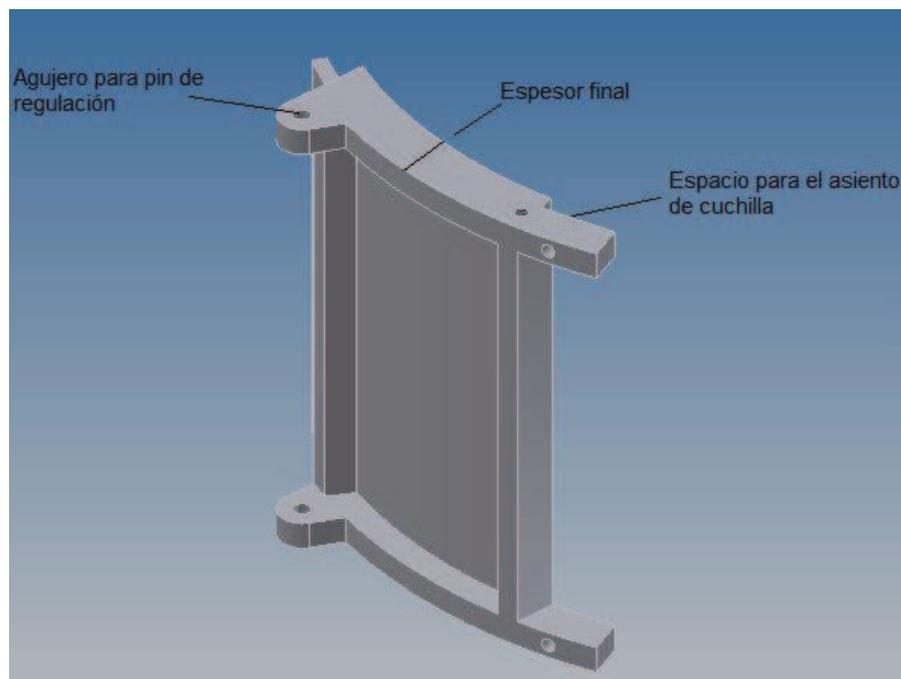
Para el acero inoxidable AISI 304 se tiene una  $S_y = 490 \text{ MPa}$ , entonces:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_i} \quad \text{Ec. ( 4.46)}$$

$$n = \frac{490 \text{ MPa}}{5,559 \text{ Mpa}} = 88,14$$

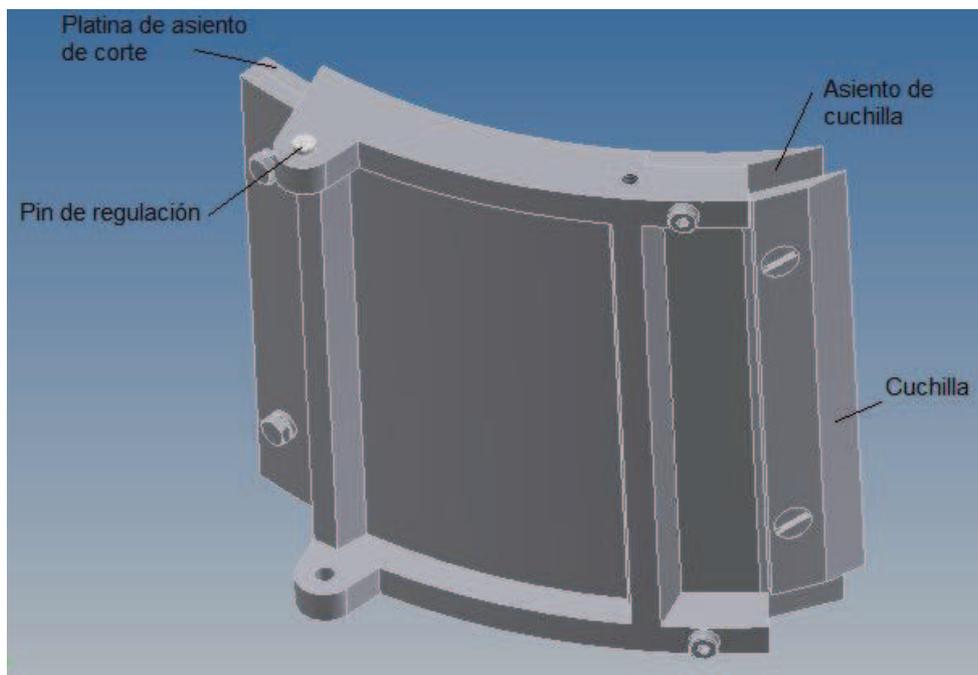
Por lo tanto, se tiene un alto margen de seguridad considerando el espesor primitivo de 10 mm.

Debido a que en este elemento se disponen los asientos de cuchilla y las cuchillas de corte, se escoge un espesor de 20 mm para este elemento, y para reducir el peso se opta por la opción de diseño mostrada en la figura 4.26, donde se remueve material en partes que no son importantes para el funcionamiento de la máquina.



**Figura 4.26** Diseño final del porta-cuchilla

En la figura 4.27 se presenta el ensamble de este elemento con las partes adyacentes.



**Figura 4.27** Elementos ensamblados en el porta-cuchilla

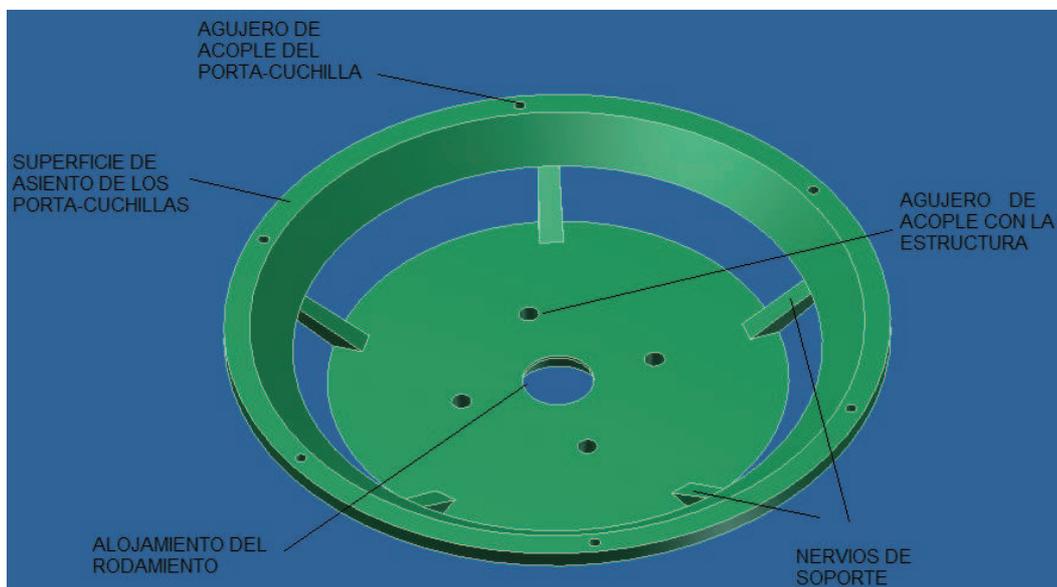
#### 4.4.4 DISEÑO DEL SOPORTE DEL PORTA-CUCHILLAS

Este elemento es el encargado de soportar a todas las piezas que conforman el sistema de corte descrito anteriormente, pero el contacto de asiento se lo realiza directamente con el porta-cuchillas de ahí su nombre.

Esta pieza se diseña con el propósito de cumplir los siguientes requerimientos:

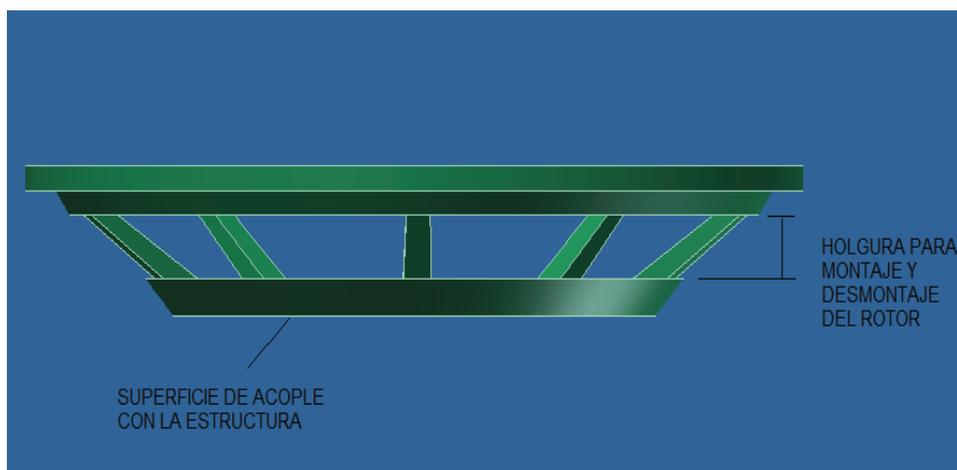
- Debe poseer la suficiente resistencia para soportar el peso de todos los elementos del sistema de corte y además, los esfuerzos tangenciales que son los mismos a los analizados en el diseño del rotor.
- El diseño debe tener una forma tal que se acople sin dificultades a la estructura y además permita tener un espacio para acoplar y desacoplar el eje de transmisión con el rotor.
- En este elemento debe realizarse un alojamiento de rodamiento para el eje de transmisión.

Entonces tomando en cuenta los parámetros anteriores se opta por la configuración que se muestra en la figura 4.28 para el diseño de este elemento.



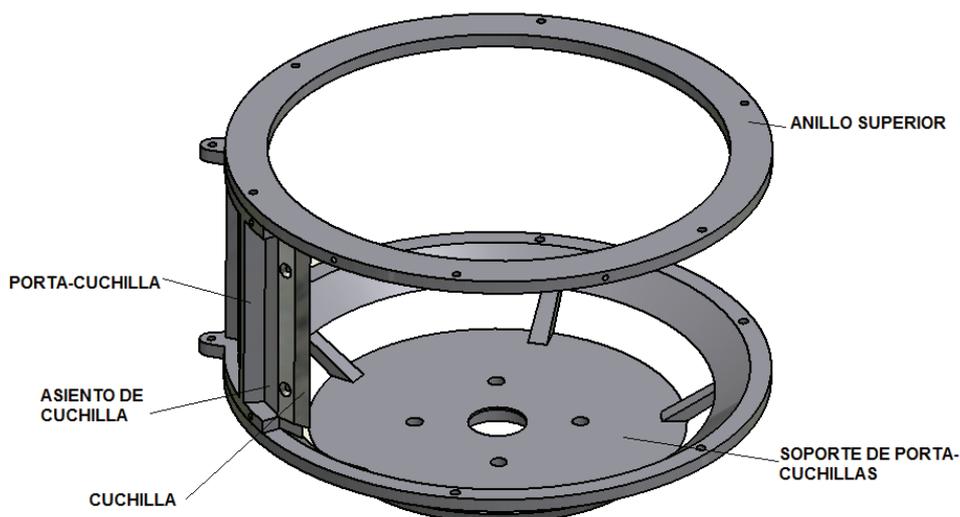
**Figura 4.28** Esquema del soporte de los porta-cuchillas

En la figura 4.29 se muestra la holgura necesaria para el montaje y desmontaje del rotor-impulsor.



**Figura 4.29** Vista lateral del soporte de porta-cuchilla

En la figura 4.30 se observa el montaje de uno de los elementos del sistema de corte sobre este soporte y la disposición del anillo superior. Como se puede apreciar existen seis agujeros para el montaje mediante tornillos tanto en el soporte de porta-cuchilla como en el anillo superior.

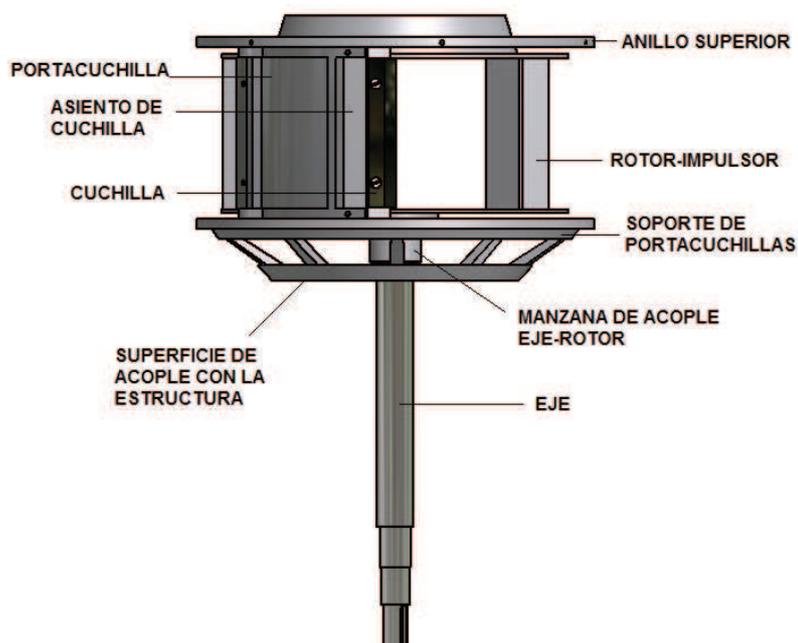


**Figura 4.30** Montaje de los elementos del sistema de corte en el soporte

La disposición de montaje de este soporte con las partes adyacentes se muestra en la figura 4.31.

#### 4.4.4.1 Fuerzas que intervienen en el soporte de porta-cuchillas

Como se menciona, los elementos a ser soportados corresponden a los del sistema de corte, una vez dibujados estos elementos en el programa Inventor 2012 se obtienen los datos de masa, en la tabla 4.5 se recopilan estos datos junto con el de cantidad de unidades, peso por unidad y peso total.



**Figura 4.31** Montaje de todos los elementos en el soporte.

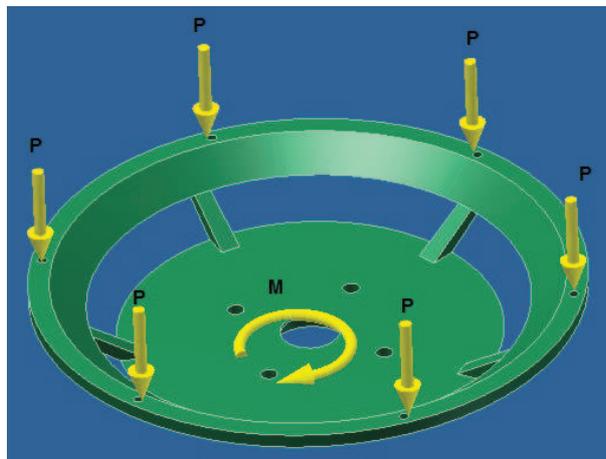
**Tabla 4.5** Propiedades físicas del sistema de corte

Descripción	Cantidad	Masa unitaria (Kg)	Peso unitario(N)	Peso total (N)
Porta-cuchilla	6	2,102	20,5996	123,5976
Cuchillas	6	0,076	0,7448	4,4688
Asiento de cuchilla	6	0,278	2,7244	16,3464
Anillo superior	1	2,705	26,509	26,509
Asiento corte	6	0,132	1,2936	7,7616

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Además de estas fuerzas estáticas, sobre este elemento actúa también un torque producto de la fuerza de corte y de arrastre de las papas que son las mismas que se analizan en la sección 4.3.3.1, en la figura 4.32 se muestran las fuerzas actuantes sobre el soporte de porta-cuchillas.



**Figura 4.32** Fuerzas actuantes sobre el soporte de porta-cuchillas.

Entonces se tiene que la fuerza  $P$  corresponde al peso de los elementos distribuidos en el soporte, dichos elementos son:

- Porta-cuchilla.
- Cuchilla.
- Asiento de cuchilla.
- Asiento de corte.

Además hay que considerar el peso del anillo superior que se distribuye uniformemente en la circunferencia del soporte pero en este caso se puede considerar que  $1/6$  del peso de este elemento se concentra también en la carga  $P$  por tanto se tiene:

$$P = P_{\text{porta-cuchilla}} + P_{\text{cuchilla}} + P_{\text{asiento de cuchilla}} + P_{\text{asiento corte}} + \frac{1}{6} P_{\text{anillo superior}}$$

**Ec. ( 4.47)**

Tomando los datos de la tabla 4.5 se tiene que:

$$P = 20,6 N + 0,7448 N + 2,7244 N + 1,2936 N + \frac{1}{6} 26,51 N$$

$$P = 29,78 N$$

Que es una carga puntual que actúa en los agujeros de acople señalados en la figura 4.32.

El momento  $M$  corresponde al mismo valor que se calcula en el punto 4.3.3.3.1 cuando se realiza el análisis del rotor-impulsor, cuyo valor es de:

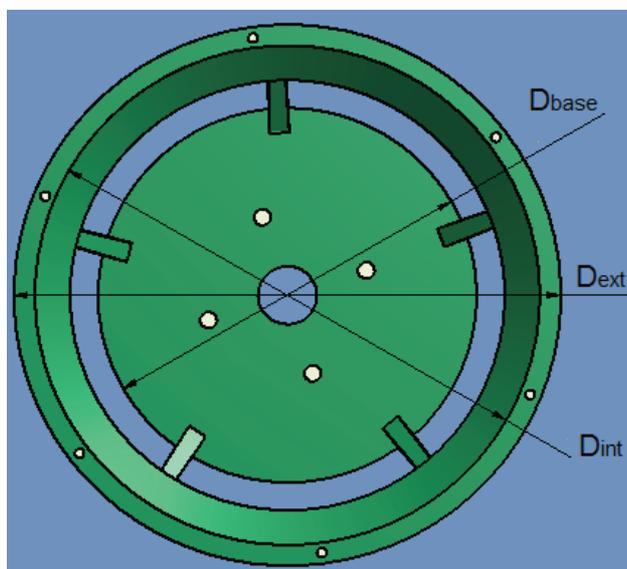
$$M = 18530 \text{ N} - \text{mm}$$

Este momento actúa sobre los orificios destinados a la conexión con los porta cuchillas.

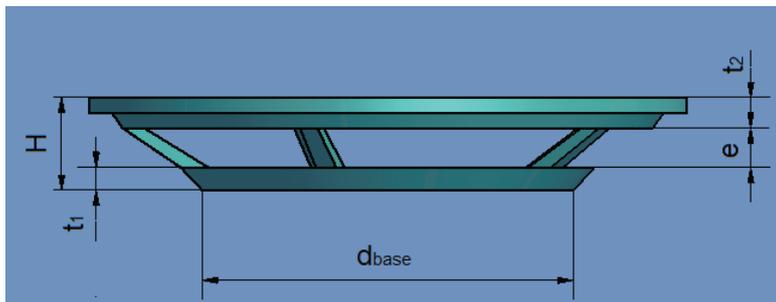
#### 4.4.4.2 Dimensiones de diseño del soporte de los porta-cuchillas

Las dimensiones de diseño corresponden a aquellas que están relacionadas con las piezas adyacentes que se encuentran ensambladas en este soporte y además se relacionan con el espacio que facilite el montaje y desmontaje de dichas piezas.

En las figuras 4.33 y 4.34 se colocan estas dimensiones que luego se verifican mediante un estudio de resistencia de este elemento.



**Figura 4.33** Vista superior del soporte



**Figura 4.34** Vista lateral del soporte

Además se debe tener en consideración que el espesor mínimo de las partes de la pieza a obtener por fundición es de 10 mm, razón por la cual se deben elegir dimensiones que eviten en lo más posible remover una gran cantidad de material por maquinado.

Todas estas dimensiones se describen a continuación:

**D<sub>ext</sub>**: Es la dimensión máxima de este elemento, como se observa en la figura 4.34 el ensamble del porta cuchilla en este elemento se lo realiza con su diámetro exterior tangente al mismo, razón por la cual la dimensión del diámetro exterior del soporte corresponde al diámetro exterior del porta-cuchilla y de los cálculos previamente realizados en el numeral 4.4.1.2, se determina que el diámetro exterior corresponde a:

$$D_{ext} = 390 \text{ mm}$$

**D<sub>in</sub>**: La dimensión de este diámetro define la distancia de asiento de los porta cuchilla en este elemento.

**e**: Es la holgura establecida para realizar el montaje del rotor-estator, una vez que se ha montado el eje, y considerando que se debe evitar en lo máximo posible que el eje sobresalga demasiado ; se establece que esta dimensión es:

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

**H:** Es la altura total del elemento, para esta dimensión se ha tomado en consideración la altura total de la máquina, además de que la distancia de saliente de del eje de transmisión sea mínima. Se escoge una altura de:

$$H = 60 \text{ mm}$$

**t<sub>1</sub>:** Corresponde al espesor de la base de este soporte, esta dimensión es muy importante ya que determina el espacio para el alojamiento del rodamiento que se dispone en el mismo y que se calcula más adelante, para el cálculo se elige una dimensión de:

$$t_1 = 15 \text{ mm}$$

**t<sub>2</sub>:** es la dimensión del espesor del anillo en donde van asentados los porta-cuchillas, se elige una dimensión de:

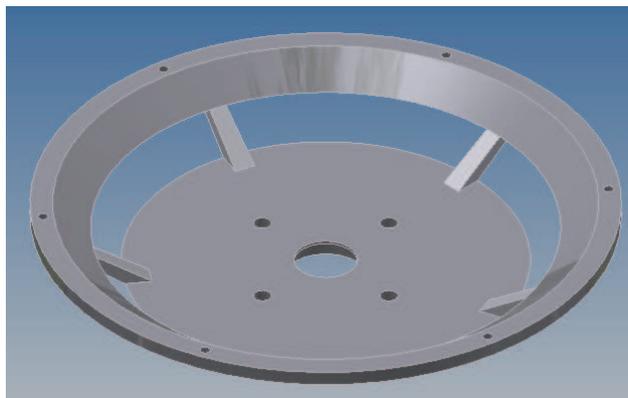
$$t_2 = 20 \text{ mm}$$

#### **4.4.4.3 Simulación del soporte de los porta-cuchillas**

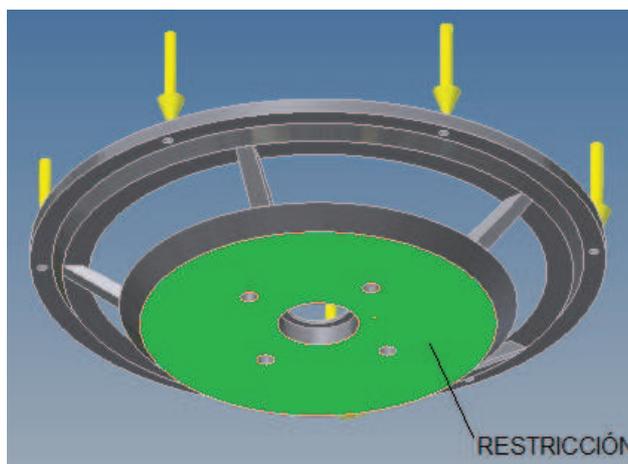
Una vez realizados los análisis de las fuerzas y de las dimensiones que tiene este elemento, se utiliza el programa INVENTOR 2012 para llevar a cabo la simulación del soporte, en la figura 4.35 se presenta el modelo realizado en dicho programa con las dimensiones descritas anteriormente. Se observa también la disposición que tienen los agujeros para el ensamble con las piezas adyacentes.

##### **4.4.4.3.1 Colocación de las cargas y restricciones**

Las cargas se ubican en la posición mostrada en la figura 4.33, la restricción a ser colocada en este elemento se ubica en la cara inferior del mismo (figura 4.36) en donde se asienta o se produce el ensamble con la placa circular de soporte que está soldada en la estructura.



**Figura 4.35** Soporte de porta-cuchillas

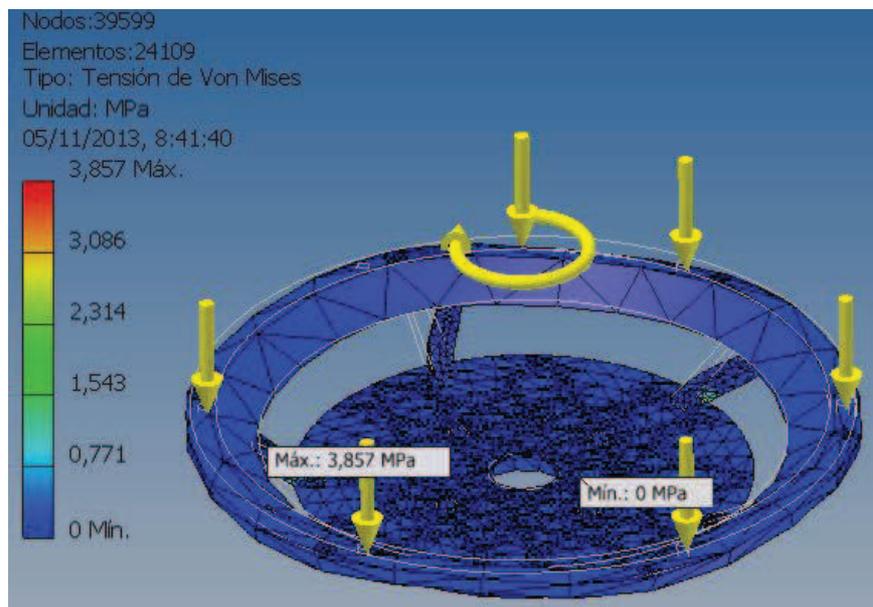


**Figura 4.36** Cargas y restricción en el soporte

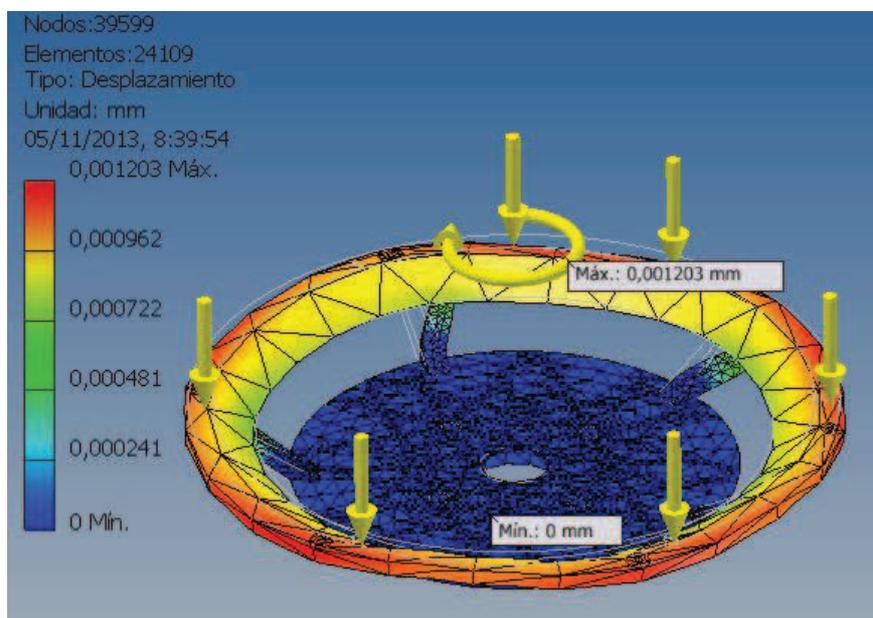
#### 4.4.4.3.2 Resultados de la simulación

Se realiza finalmente la simulación del elemento y se obtienen resultados de esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad presentados en las figuras 4.37, 4.38 y 4.39 respectivamente.

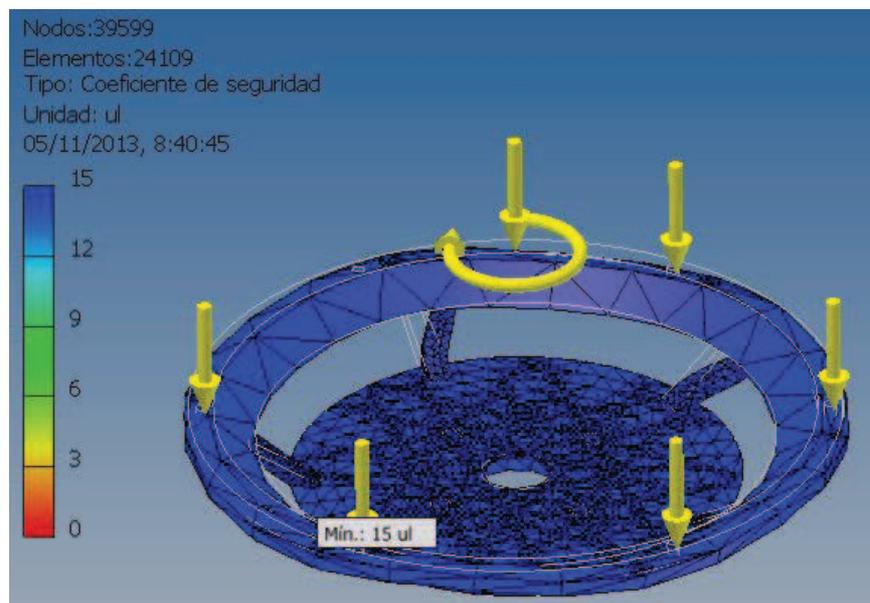
Como se puede observar las deformaciones producidas en este elemento (figura 4.38) producto de las cargas analizadas son mínimas, además el factor de seguridad (figura 4.39) es elevado por lo que se asegura que este elemento cumple satisfactoriamente su función con las dimensiones propuestas para el diseño.



**Figura 4.37** Resultados de esfuerzo de Von Mises



**Figura 4.38** Resultado del desplazamiento en la dirección vertical negativa.



**Figura 4.39** Resultados de factor de seguridad

## 4.5 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

El rotor-impulsor formado de: un disco base, los impulsores y un anillo superior de balance; es la pieza que va a recibir el movimiento del eje de transmisión y por ende el elemento que va a realizar la rotación.

La velocidad angular de este elemento debe proporcionar una fuerza tangencial suficiente para vencer la resistencia al corte que presentan las cuchillas, además de una fuerza centrífuga mínima que permita a las papas ubicarse adecuadamente en las paredes de los porta-cuchillas.

La disposición óptima que deben presentar las papas debe ser con la dimensión mayor del diámetro paralelo a la pared del porta-cuchillas para que la cuchilla actúe sobre la máxima superficie de corte.

### 4.5.1 ANÁLISIS DE FUERZAS

Las fuerzas actuantes necesarias para el análisis y que intervienen directamente en el cálculo de la potencia requerida del motor se muestran a continuación:

#### 4.5.1.1 Peso del rotor-impulsor

Se considera esta fuerza porque el motor tiene que vencer primeramente la inercia de este elemento en el momento de arranque de la máquina.

$$P_{rotor-impulsor} = masa_{rotor-impulsor} \times g \quad \text{Ec. ( 4.48)}$$

La masa y el momento de inercia del rotor-impulsor se obtienen del programa INVENTOR 2012 en el que se realiza el dibujo de este componente eligiendo como material **acero inoxidable**.

$$masa_{conjunto\ rotatorio} = 6,37\ Kg$$

Por consiguiente:

$$P_{conjunto\ rotatorio} = (6,37\ Kg) \times \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$P_{conjunto\ rotatorio} = 62,49\ N$$

$$M_{inercia} = I_{y-y} = 111785,005\ Kg - mm^2$$

$$T = I \times \alpha \quad \text{Ec. ( 4.49)}$$

Donde:

I: es el momento de inercia del elemento respecto al eje de rotación

$\alpha$ : es la aceleración angular del elemento

La aceleración angular se determina en el literal 4.3.3.1 la cual presenta un valor de:

$$\alpha = 23,56 \frac{rad}{s^2}$$

Reemplazando valores en la ecuación (4.49) se tiene:

$$T_{conjunto\ rotatorio} = 111785,005\ Kg - mm^2 \times \frac{1\ m^2}{(1000mm)^2} \times 23,56 \frac{rad}{s^2}$$

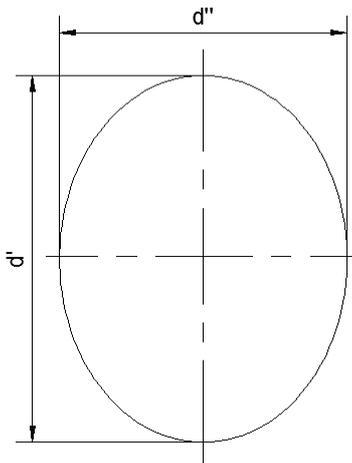
$$T_{\text{conjunto rotatorio}} = 2,63 \text{ N} - \text{m}$$

#### 4.5.1.2 Peso de las papas

Si se considera a la papa como un elipsoide entonces el momento de inercia con respecto a su mayor diámetro se calcula mediante la siguiente expresión:

$$I_{d'} = \frac{m_{\text{papa}}}{5} (d'^2 + d''^2) \quad \text{Ec. ( 4.50)}$$

En la figura 4.40 se observan las dimensiones principales consideradas para el análisis.



**Figura 4.40** Dimensiones principales de la papa

Donde:

$$m_{\text{papa}} = 0,45 \text{ Kg}$$

$$d' = 122 \text{ mm}$$

$$d'' = 95 \text{ mm}$$

$$I_{d'} = \frac{0,45 \text{ Kg}}{5} [(122 \text{ mm})^2 + (95 \text{ mm})^2] \times \frac{1 \text{ m}^2}{(1000 \text{ mm})^2}$$

$$I_{d'} = 0,00265689 \text{ Kg} - \text{m}^2$$

Ya que el movimiento de las papas se realiza tangencial al rotor-impulsor se debe calcular el momento de inercia respecto al eje de este elemento, de aquí se considera la siguiente expresión:

$$I = I_o + md^2 \quad \text{Ec. ( 4.51)}$$

Que es el teorema de Steiner de los ejes paralelos y en donde:

$I_o$ : es el momento de inercia del elemento respecto a su centro de rotación.

m: masa del elemento

d: distancia del eje paralelo a su centro de rotación.

Del cálculo de la ecuación (4.1) se determina que el diámetro del disco base del rotor-impulsor es de 340 mm entonces la distancia d es el radio de este elemento por consiguiente:

$$r = \frac{D_{disco}}{2}$$

$$r = \frac{340 \text{ mm}}{2} = 170 \text{ mm} = 0,17 \text{ m}$$

Reemplazando valores en la ec. (4.51) se obtiene:

$$I_{papa} = 0,00265689 \text{ Kg} - m^2 + (0,45 \text{ Kg}) (0,17 \text{ m})^2$$

$$I_{papa} = 0,016 \text{ Kg} - m^2$$

Considerando que se introducen 5 papas a la vez:

$$I_{papas} = 0,016 \text{ Kg} - m^2 \times 5$$

$$I_{papas} = 0,0783 \text{ Kg} - m^2$$

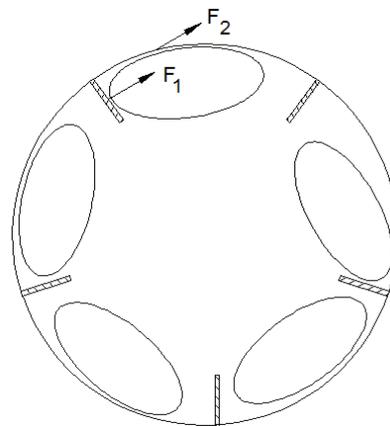
Igualmente se calcula el torque con la ec. (4.49):

$$T_{papas} = 0,0783 \text{ Kg} - \text{m}^2 \times 23,56 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$\mathbf{T_{papas} = 1,845 \text{ N} - \text{m}}$$

#### 4.5.1.3 Interacción rotor-impulsor- papas- cuchilla

Las fuerzas que intervienen se representan en la figura 4.41 y son calculadas en el literal 4.3.3.1 pero se describen aquí nuevamente para mayor claridad.



**Figura 4.41** Fuerzas tangenciales actuantes

**F<sub>1</sub>**: Es la fuerza necesaria para el impulso de las papas en su movimiento circular en el disco del conjunto; entonces si consideramos tangencial la aplicación de dicha fuerza se tiene para la papa según la ecuación (4.4):

$$F_{arrastre} = 1,8 \text{ N}$$

Suponiendo que se distribuyen las 5 papas a la vez:

Entonces:

$$F_t = 1,8 \text{ N} \times 5$$

$$\mathbf{F_t = F_1 = 9 \text{ N}}$$

**F<sub>2</sub>**: Es la fuerza de corte necesaria para realizar el rebanado del producto, de los datos obtenidos experimentalmente se tiene que la máxima fuerza de corte promedio es 20 N.

Considerando  $F_1$  y  $F_2$  en la misma dirección tangencial se tiene una fuerza total:

$$F_T = F_1 + F_2 \quad \text{Ec. ( 4.52)}$$

$$F_T = 9 \text{ N} + 20 \text{ N}$$

$$F_T = 30 \text{ N}$$

$$\sum M_o = F_T \times R_{disco} \quad \text{Ec. ( 4.53)}$$

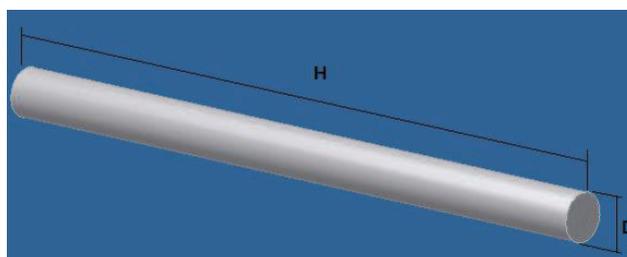
$M_o$ : es el momento producido por las fuerzas tangenciales que actúan sobre el elemento rotatorio.

$$\sum M_o = 30 \text{ N} \times 0,17 \text{ m}$$

$$\sum M_o = T_{fuerzas\ tangenciales} = 5,1 \text{ N} - \text{m}$$

#### 4.5.1.4 Torque para mover al eje

Como no se ha realizado aún el diseño del eje se realiza una estimación preliminar considerando los factores geométricos de espacio tomando a dicho elemento como un cilindro cuyas dimensiones se muestran en la figura 4.43.



**Figura 4.42** Dimensiones principales asumidas en el eje

Donde:

$$H = 42 \text{ cm} = 420 \text{ mm}$$

$$D = 35 \text{ mm}$$

$$r = 17,5 \text{ mm} = 0,0175 \text{ m}$$

Para un cilindro el momento de inercia con respecto al eje de rotación es:

$$I_{cilindro} = \frac{1}{2} m x r^2 \quad \text{Ec. ( 4.54)}$$

Y además:

$$m = \rho x V \quad \text{Ec. ( 4.55)}$$

Donde:

$\rho$  : es la densidad del acero común y equivale a 7,85 g/cm<sup>3</sup>.

V: es el volumen de la pieza.

$$m = 7,85 \frac{g}{cm^3} x \pi x \frac{(3,5 \text{ cm})^2}{4} x 42 \text{ cm}$$

$$m = 3172,086 \text{ g} = 3,17 \text{ Kg}$$

Por tanto:

$$I_{cilindro} = \frac{1}{2} (3,17 \text{ Kg}) x (0,0175 \text{ m})^2$$

$$I_{cilindro} = 0,0486 \text{ Kg} - m^2$$

Reemplazando valores en la ecuación (4.49) se tiene:

$$T_{eje} = 0,0486 \text{ Kg} - m^2 x 23,56 \frac{rad}{s^2}$$

$$T_{eje} = 1,14 \text{ N} - m$$

Una vez calculados los torques de los elementos individuales se utiliza la siguiente expresión para determinar la potencia:

$$P = T \times \omega \quad \text{Ec. ( 4.56)}$$

Donde:

$P$  : potencia requerida (W)

$T$  : Torque total (N – m)

$\omega$  : velocidad angular (rad/s)

$$T_{total} = T_{\text{peso conj.rotatorio}} + T_{\text{peso papas}} + T_{\text{fuerza de corte}} + T_{\text{eje}} \quad \text{Ec. ( 4.57)}$$

$$T_{total} = 2,63 \text{ N – m} + 1,845 \text{ N – m} + 5,1 \text{ N – m} + 1,14 \text{ N – m}$$

$$T_{total} = 10,72 \text{ N – m}$$

Reemplazando en la ecuación (4.56):

$$P = 10,72 \text{ N – m} \times 450 \text{ rev/min} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$P = 505,36 \text{ W}$$

$$P = 505,36 \text{ W} \times \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ W}}$$

$$P = 0,68 \text{ HP}$$

Se elige entonces un motor de 1 HP considerando las incertidumbres en los cálculos para asegurar un óptimo funcionamiento.

#### 4.6 SELECCIÓN DEL MOTOR

Con los resultados a diseñar que se muestran en la tabla 4.6, se selecciona un motor eléctrico, con las especificaciones de la tabla 4.7.

**Tabla 4.6** Especificaciones de la rebanadora de papas

Potencia requerida (HP)	1
Velocidad de salida (rpm)	450
Relación de transmisión	2

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

**Tabla 4.7** Especificaciones del motor eléctrico a utilizar.<sup>11</sup>

<b>Modelo</b>	<b>Siemens con rotor de jaula y bobinado</b>
Potencia @ 220V (HP)	1
Velocidad (rpm)	1100
Tamaño constructivo	160 M
Eficiencia (%)	90
Factor de Potencia (cos $\psi$ )	0.85

**Fuente:** Catálogo de Siemens

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

En la figura 4.43 se muestra la forma y construcción del motor eléctrico seleccionado.

**Figura 4.43** Motor Eléctrico SIEMENS

---

<sup>11</sup> Catálogo Siemens

## **4.7 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN**

Entre los sistemas de transmisión más importantes empleados en la transmisión de potencia mecánica a través de cadenas cinemáticas, podemos destacar: sistema de poleas y correas, sistemas de ruedas de fricción, sistema de engranajes, sistemas de ruedas dentadas y cadenas, sistemas de tornillo sin fin y rueda helicoidal, sistemas de rueda dentada y cremallera, etc.

Para el diseño de la maquina rebanadora de papas se emplea el sistema de transmisión por poleas y correas, ya que tiene un funcionamiento suave y silencioso, el diseño es sencillo y de bajo costo de fabricación. Si el mecanismo se atasca, la correa puede desprenderse y de este modo, se para, lo cual contribuye a la seguridad.

La potencia y velocidad de giro que se desea transmitir son bajas, lo que disminuye el margen de que la correa patine. El diseño en sí de la maquina dispone del espacio suficiente para poder montar el sistema de transmisión por poleas y correas.

### **4.7.1 SELECCIÓN DE POLEAS Y CORREAS**

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, constan de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al moverse la cinta (correa) trasmite energía desde la polea motriz a la polea movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas.

### **4.7.2 SELECCIÓN DE LA CORREA**

Se debe realizar una reducción de las 750 rpm que entrega el motor a las 450 rpm que se necesita a la entrada de la rebanadora.

Para la determinación de las bandas a utilizarse se siguen los pasos expuestos en el folleto de GOODYEAR, *Engineering data for multiple V-Belts*.

#### 4.7.2.1 Factor de servicio para el motor

$$F_s = 1.1 \text{ tabla } 1^{12}$$

Motor de corriente alterna para servicio normal.

#### 4.7.2.2 Potencia de diseño

*Potencia de diseño = Potencia del motor x factor de servicio*    **Ec. ( 4.58)**

$$Potencia de diseño = 1x 1.1 = \mathbf{1,1 HP}$$

#### 4.7.2.3 Selección del tipo de banda

Con la potencia de diseño (1,1 HP) y las rpm de salida del motor (750) se obtiene un tipo de banda Ax (tabla 29<sup>13</sup>).

#### 4.7.2.4 Diámetro mínimo de la polea

En la tabla 30<sup>14</sup> se selecciona un diámetro mínimo recomendado de la polea menor con las rpm (750) y la potencia (1 HP) del motor, lo que da un valor de:

$$d_{\text{polea menor}} = 3 \text{ pulg.}$$

#### 4.7.2.5 Diámetro mayor de la polea

Se tiene que para determinar el diámetro mayor:

$$\frac{D}{d} = \frac{n_2}{n_1} \qquad \mathbf{Ec. ( 4.59)}$$

Donde:

d = diámetro menor de la polea (3 pulg).

$n_1$  = rpm del motor (750).

D = diámetro mayor de la polea.

$n_2$  = rpm salida de la máquina (450).

Por lo tanto:

---

<sup>12</sup> GOODYEAR, *Engineering data for multiple V-Belts*, pg. 30

<sup>13</sup> GOODYEAR, *Engineering data for multiple V-Belts*, pg. 31

<sup>14</sup> GOODYEAR, *Engineering data for multiple V-Belts*, pg. 31

$$D = d \frac{n_1}{n_2} = 3 \text{ pulg} \times \frac{750}{450}$$

$$D = 5 \text{ pulg}$$

#### 4.7.2.6 Potencia por cada banda

Al ser una banda tipo A se recurre a las tablas correspondientes<sup>15</sup>, con el diámetro de la polea menor (tabla 4.8), el radio de velocidad y las rpm del motor se obtienen la potencia transmitida por cada banda y su factor de adición.

**Tabla 4.8** Datos para determinar la potencia por banda

Diámetro de la polea menor	3 pulg
Velocidad del motor	750 rpm
Velocidad de la rebanadora	450 rpm

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Además es necesario calcular el radio de velocidad que se define como:

$$\text{Radio de velocidad} = \frac{\text{Velocidad del motor}}{\text{Velocidad del eje de la rebanadora}} \quad \text{Ec. ( 4.60)}$$

$$\text{Radio de velocidad} = \frac{750}{450}$$

$$\text{Radio de velocidad} = 1,67$$

Entonces se presentan en la tabla 4.9 los datos de potencia para cada uno de los tipos de banda especificados en este manual (ANEXO D).

<sup>15</sup> GOODYEAR, *Engineering data for multiple V-Belts*, pg. 52

**Tabla 4.9** Potencia por banda

N° de revoluciones	Potencia por banda (HP)		
	CVS	HY-T/ TT	TF
750	0,76	1,05	1,44

**Fuente:** Manual de Bandas Good-Year

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Se elige una banda Ax CVS con una potencia de 0,76 HP por cada banda y un factor de adición de 0.10 HP.

#### 4.7.2.7 Número de bandas

El número de bandas requerido se determina mediante la ecuación:

$$N^{\circ} \text{ de bandas} = \frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Potencia por banda} + \text{factor de adición}} \quad \text{Ec. ( 4.61)}$$

$$N^{\circ} \text{ de bandas} = \frac{1,1 \text{ HP}}{0,76 \text{ HP} + 0,10}$$

$$N^{\circ} \text{ de bandas} = 1,3 = 2 \text{ bandas}$$

#### 4.7.2.8 Distancia entre centros

Para calcular el valor de C (distancia entre centros) se establece un criterio bajo el cual, la distancia entre centros cuando se utiliza bandas en V, no debe ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor<sup>16</sup>. Entonces:

$$C = 3 (D + d) \quad \text{Ec. ( 4.62)}$$

$$C = 3 (5 + 3)$$

$$C = 24 \text{ pulg} = 610 \text{ mm}$$

<sup>16</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; Sexta Edición; 2003; México; pág. 1081

Por lo cual la distancia entre centros debe estar entre 5 pulg = 127 mm y 24 pulg = 610 mm. Se elige una distancia de 210 mm = 8,27 pulg, que es la distancia requerida para el diseño de acuerdo al espacio disponible en la máquina.

#### 4.7.2.9 Longitud de la banda

Una vez que se conoce la distancia entre centros lo que se calcula es la longitud de la banda. Para ello se utiliza la siguiente ecuación<sup>17</sup>:

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad \text{Ec. ( 4.63)}$$

$$L = 2(8,27) + 1,57(5 + 3) + \frac{(5 - 3)^2}{4(8,27)}$$

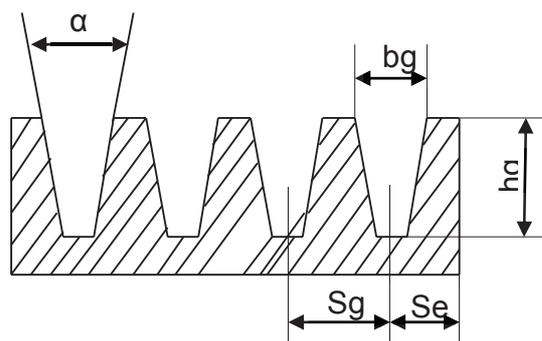
$$L = 29,22 \text{ pulg} = 742 \text{ mm}$$

Se elige un número de banda tipo A-31 que es el tamaño comercial y normalizado.

Por lo tanto se necesita 2 bandas tipo Ax-31 CVS.

#### 4.7.2.10 Selección de poleas

La figura 4.44 muestra las dimensiones de las acanaladuras de las poleas.



**Figura 4.44** Dimensiones de la polea de acuerdo al número de bandas

<sup>17</sup> GOODYEAR, *Engineering data for multiple V-Belts*, pg. 88

Con ayuda de la tabla<sup>18</sup> se obtienen los parámetros de las poleas:

$N_g = \#$  de acanaladuras = 2 ya que tenemos 2 bandas.

$$\alpha = 34^\circ \pm 0^\circ 20'$$

$$b_g = 0.494 \text{ pulg} \pm 0.005$$

$$h_g = 0.490 \text{ pulg} \pm 0.031$$

$$S_g = 0.625 \text{ pulg} \pm 0.031$$

$$S_e = 0.375 \text{ pulg} + 0.07$$

Se calcula el ancho de cara con la siguiente ecuación:

$$\text{Ancho de cara} = S_g * (N_g - 1) + 2S_e \quad \text{Ec. ( 4.64)}$$

$$\text{Ancho de cara} = 0,625 * ( 2 - 1) + 2 (0,375)$$

$$\text{Ancho de cara} = 1,38 \text{ pulg}$$

Como en el mercado existen poleas de aluminio fabricadas con estas dimensiones normalizadas se elige la opción de adquirir dichas poleas para luego realizar el maquinado en el orificio del eje y el alojamiento de la lengüeta.

#### 4.7.2.11 Fuerzas en las poleas

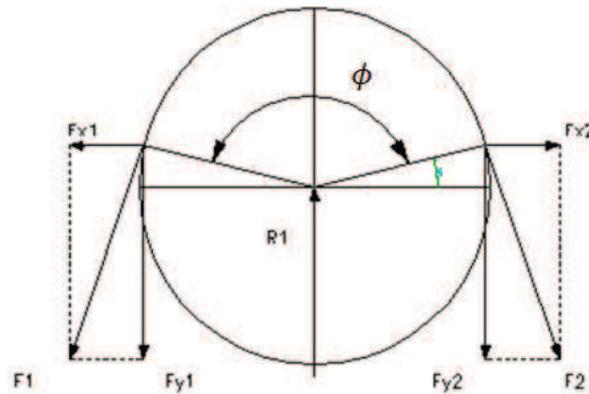
Ahora se realiza el análisis de las fuerzas transmitidas desde el motor eléctrico a través de la polea conductora y de las correas, hacia la polea conducida.

El conocimiento de dichas fuerzas permite el posterior análisis del eje de transmisión que va acoplado a la polea conducida.

En la figura 4.45 se presenta un esquema de la polea conductora, donde se muestran los parámetros que influyen en la determinación de las fuerzas.

---

<sup>18</sup> GOODYEAR, *Engineering data for multiple V-Belts*, pg. 68



**Figura 4.45** Fuerzas transmitidas en las poleas

Se establece primeramente el ángulo de contacto entre la banda y la polea menor con la ayuda de la siguiente ecuación:

$$\phi = 180 - 57,3 \left( \frac{D - d}{C} \right) \quad \text{Ec. ( 4.65)}^{19}$$

Donde:

D: es el diámetro de la polea conducida (5 pulg)

d: es el diámetro de la polea motriz (3 pulg)

C: distancia entre centros (8,27 pulg)

Reemplazando estos valores en la ec. (4.65) se tiene:

$$\phi = 180 - 57,3 \left( \frac{5 - 3}{8,27} \right)$$

$$\phi = 166,14^\circ = 2,9 \text{ rad}$$

La velocidad periférica de la banda en (pies / min) se determina mediante la expresión:

<sup>19</sup> GOODYEAR, *Engineering data for multiple V-Belts*, pg. 87

$$V = \frac{\pi dn}{12} \quad \text{Ec. ( 4.66)}^{20}$$

d: diámetro de la polea motriz (pulg)

n: número de revoluciones del motor eléctrico (rpm)

Entonces:

$$V = \frac{\pi \times 3 \text{ pulg} \times 750 \text{ rpm}}{12} = 589,05 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

La tensión centrífuga está dada por:

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. ( 4.67)}^{21}$$

Para una banda tipo A:  $K_c = 0,561$  (tabla 17-16)<sup>22</sup>

Por lo cual:

$$F_c = 0,561 \left( \frac{589,05}{1000} \right)^2 = 0,195 \text{ lb}$$

La potencia que se transmite por banda está basada en:

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad \text{Ec. ( 4.68)}^{23}$$

Además:

$$\Delta F = \frac{63025 \times Hd / Nb}{n (d/2)} \quad \text{Ec. ( 4.69)}^{24}$$

<sup>20</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 885

<sup>21</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 881

<sup>22</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 883

<sup>23</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 883

<sup>24</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 883

En donde se tiene:

$Hd$ : es la potencia de diseño de 1,1HP que se calcula en el numeral 4.7.5.2

$Nb$ : número de bandas requeridas que son 2.

$n$ : es el número de revoluciones del motor eléctrico.

$$\Delta F = \frac{63025 (1,1 / 2)}{750 (3/2)} = 30,81 \text{ lb}$$

La tensión mayor está dada por:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad \text{Ec. ( 4.70) }^{25}$$

Donde :

$f$ : es el factor de fricción establecido en 0,5123 para correas en V. <sup>26</sup>

$\phi$ : Es el ángulo expresado en radianes calculado anteriormente entre la polea menor y la banda.

$$\exp(f\phi) = \exp ( 0,5123 \times 2,9) = 4,42$$

$$F_1 = 0,195 + \frac{30,81 \times 4,42}{4,42 - 1} = 40,023 \text{ lb}$$

Realizando la conversión a newtons:

$$F_1 = 40,023 \text{ lb} \times \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}}$$

$$F_1 = 178,03 \text{ N}$$

De la ecuación (4.68) se observa que la tensión menor es:

<sup>25</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 883

<sup>26</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 880

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 40,023 - 30,81 = 9,21 \text{ lb} \times \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}}$$

$$F_2 = 40,97 \text{ N}$$

#### 4.7.2.12 Cálculo de la duración de las correas

Para el cálculo de la duración de las correas, se definen primeramente las tensiones equivalentes a partir de las siguientes ecuaciones:

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad \text{Ec. ( 4.71)}$$

$$T_2 = F_1 + \frac{K_b}{D} \quad \text{Ec. ( 4.72)}$$

Donde:

$T_1$  y  $T_2$ : Son las tensiones equivalentes en (lbf)

$F_1$ : Es la fuerza de tensión mayor calculada anteriormente (lbf)

$K_b$ : Es un factor de corrección

$D$  y  $d$ : Son los diámetros de las poleas (pulg)

De la tabla 17-16<sup>27</sup>:  $K_b = 220$

Reemplazando en las ecuaciones (4.71) y (4.72):

$$T_1 = 40,023 + \frac{220}{3} = 113,35 \text{ lbf}$$

$$T_2 = 40,023 + \frac{220}{5} = 84,023 \text{ lbf}$$

Para calcular el número de pasadas se emplea la siguiente ecuación:

---

<sup>27</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 883

$$N_p = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad \text{Ec. ( 4.73)}$$

De la tabla 17-17<sup>28</sup>:  $K = 674$ ,  $b = 11089$

Por tanto:

$$N_p = \left[ \left( \frac{674}{113,35} \right)^{-11,089} + \left( \frac{674}{76,7} \right)^{-11,089} \right]^{-1}$$

$$N_p = 3,82 \times 10^8 \text{ pasadas}$$

Para calcular el tiempo de duración se emplea la siguiente expresión:

$$t = \frac{N_p L_p}{720 V} \quad \text{Ec. ( 4.74)}$$

Donde:

$N_p$ : Es el número de pasadas.

$L_p$ : Es la longitud de paso de la banda.

$V$ : Es la velocidad periférica de la banda de la ecuación (4.66).

La longitud de paso de la banda se define como:

$$L_p = L + L_c \quad \text{Ec. ( 4.75)}$$

Donde  $L = 31$  calculado en la longitud de la banda y para una banda tipo A:

$$L_c = 1,3 \quad (\text{Tabla 17-11})^{29}$$

Reemplazando en la ecuación (4.74):

<sup>28</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 884

<sup>29</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 879

$$t = \frac{(3,82 \times 10^8)(31 + 1,3)}{720 (589,05)}$$

$$t = 29002,44 \text{ h}$$

## 4.8 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN

### 4.8.1 ANÁLISIS PRELIMINAR

El eje representa una de las partes esenciales de la máquina ya que, la velocidad angular y la potencia generada por el motor eléctrico es transmitida por este elemento hacia los componentes del sistema de corte.

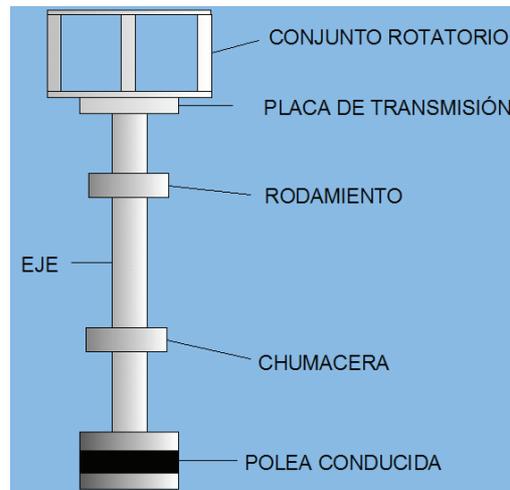
Es importante diseñar el eje adecuadamente para que pueda resistir los esfuerzos y así poder soportar tanto la polea, como el peso del rotor-impulsor y la carga fluctuante de las papas que se introducen constantemente en la máquina.

Al empezar el diseño del eje lo primero a determinar es su disposición, los ejes pueden colocarse de manera horizontal, vertical o inclinada. Para el diseño de la rebanadora se dispone el eje en forma vertical.

Luego se determinan los elementos que están dispuestos en el eje; para el caso de la rebanadora los elementos a ser ensamblados en el eje son:

- Rotor-impulsor.
- Un rodamiento.
- Una chumacera.
- Manzana de transmisión.
- Polea conducida.
- Bandas de transmisión.

En la figura 4.46 se presenta un esquema de la disposición de todos estos elementos en el eje de transmisión.



**Figura 4.46** Elementos dispuestos en el eje

Otro factor a determinar es el sentido de giro del motor, para poder determinar el sentido del par de torsión transmitido del motor al eje y así poder analizar los esfuerzos adecuadamente.

El sentido de giro del motor eléctrico es horario y por consiguiente el sentido de giro del eje es también horario.

Basado en la disposición, sentido de giro y disposición de los elementos, se determinan a continuación las dimensiones preliminares del eje que son, principalmente las longitudes que se requieren de acuerdo al espacio que se tiene disponible en el diseño.

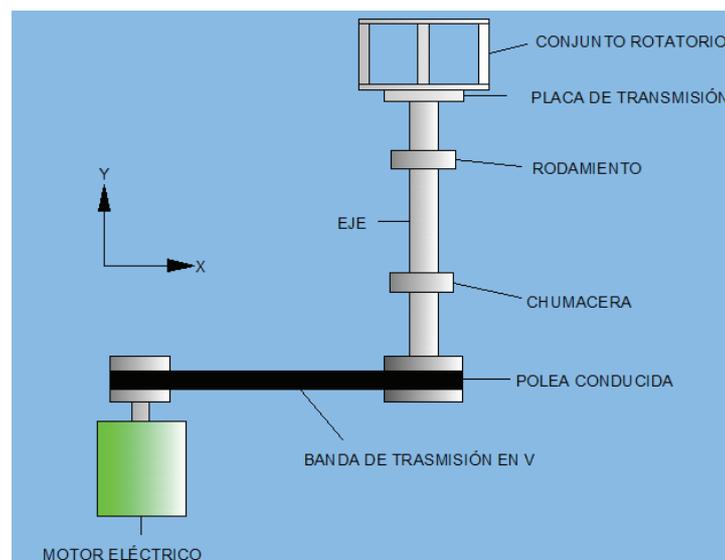
Después se realiza un análisis exhaustivo de las fuerzas y por consiguiente de los esfuerzos a los que está sometido el eje.

Finalmente se decide el material a utilizar, basado en los catálogos de proveedores de acero en donde se indican las diversas aplicaciones de cada uno de los tipos de aceros que distribuyen. Dicho paso es importante en la determinación de la resistencia del eje por fatiga.

#### 4.8.2 ANÁLISIS DE FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE

Para realizar el análisis de fuerzas actuantes es necesario realizar primeramente un esquema básico de todos los elementos que interactúan con el eje así como también de cómo se realiza la transmisión de movimiento desde la fuente en este caso un motor eléctrico hacia la pieza o el ensamble que va a realizar o cumplir con el objetivo de soportar y arrastrar las papas hacia las cuchillas de corte.

Luego de un estudio preliminar se tiene la configuración esquemática presentada en la figura 4.47, de la transmisión de movimiento y de los elementos que interactúan con el eje.



**Figura 4.47** Transmisión de movimiento y elementos en el eje

Una vez realizado el esquema y, tomando como  $Y (+)$  la dirección vertical hacia arriba y  $X (+)$  la dirección horizontal hacia la izquierda; se tienen las siguientes fuerzas que actúan sobre el eje:

##### 4.8.2.1 Conexión motor-eje

1. Va a existir una fuerza horizontal  $F_H$  en  $X (+)$  hacia la izquierda que es la sumatoria de las fuerzas en el lado tensado y en el lado flojo de las bandas,

dichas fuerzas están calculadas anteriormente en el análisis de bandas y poleas.

$F_1 = 178,03 \text{ N}$  (Fuerza en el lado tenso)

$F_2 = 40,97 \text{ N}$  (Fuerza en el lado flojo)

Entonces por consiguiente:

$$F_H = F_1 + F_2 \quad \text{Ec. ( 4.76)}$$

$$F_H = 178,03 \text{ N} + 40,97 \text{ N}$$

$$F_H = 219 \text{ N}$$

2. Existe un torque transmitido desde el motor al eje cuya magnitud es igual a la diferencia entre las fuerzas de las bandas en el lado tensado y en el lado flojo multiplicado por el radio de la polea mayor o conducida cuyo diámetro se determinó en 5 pulg = 127 mm por lo tanto su radio es de 2,5 pulg = 64 mm.

$$T_{eje} = (F_1 - F_2) \times R_{polea \text{ conducida}} \quad \text{Ec. ( 4.77)}$$

$$T_{eje} = (178,03 - 40,97) \text{ N} \times 64 \text{ mm}$$

$$T_{eje} = 8703,31 \text{ N} - \text{mm}$$

#### 4.8.2.2 Conexión eje – polea conducida

La fuerza que soporta el eje es la del peso de la polea y cuya dirección es la de Y (-)

$$P_{polea} = m_{polea} \times g \quad \text{Ec. ( 4.78)}$$

$$P_{polea} = 0,729 \text{ Kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P_{polea} = 7,14 \text{ N}$$

#### 4.8.2.3 Conexión eje – rotor-impulsor

1. Existe una fuerza vertical en la dirección Y ( - ) que es la del peso del rotor-impulsor cuya magnitud es:

$$P_{rotor-impulsor} = masa_{rotor-impulsor} \times g \quad \text{Ec. ( 4.79)}$$

La masa del rotor-impulsor se obtiene del programa INVENTOR 2012 en el cual se realiza el dibujo de este componente eligiendo como material acero inoxidable.

$$masa_{rotor-impulsor} = 6,743 \text{ Kg}$$

Por consiguiente:

$$P_{rotor-impulsor} = (6,743 \text{ Kg}) \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$P_{rotor-impulsor} = 66,15 \text{ N}$$

2. Existe además la fuerza producida por el peso de las papas que ingresan a la máquina en este caso se han realizado las siguientes suposiciones:

- No se considera preliminarmente la fuerza de impacto de la o las papas al momento de introducirlas en la máquina.
- La masa de la papa se considera constante en un extremo del disco del rotor-impulsor, que en realidad es variable ya que en el proceso de rebanado disminuye en magnitud hasta cero (en el caso de una papa) conforme se realiza dicho proceso.
- Se considera que la masa de 4 papas (requerimiento máximo para el proceso) se encuentran en un extremo del disco para obtener una fuerza vertical máxima que actúa sobre el disco.

Entonces se tiene:

$$P_{papas} = m_{papas} \times g \quad \text{Ec. ( 4.80)}$$

Donde:

$$m_{\text{papas}} = 4 \times 0,45 \text{ Kg} = 1,8 \text{ Kg} \text{ (Dato obtenido experimentalmente)}$$

$$g = \text{fuerza de gravedad} \text{ (9,8 m/s}^2\text{)}$$

Reemplazando en la ecuación anterior:

$$P_{\text{papas}} = 1,8 \text{ Kg} \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$\mathbf{P_{\text{papas}} = 17,64 \text{ N}}$$

3. La manzana de conexión entre el eje y el rotor-impulsor también tiene un peso a considerar, se realiza el dibujo de la misma en Inventor para obtener la masa y se obtiene:

$$P_{\text{manzana}} = 1,19 \text{ Kg} \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$\mathbf{P_{\text{manzana}} = 11,67 \text{ N}}$$

4. La fuerza de las papas en un extremo del disco produce un momento flexionante en el eje cuya magnitud es igual al peso de las papas multiplicado por el radio del disco del rotor-impulsor:

$$M_{\text{flexionante}} = P_{\text{papas}} \times R_{\text{disco rotatorio}} \quad \mathbf{Ec. (4.81)}$$

En donde:

$$R_{\text{disco rotatorio}} = 170 \text{ mm} \text{ que se obtuvo en el literal 4.3.2.}$$

Por consiguiente:

$$M_{\text{flexionante}} = 17,64 \text{ N} \times 170 \text{ mm}$$

$$\mathbf{M_{\text{flexionante}} = 3000 \text{ N} - \text{mm}}$$

De esta forma se han analizado todas las fuerzas que actúan sobre el eje para su posterior análisis de influencia en el diseño del mismo.

Cabe señalar que las fuerzas analizadas en los puntos 1, 2 y 3 inciden principalmente en el cálculo y selección del rodamiento que va asentado en el eje y que se lo realiza más adelante.

### 4.8.3 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE Y CÁLCULO DE REACCIONES

#### 4.8.3.1 Diagrama de cuerpo libre con las fuerzas actuantes

Se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del eje colocando primeramente todas las fuerzas analizadas en el punto anterior. Para luego realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, que sirven para obtener los valores de cortante y flexión máximos, sobre todo este último que es el que generalmente gobierna el diseño del eje.

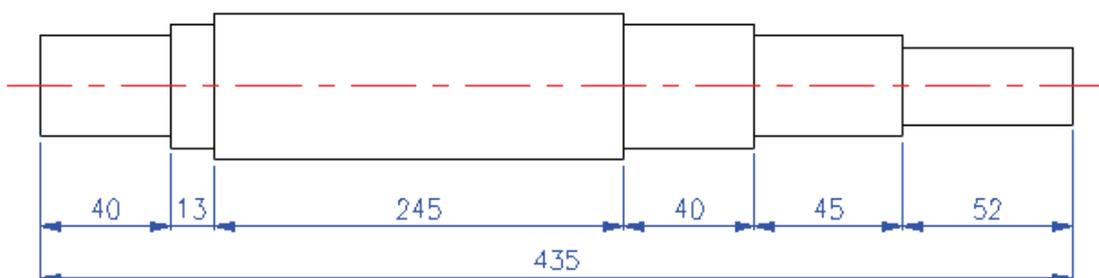
Se tienen los siguientes datos preliminares calculados anteriormente para establecer el dimensionado longitudinal del eje:

Ancho de la polea: 52 mm

Ancho del rodamiento: 13 mm (por espacio disponible)

Asiento de la chumacera: 40 mm

En la figura 4.48 se muestra la configuración preliminar del eje para permitir el posterior análisis de fuerzas actuantes.



**Figura 4.48** Distancia asumidas para el cálculo del eje

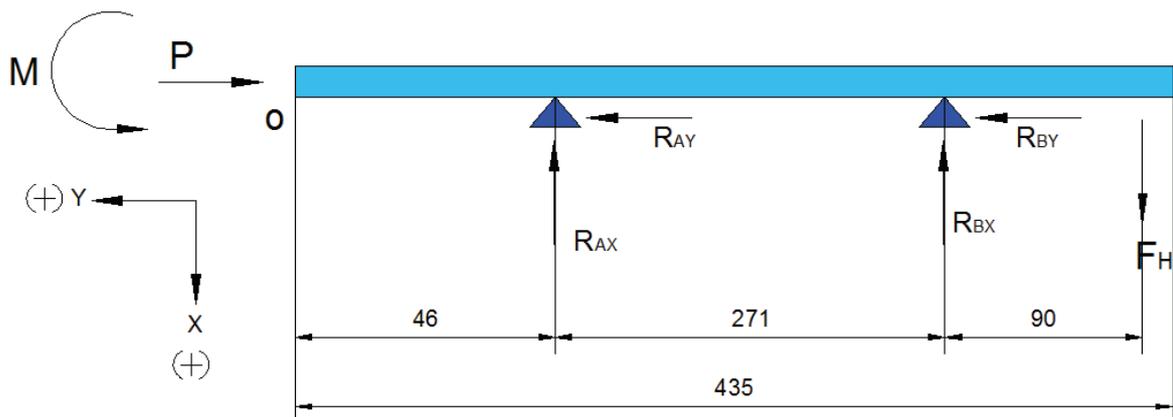
Además en la figura 4.49, se realiza una representación esquemática con todas las fuerzas que intervienen, donde se pueden apreciar las reacciones a calcularse en el centro de los apoyos, y las fuerzas actuantes ya analizadas y que se presentan nuevamente a continuación:

$$F_H = 219 \text{ N}$$

$$P = P_{\text{conjunto rotatorio}} + P_{\text{polea}} + P_{\text{manzana}} = 66,15 \text{ N} + 7,14 + 17,64 = 90,93 \text{ N}$$

$$M = M_{\text{flexionante}} = 3000 \text{ N} - \text{mm}$$

### Plano xy



**Figura 4.49** Fuerzas presentes en el eje

#### 4.8.3.2 Determinación de reacciones

$$\sum F_x = 0$$

$$F_H - R_{Ax} - R_{Bx} = 0$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} = 219 \text{ N} \quad \text{Ec. ( 4.82)}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$RAy + RBy - P = 0$$

$$RAy + RBy = P$$

$$RAy + RBy = 90,93 \text{ N} \quad \text{Ec. ( 4.83)}$$

$$\sum M o = 0$$

$$RAx (46) + RBx(317) - F(407) + M = 0$$

$$RAx = \frac{F(407) - RBx (317) - M}{46} \quad \text{Ec. ( 4.84)}$$

Reemplazando la ecuación (4.84) en la (4.82):

$$\frac{F(407) - RBx (317) - M}{46} + RBx = 219 \text{ N}$$

$$F(407) - RBx (317) - M + 46 RBx = 10074$$

$$RBx = \frac{F(407) - 10074 - M}{271}$$

$$RBx = \frac{219(406) - 10074 - 3000}{271}$$

$$RBx = 280,66 \text{ N}$$

Y por tanto de la ecuación (4.82):

$$RAx = 219 - 280,66$$

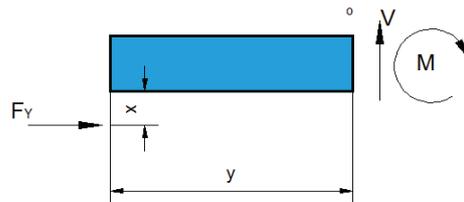
$$RAx = -61,66 \text{ N}$$

#### 4.4.3.3 Determinación de los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante

Para la construcción de estos diagramas es necesario dividir al eje en varios tramos y analizar las fuerzas actuantes en cada uno de ellos para finalmente determinar la fuerza cortante y momento flexionante máximos que actúan en el eje, en las figuras

4.50, 4.51 y 4.52 se muestran estas secciones con las dimensiones representadas en la figura 4.49.

a)  $0 < x < 46$



**Figura 4.50** Tramo del eje correspondiente de 0 a 46mm

$$\sum F_x = 0$$

$$V = 0$$

$$\sum M_o = 0$$

$$-M + Fy * x = 0$$

$$M = 17,64 N \times 170 mm$$

$$\mathbf{M = - 3000 N - mm}$$

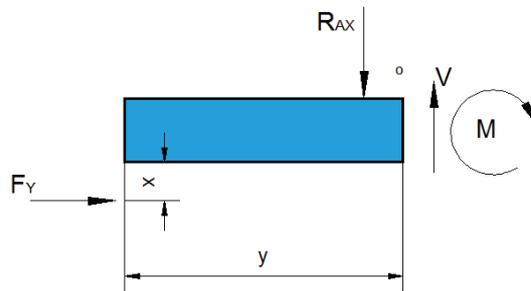
b)  $46 < x < 317$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} - V = 0$$

$$V = R_{Ax}$$

$$\mathbf{V = 61,66 N}$$



**Figura 4.51** Tramo del eje correspondiente de 46 a 317mm

$$\sum M_o = 0$$

$$Fy * x + R_{ax}(y - 46) - M = 0$$

$$M = Fy * x + R_{ax}(y - 46) = 0$$

$$M = 3000 + 61,66(y - 46) \quad \text{Ec. ( 4.85)}$$

Puntos de la gráfica

$$M_{(46)} = 3000 + 61,66(46 - 46) = 3000 \text{ N} - \text{mm}$$

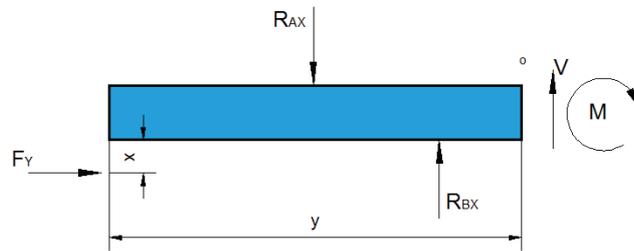
$$M_{(317)} = 3000 + 61,66(317 - 46) = 19710 \text{ N} - \text{mm}$$

c)  $317 < x < 407$

$$\sum Fx = 0$$

$$V = R_{Ax} - R_{Bx}$$

$$V = 61,66 - 280,67 = -219,01 \text{ N}$$



**Figura 4.52** Tramo del eje correspondiente de 317 a 407 mm

$$\sum M_o = 0$$

$$F * x + R_{Ax}(y - 46) - R_{Bx}(y - 317) - M = 0$$

$$M = F * x + R_{Ax}(y - 46) - R_{Bx}(y - 317)$$

$$M = 3000 + 61,66(y - 46) - 280,66(y - 317) \quad \text{Ec. ( 4.86)}$$

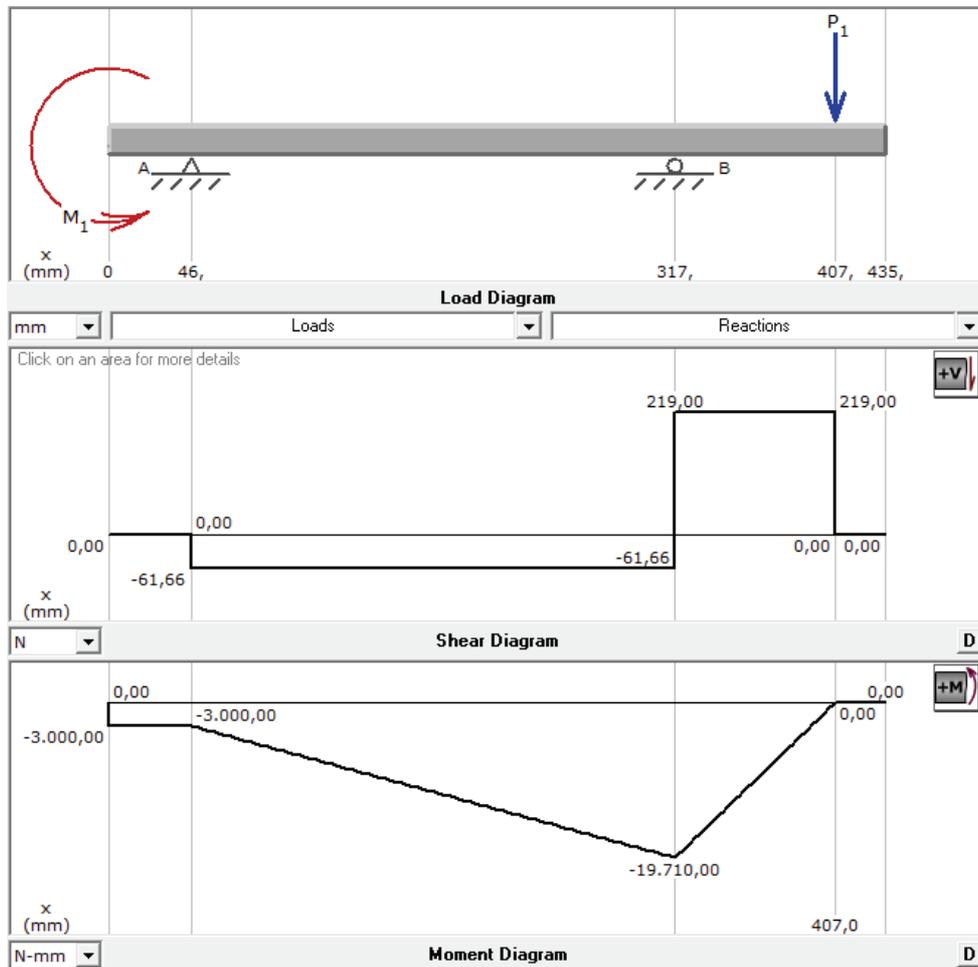
Puntos de la gráfica:

$$M_{(317)} = 3000 + 61,66(317 - 46) - 280,66(317 - 317) = 19710 \text{ N} - \text{mm}$$

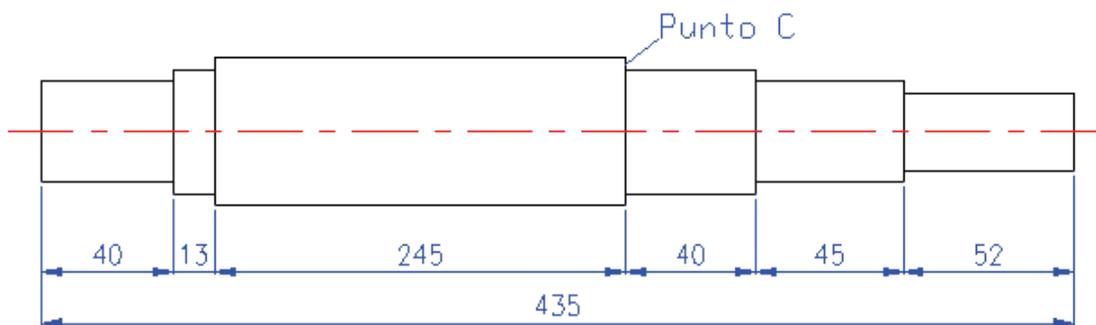
$$M_{(407)} = 3000 + 61,66(407 - 46) - 280,66(407 - 317) = 0 \text{ N} - \text{mm}$$

Utilizando el programa MD – Solid se tienen los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante que se muestran en la figura 4.53.

Como se observa el máximo momento se obtiene en el centro del asiento de la chumacera, por tanto, se realiza el análisis en el punto crítico donde puede ocurrir la falla por fatiga, en este caso es en el escalón del asiento (punto C de la figura 4.54) correspondiente a una distancia de 298 mm con respecto al extremo izquierdo.



**Figura 4.53** Diagramas de fuerza cortante y momento flexionante en el eje



**Figura 4.54** Punto crítico en el eje a ser analizado

Entonces, utilizando la ecuación **(4.85)** se tiene que:

$$M = 3000 + 61,66(y - 46)$$

$$M_{(298)} = 3000 + 61,66 (298 - 46) = 18538,32 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_{(C)} = 18538,32 \text{ N} - \text{mm}$$

Finalmente, los datos necesarios para el cálculo del eje son: el momento flexionante máximo recientemente calculado, la fuerza axial P y el torque suministrado por el motor eléctrico al eje de la máquina obtenido en el literal 4.8.2.1, estos valores se presentan a continuación en los dos sistemas de unidades de medida.

$$M_C = 18538,32 \text{ N} - \text{mm} \times \frac{8,85 \text{ lb} - \text{pulg}}{1 \text{ N} - \text{m}} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = \mathbf{164,064 \text{ lb} - \text{pulg}}$$

$$P = 90,93 \text{ N} \times \frac{1 \text{ lb}}{4,45 \text{ N}} = \mathbf{20,43 \text{ lb}}$$

$$T_{eje} = 8703,31 \text{ N} - \text{mm} \times \frac{8,85 \text{ lb} - \text{pulg}}{1 \text{ N} - \text{m}} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = \mathbf{77,024 \text{ lb} - \text{pulg}}$$

#### **4.8.4 CÁLCULO DEL EJE POR RESISTENCIA A LA FATIGA**

Se realiza el análisis del eje considerando la fatiga, dicho análisis es el más adecuado debido a que en el eje se tienen esfuerzos fluctuantes que actúan en el tiempo, como es el caso del esfuerzo producido por el momento flexionante cuyo efecto varía entre tensión y compresión en cada revolución del eje.

Se selecciona un acero Bohler AISI 1045 cuyas especificaciones y propiedades se las puede observar en el ANEXO E, pero se señalan para el análisis las dos más importantes en la tabla 4.10.

**Tabla 4.10** Propiedades principales del acero AISI 1045

<b>ACERO AISI 1045</b>			
Límite de fluencia	Sy	340 N-mm <sup>2</sup>	49312,92 PSI
Resistencia última	Sut	650 N-mm <sup>2</sup>	94274,7 PSI

**Fuente:** Catálogo de aceros Bohler

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

#### 4.8.4.1 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Se determina primeramente la resistencia a la fatiga mediante la ecuación (4.33):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

##### 4.8.4.1.1 Factor de superficie (K<sub>a</sub>)

El factor de superficie se lo obtiene mediante la ecuación (4.27):

$$k_a = a * Sut^{-b}$$

Donde; a y b, tomando en cuenta que la superficie es maquinada, se obtiene en el literal 4.4.1.2.1.

Trabajando con las unidades en Kpsi se tiene:

$$a=2,7 \text{ Kpsi} \quad \text{y} \quad b = - 0,265$$

Y por consiguiente:

$$k_a = 2,7 * Sut^{-0,265}$$

Calculando para el valor de Sut = 94,275 Kpsi (Tabla 4.10)

$$k_a = 2,7 * Sut(94,275)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,81$$

#### 4.8.4.1.2 Factor de tamaño ( Kb)

El factor de tamaño según la ecuación (4.28) es:

$$kb = \left( \frac{d}{0,3} \right)^{-0,107}$$

Para diámetros menores que 2 pulg.

Estableciendo, como primera aproximación, se supone

$$kb = 1$$

ya que no se conoce el diámetro.

#### 4.8.4.1.3 Factor de confiabilidad ( Kc )

Tomando en cuenta una confiabilidad del 50% <sup>30</sup> se tiene:

$$Kc = 1$$

#### 4.8.4.1.4 Factor de temperatura (Kd)

El factor de temperatura es:

$$Kd = 1 \quad \text{para temperaturas} < 450 \text{ } ^\circ\text{C.} \quad ^{31}$$

#### 4.8.4.1.5 Factor de concentración de esfuerzos ( Ke)

Este factor se lo toma en cuenta en el análisis y cálculo del eje ya que es necesario establecer las relaciones entre los diámetros a calcularse en este elemento.

#### 4.8.4.1.6 Factor de efectos diversos ( Kf)

Se lo considera como  $Kf = 1$

#### 4.8.4.2 Límite de resistencia a la fatiga de la probeta rotatoria

Considerando material dúctil y según la ecuación (4.32):

<sup>30</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 4ta edición; 1983; México; Tabla 7-7 pág.319

<sup>31</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 4ta edición; 1983; México; pág.321

$$S'_e = 0.5S_{ut}, \text{ si } S_{ut} \leq 200\text{kpsi}$$

Entonces:

$$S'_e = 0.5 (94,275)$$

$$S'_e = 47,13 \text{ Kpsi}$$

Por tanto reemplazando los factores en la ecuación (4.33) se tiene:

$$S_e = (0,81)(1)(1)(1)(1)(47,13)$$

$$S_e = 38,1753 \text{ Kpsi}$$

#### 4.8.4.3 Fórmula de cálculo del diámetro considerando la fatiga.

Luego de realizar el análisis y calcular los factores la resistencia a la fatiga, se determina el diámetro escogiendo cualquiera de las teorías de falla que se han investigado para el diseño de ejes de transmisión<sup>32</sup>.

De acuerdo a la teoría de ED- Gerber se tiene para el diámetro:

$$d = \left\{ \frac{8 n A}{\pi S_e} \left[ 1 + \left| 1 + \left( \frac{2 B S_e}{A S_{ut}} \right)^2 \right|^{1/2} \right] \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. ( 4.87)}$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(k_f * M_a)^2 + 3(k_{fs}T_a)^2} \quad \text{Ec. ( 4.88)}$$

$$B = \sqrt{4(k_f * M_m)^2 + 3(k_{fs}T_m)^2} \quad \text{Ec. ( 4.89)}$$

Con  $M_m=0$  y  $T_a=0$  que es lo que sucede en los ejes de transmisión se tiene:

$$A = \sqrt{4(k_f * M_a)^2} \quad \text{Ec. ( 4.90)}$$

<sup>32</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 356

$$B = \sqrt{3(k_{fs}T_m)^2} \quad \text{Ec. ( 4.91)}$$

#### 4.8.4.4 Cálculo del diámetro

Debido a que los factores de concentración de esfuerzos son funciones del diámetro y se desconocen al inicio del cálculo, se realiza una primera estimación con valores tabulados en tablas.

Asumiendo:

$$(K_t = 1.7, K_{ts} = 1.5)^{33}$$

$$K_f = K_t, K_{fs} = K_{ts}$$

Se calculan primeramente los valores de A y B dados por las ecuaciones (4.90) y (4.91), y conociendo además que:

$$M_c = 164,064 \text{ lb} - \text{pulg} = M_a$$

$$T_{eje} = 77,024 \text{ lb} - \text{pulg} = T_m$$

$$A = \sqrt{4(1,7 \times 164,064)^2}$$

$$A = 587,8176$$

$$B = \sqrt{3(1,5 \times 77,024)^2}$$

$$B = 200,1142$$

Reemplazando en la ecuación (4.87) los valores de  $S_e$ ,  $S_{ut}$ , A y B obtenidos anteriormente y considerando un factor de seguridad de 5, se tiene:

---

<sup>33</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 361

$$d = \left\{ \frac{8 (5) (587,8176)}{\pi (38151,73)} \left[ 1 + \left| 1 + \left( \frac{2 (200,1142) (38151,73)}{(587,8176) (94275)} \right)^2 \right|^{1/2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,72 \text{ pulg}$$

Ahora se verifica este resultado siguiendo el procedimiento especificado en el libro de diseño de máquinas de Shigley<sup>34</sup>.

Todas las estimaciones fueron conservativas se escoge un diámetro menor:

$$d = 0,7 \text{ pulg}$$

Una relación típica para el soporte y el hombro es:  $(D/d)=1,2$

Entonces:

$$D = (1,2) (0,72) = 0,84 \text{ in.}$$

Se escoge  $D = 0,85$

Se verifica si las suposiciones son aceptables:

$$D/d = 0,85/0,72 = 1,21$$

Asumiendo un radio de filete  $r = d/10 \sim 0,07 \text{ in.}$   $r/d = 0,1$

Del ANEXO F se obtienen:

$$K_t = 1.62 \quad (\text{Fig. A-15-9}),$$

$$q = 0.82 \quad (\text{Fig. 6-20})$$

Reemplazando  $K_t$  y  $q$  en la ecuación **(4.31)**:

$$K_f = 1 + 0.83 (1,43 - 1)$$

$$K_f = 1,51$$

---

<sup>34</sup> SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8va edición; 2000; México; pág. 362

Ahora se obtienen del ANEXO F los valores de:

$$K_{ts} = 1.35 \quad (\text{Fig. A-15-8})$$

$$q_s = 0,93 \quad (\text{Fig. 6-21})$$

Reemplazando estos valores en la ecuación **(4.92)** se tiene:

$$k_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad \text{Ec. ( 4.92)}$$

$$K_{fs} = 1 + 0,93(1.35 - 1) = 1.3255$$

Se verifica el límite de resistencia a la fatiga con el diámetro calculado:

$$k_a = 0.81 \text{ (no cambia)}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = \left(\frac{0,7}{0,3}\right)^{-0,107} = 0,9133$$

Por lo tanto de la ecuación **(4.33)**:

$$S_e = (0.8)(0.9133)(0.5)(94275) = 34845,02 \text{ psi}$$

Ahora se verifica el diámetro tomando en cuenta el factor de seguridad considerado mediante la siguiente expresión:

$$\frac{1}{nf} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad \text{Ec. ( 4.93)}$$

Siendo:

$$\sigma'_a = \frac{32 K_f M a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. ( 4.94)}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16 K_{fs} T m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. ( 4.95)}$$

Reemplazando valores en las ecuaciones recién descritas:

$$\sigma'_a = \frac{32 Kf Ma}{\pi d^3} = \frac{32 (1,51) (164,064)}{\pi (0,7)^3} = 7349,128 \text{ psi}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16 Kfs Tm}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[ 3 \left( \frac{16 (1,3255) (77,024)}{\pi (0,7)^3} \right)^2 \right]^{1/2} = 2625,68 \text{ psi}$$

$$\frac{1}{nf} = \frac{\sigma'_a}{Se} + \frac{\sigma'_m}{Sut}$$

$$\frac{1}{nf} = \frac{7349,128}{34845,02} + \frac{2625,68}{94275} = 0,2387$$

$$nf = 4,18$$

Se observa que el factor de seguridad  $nf$  es menor al valor escogido de 5 por lo que se realiza un proceso iterativo con el mismo procedimiento empleado cambiando el valor de  $Kb$  y por consiguiente del diámetro hasta que el factor de seguridad nos dé un valor cercano o mayor a 5.

Estos resultados se tabulan en la tabla 4.11.

**Tabla 4.11** Cálculo del diámetro del eje

EJE		
Sy	49312,92	49312,92
Sut	94274,7	94274,7
ka	0,809374	0,809374
kb	1	0,8
kc	1	1
kd	1	1
ke	1	1
kf	1,7	1,7
kfs	1,5	1,5

.../

**Tabla 4.11** Cálculo del diámetro del eje (continuación)

kt	1,7	1,7
kts	1,5	1,5
Se'	47137,35	47137,35
T	77,024	77,024
M	164,064	164,064
Se	38151,73	30521,38
n	5	5
A	557,8176	557,8176
B	200,1142	200,1142
d (in)	0,724322	0,778378
d (mm)	18,39778	19,7708
<b>COMPROBACIÓN</b>		
d escogido (in)	0,7	1,1
d escogido (mm)	17,78	27,94
D/d	1,2	1,2
D	0,84	1,2
D ajustado	0,85	1,5
D/d ajustado	1,214286	1,5
r=d/10	0,07	0,1
r/d	0,1	0,1
kt	1,62	1,68
q	0,82	0,82
kf	1,5084	1,5576
kts	1,35	1,42
qs	0,93	0,93
kfs	1,3255	1,3906
kb	0,913327	0,879128
Se	34845,02	33540,24
$\sigma'_a$	7349,128	2602,971
$\sigma'_m$	2625,684	944,8417
1/nf	0,23876	0,08763
nf	4,188299	6,41167

Fuente: Propia

Elaborado: Diego Meneses, Luis Vilca

Se verifica la fluencia con la ecuación:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} > \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} \quad \text{Ec. ( 4.96)}$$

$$n_y > \frac{49312,92}{2602,971 + 944,8417} = 13,89$$

Se escoge el diámetro para el eje donde se sitúa la chumacera de 30 mm el mismo diámetro se establece en el asiento del rodamiento.

$$\text{Diámetro del hombro} = 1,2 \times 30 \text{ mm} = 36 \text{ mm}$$

Para el diámetro del eje donde van asentada la manzana se toma en cuenta preliminarmente los valores típicos de cambio de sección que es de 1,15.

$$D_{\text{manzana}} = 30/1,15 = 26 \text{ mm}$$

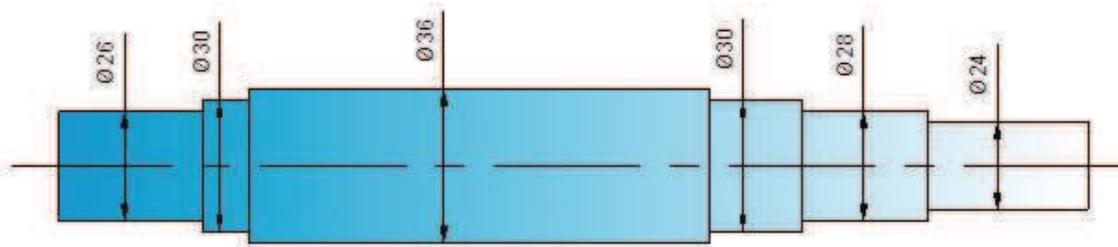
Luego existe un cambio de sección cuyo diámetro facilita el montaje de la chumacera por tanto se deja una holgura de 2mm para este fin, por lo cual:

$$D_{\text{montaje chumacera}} = 28 \text{ mm}$$

Finalmente para la sección donde va asentada la polea se utiliza también 1,15 para el cambio de sección:

$$D_{\text{polea}} = 28/1,15 = 24 \text{ mm}$$

En la figura 4.55 se presenta un esquema del eje con todos los diámetros calculados.



**Figura 4.55** Diámetros calculados en el eje

## 4.9 DISEÑO DE LENGUETAS

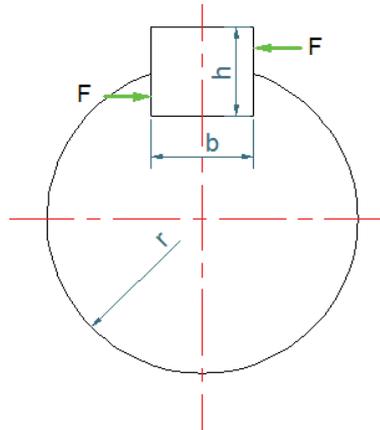
### 4.9.1 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO DE LENGUETAS

La distribución de los esfuerzos en la superficie de las lengüetas es muy complicado ya que, depende del ajuste de la lengüeta con las ranuras del eje y del cubo en los cuales existen fuerzas distribuidas.

Además las tensiones no son uniformes a lo largo de la lengüeta en dirección axial, siendo máximas en los extremos. Como consecuencia de las muchas indeterminaciones, generalmente no puede hacerse un estudio exacto de las tensiones. Los ingenieros suponen usualmente que todo el par es absorbido por una fuerza tangencial  $F$  situada en la superficie del eje.

Las tensiones de cortadura y de compresión en la lengüeta se calculan a partir de la fuerza  $F$  y se emplea un coeficiente de seguridad suficientemente grande.

El diseño de estos elementos puede basarse en los esfuerzos cortantes y de compresión producidos en la lengüeta como resultado del momento de torsión transmitido. Las fuerzas que actúan sobre la lengüeta se muestran en la figura 4.56.



**Figura 4.56** Fuerzas actuantes en la lengüeta

## 4.9.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA LENGUETA

Para el caso de la rebanadora de papas se tienen que escoger las lengüetas en dos ubicaciones:

1. En donde va asentada la polea.
2. En la manzana de acople del eje con el rotor-impulsor.

### 4.9.2.1 Cálculo de la lengüeta para la polea

#### 4.9.2.1.1 Torque

Primeramente se considera el torque transmitido en el eje.

En el literal 4.8.2.1 se determina esto y cuyo valor es:

$$T_{eje} = 8,703 \text{ N} - m$$

#### 4.9.2.1.2 Fuerza tangencial

$$F = \frac{T}{r} \quad \text{Ec. ( 4.97)}$$

Siendo:

T: Torque

F: la fuerza tangencial que se supone se encuentra en la superficie del eje

r: es el radio del eje donde va asentado el elemento.

De la ecuación (4.97) se calcula la fuerza tangencial, tomando en cuenta que el diámetro donde va asentada la polea es de 24 mm:

$$F = \frac{8,703 \text{ N} \cdot \text{m}}{\frac{0,024}{2} \text{ m}}$$

$$F = 725,25 \text{ N}$$

#### 4.9.2.1.3 Esfuerzo por aplastamiento

La resistencia al aplastamiento se determina con un área igual a la mitad de la cara de la lengüeta.

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{F}{\frac{h}{2} * l} = \frac{2F}{hl}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y hl}{2F}$$

$$l = \frac{2nF}{S_y h}$$

**Ec. ( 4.98)**

Donde:

S<sub>y</sub>: resistencia a la fluencia (N/mm<sup>2</sup>)

n: es el factor de seguridad y

l: es la longitud de la lengüeta

Se utiliza un acero AISI 1045 con una  $S_y = 340 \text{ N/mm}^2$  de acuerdo a la tabla 4.10. Se escoge un factor de seguridad de  $n = 3$  y mediante la tabla de la figura 4.57 de valores estándar para lengüetas, se selecciona de acuerdo al diámetro una lengüeta rectangular de  $b=8$  y  $h=7$ .

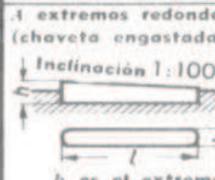
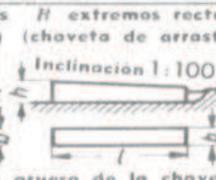
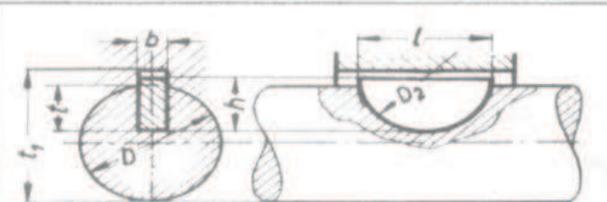
Chavetas y lengüetas										
Chavetas y chavetas embutidas Unión de presión por cuña DIN 6886 (Dic. 67)				Chaveta de disco Unión de arrastre sin apriete DIN 6888 (Agos.56)						
<i>H</i> extremos rectos (chaveta de arrastre) Inclinación 1:100 		<i>H</i> extremos rectos (chaveta de arrastre) Inclinación 1:100 								
Design. d. una chaveta: forma A; ancho $b = 20 \text{ mm}$ ; altura $h = 12 \text{ mm}$ ; long. $l = 125 \text{ mm}$ ; material St 60 Chav. A 20x12x125 DIN 6886				Designación de una lengüeta de $b = 4, h = 5$ : Chaveta de disco 4 x 5 DIN 6888						
Para ejes de	Chaveta anch. x alt.	Profund. del chavetero del eje	Profund. del chavetero del cubo	Para ejes de	Lengüeta				Prof. chavetero eje	Profund. chav. cubo
$D$	$b \times h$	$t_1$	$t_2$	$D$	Ancho $b$	Altura $h$	Longitud $l$	Lengüeta $D_2$	$t$	$t_1$
10...12	4 x 4	2,5 +0,1	1,2 +0,1	6...8	2	2,6	6,76	7	1,8	$D + 1$
12...17	5 x 5	3 +0,1	1,7 +0,1			3,7	9,66	10	2,9	
17...22	6 x 6	3,5 +0,1	2,2 +0,1	8...10	3	3,7	9,66	10	2,5	$D - 1,4$
22...30	8 x 7	4 +0,2	2,4 +0,2			5	12,65	13	3,8	
30...38	10 x 8	5 +0,2	2,4 +0,2	10...12	4	6,5	15,72	16	5,3	$D - 1,7$
38...44	12 x 8	5 +0,2	2,4 +0,2			5	12,65	13	3,5	
44...50	14 x 9	5,5 +0,2	2,9 +0,2	12...17	5	6,5	15,72	16	5,0	$D - 1,7$
50...58	16 x 10	6 +0,2	3,4 +0,2			7,5	18,57	19	6,0	
58...65	18 x 11	7 +0,2	3,4 +0,2	12...17	5	6,5	15,72	16	4,5	$D - 2,2$
65...75	20 x 12	7,5 +0,2	3,9 +0,2			7,5	18,57	19	5,5	
						9	21,63	22	7,0	

Figura 4.57 Dimensiones normalizadas de chavetas y lengüetas

Entonces:

$$l = \frac{2(3)(725,25 \text{ N})}{340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 7 \text{ mm}}$$

$$l = 2 \text{ mm}$$

#### 4.9.2.1.4 Esfuerzo por corte

La falla por corte a través del área  $b \times l$  origina un esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{F}{b * l} = \frac{F}{bl}$$

Por la teoría de la energía de la distorsión la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y$$

El factor de seguridad de la resistencia al cortante es:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

Reemplazando la expresión del esfuerzo cortante  $\tau$  :

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{S_{sy}bl}{F}$$

$$l = \frac{nF}{S_{sy}b} \quad \text{Ec. ( 4.99)}$$

Donde  $l$  es la longitud de la lengüeta.

Primero se calcula la resistencia al cortante con la ecuación:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 \left( 340 \frac{N}{mm^2} \right) = 196,18 \frac{N}{mm^2}$$

Reemplazando en la ecuación (4.99):

$$l = \frac{3 \times (725,25 \text{ N})}{\left(196,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) (8\text{mm})}$$

$$l = 1,34 \text{ mm}$$

Se tiene entonces las características de la lengüeta es de  $b=8$ ,  $h=7$  y la longitud debe ser máximo 1,5 veces el diámetro del eje (24mm), es decir:

$$L_{max} = 1,5 d_{eje-polea}$$

$$L_{max} = 1,5 (24 \text{ mm})$$

$$L_{max} = 36 \text{ mm}$$

La mayor sollicitación ocurre por aplastamiento por lo que la longitud requerida es de 2 mm, que es un valor muy pequeño para obtener por mecanizado y se considera una longitud de 35 mm que se encuentra dentro del rango de la lengüeta escogida.

#### 4.9.2.2 Cálculo de la lengüeta para la manzana de acople

El torque transmitido es el mismo considerado en el cálculo anterior:

$$T_{eje} = 8,703 \text{ N} - m$$

Utilizando la ecuación **(4.97)** se calcula la fuerza tangencial, tomando en cuenta que el diámetro donde va asentada la manzana es de 26 mm:

$$F = \frac{8,703 \text{ N} - m}{\frac{0,026}{2} \text{ m}}$$

$$F = 669,5 \text{ N}$$

- **Esfuerzo por aplastamiento**

Igualmente se utiliza la ecuación (4.98), y se escoge las mismas propiedades del acero, además del factor de seguridad de  $n = 3$ . Para un eje de 26 mm se tiene las mismas dimensiones de la lengüeta, es decir  $b=8$  y  $h=8$ .

Entonces:

$$l = \frac{2(3)(669,5 \text{ N})}{340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 7 \text{ mm}}$$

$$l = 1,5 \text{ mm}$$

- **Esfuerzo por corte**

Igualmente se calcula la resistencia al cortante con la ecuación:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 \left( 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) = 196,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Reemplazando en la ecuación (4.99):

$$l = \frac{3 \times (669,5 \text{ N})}{\left( 196,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) (8 \text{ mm})}$$

$$l = 1,3 \text{ mm}$$

La longitud debe ser máximo 1,5 veces el diámetro del eje (26mm), es decir:

$$L_{max} = 1,5 d_{eje-manzana}$$

$$L_{max} = 1,5 (26 \text{ mm})$$

$$L_{max} = 39 \text{ mm}$$

De forma similar la mayor sollicitación ocurre por aplastamiento por lo que la longitud requerida es de 1,5 mm, que es un valor más pequeño aún que el valor antes calculado, por razones de espacio en el eje se considera una longitud de 30 mm que se encuentra dentro del rango de la lengüeta escogida.

Por lo tanto las lengüetas escogida para ambos acoples son rectangulares de dimensiones  $b=8$  mm y  $h=7$  mm, con las siguientes longitudes:

$$L_{\text{lengüeta polea}} = 35 \text{ mm}$$

$$L_{\text{lengüeta manzana}} = 30 \text{ mm}$$

## 4.10 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO Y DE LA CHUMACERA

### 4.10.1 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

La selección se la realiza a partir del manual de rodamientos KOYO (edición 2000), se utilizan los cálculos realizados sobre diámetros de asiento en el eje, las reacciones en dichos apoyos y las fuerzas actuantes.

Se elige un rodamiento rígido de bolas ajustado o fijo como el que muestra en la figura 4.58.



**Figura 4.58** Rodamiento de bolas

#### 4.10.1.1 Cálculos y selección

Los datos que se tienen de las fuerzas son:

$$F_a = 90,93 \text{ N}$$

$$F_r = 61,66 \text{ N}$$

Obtenidas en los literales 4.8.3.1 y 4.8.3.2 respectivamente.

#### 4.10.1.1.1 Factor de esfuerzos dinámicos equivalente

La carga radial dinámica equivalente de un rodamiento sometido a cargas radiales y axiales constantes simultáneas puede obtenerse de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$P = X F_r + Y F_a \quad (KN) \quad \text{Ec. ( 4.100)}$$

Donde:

P: es la carga radial dinámica equivalente (N)

X: factor radial

Y: factor axial

Fr: carga radial (N)

Fa: carga axial (N)

Debido a la disposición del rodamiento, este elemento soporta una carga axial despreciable en comparación con la carga radial; es decir, el valor de  $F_a$  está mayormente soportada por la chumacera que va ubicada en la parte inferior del eje.

Entonces, de la ecuación **(4.100)**:

$$P = F_r = 61,66 \text{ N}$$

Se establece que la máquina trabaja 8 horas diarias, por lo que se toma de 20000 a 30000 horas de servicio (ANEXO G).

#### 4.10.1.1.2 Fórmula para el cálculo de la vida

$$L_h = \left(\frac{C_e}{P}\right)^p \times \frac{16667}{n} \quad \text{Ec. ( 4.101)}$$

Siendo:

$L_h$ : Vida en horas

$C_e$ : capacidad de carga dinámica básica efectiva.

$P$ : la carga radial (o axial) equivalente (N).

$p = 3$  para rodamientos de bolas.

$p = 10/3$  para rodamientos de rodillos.

Entonces de la ecuación (4.101) se despeja el valor de  $C$  y se obtiene:

$$C = P \times \left(\frac{n \times L_h}{16667}\right)^{\frac{1}{p}}$$

Reemplazando los valores de:

$n = 450$  rpm, revoluciones a las cuales gira el eje.

$L_h = 30000$  h

$p = 3$  para rodamientos de bolas

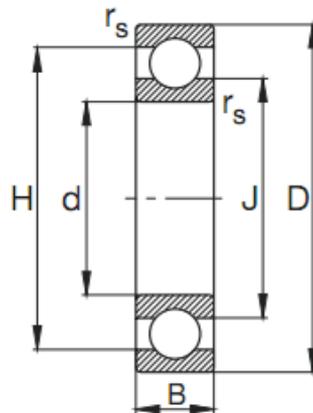
$$C = 61,66 \times \left(\frac{450 \times 30000}{16667}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 574,77 \text{ N}$$

Por lo tanto se necesita un rodamiento con una capacidad de carga dinámica mayor que 574,77 N.

Entrando al manual de selección de rodamientos se escoge para un eje de 30 mm de diámetro el rodamiento KOYO 6006, cuyas dimensiones principales son:

$D = 55$  mm,  $d = 30$  mm,  $B = 13$  mm que se detallan en la figura 4.59.

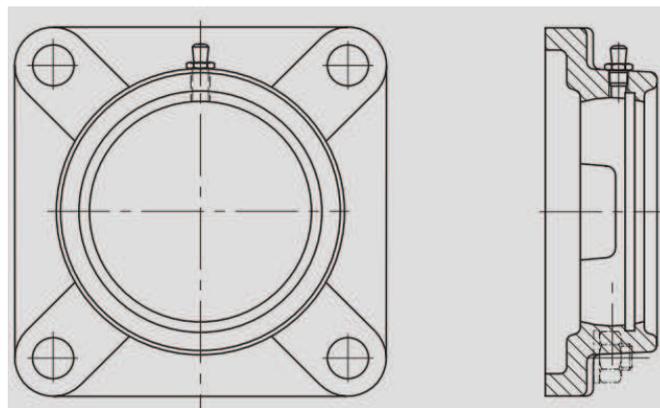


**Figura 4.59** Dimensiones del rodamiento utilizado

#### 4.10.2 SELECCIÓN DE LA CHUMACERA

Debido a la disposición vertical del eje es indispensable tomar en cuenta los efectos de la fuerza axial que actúa sobre el eje, y que debe ser soportada por la chumacera.

El tipo de chumacera a emplear es la de pared debido a que se dispone de una placa circular para el asiento de la misma. En la figura 4.60 se visualiza la forma de la chumacera escogida.



**Figura 4.60** Forma de la chumacera elegida

#### 4.10.2.1 Cálculos y selección

Los datos que se tiene de las fuerzas en el asiento del rodamiento de la chumacera son:

$$F_a = 90,93 \text{ N}$$

$$F_r = 280,66 \text{ N}$$

Obtenidas en los literales 4.8.3.1 y 4.8.3.2 respectivamente.

Entonces, se asume en la ecuación **(4.100)**:

$$P = F_r = 280,66 \text{ N}$$

De la ecuación **(4.101)** se despeja el valor de C y usando la carga P obtenida se tiene:

$$C = P \times \left( \frac{n \times L_h}{16667} \right)^{\frac{1}{p}}$$

$$C = 280,66 \times \left( \frac{450 \times 30000}{16667} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 2616,21 \text{ N}$$

Por lo tanto se necesita un rodamiento para la chumacera con una capacidad de carga dinámica mayor que 2616,21 N.

Entrando al manual de selección de rodamientos se escoge para un eje de 30 mm de diámetro el rodamiento UC 206.

En el ANEXO G se presentan las especificaciones en cuanto a dimensiones y capacidad de carga dinámica del rodamiento de la chumacera.

En la tabla 4.12 se exponen los datos más relevantes para la selección.

**Tabla 4.12** Capacidad de carga del rodamiento acoplable

Diámetro del eje (mm)	Capacidades de carga (KN)	
	Cr	Co
30	19,5	11,3

**Fuente:** Catálogo de rodamientos KOYO

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Como se puede observar en la tabla 4.12 la capacidad de carga dinámica es mayor que la requerida, por lo cual se elige la siguiente especificación para la chumacera:

Chumacera unidad N° **UCF 206** con rodamiento acoplable **UC 206**, en el ANEXO G se presenta la tabla de propiedades de este elemento.

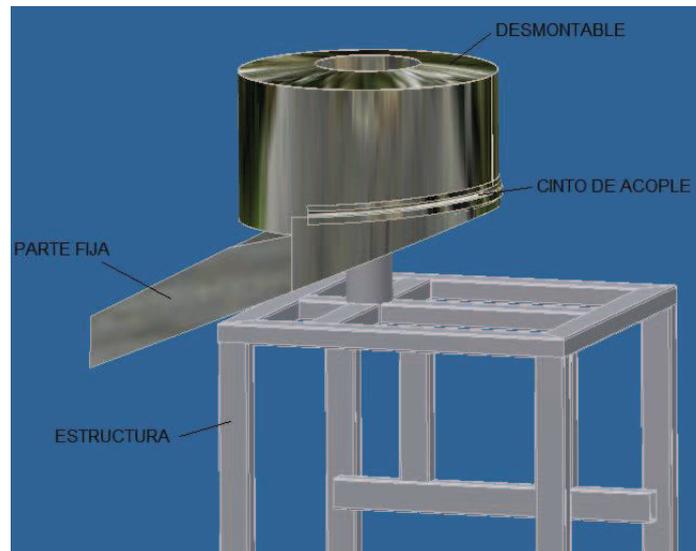
#### 4.11 DISEÑO DE LA TOLVA

La Tolva es el elemento encargado de realizar dos funciones principales:

- Permitir que las papas choquen en este elemento durante el proceso de rebanado, y por consecuencia, impedir que el producto salga disparado en la dirección radial a los porta- cuchillas.
- Servir de recolector del producto durante el proceso de rebanado y facilitar el desalojo del mismo durante la operación de la máquina.

Para cumplir estos objetivos se decide realizar este elemento en dos partes: una parte cilíndrica desmontable, y otra parte de forma especial que está soldada a la estructura con un cierto ángulo de inclinación. Dicha disposición se muestra en la figura 4.61.

El material utilizado es una plancha de acero inoxidable AISI 304 especial de alimentos de 1.5 mm de espesor. El acoplamiento se lo realiza mediante una pieza en forma de cinto del mismo material y que está soldado al cilindro desmontable.



**Figura 4.61** Detalles de la tolva

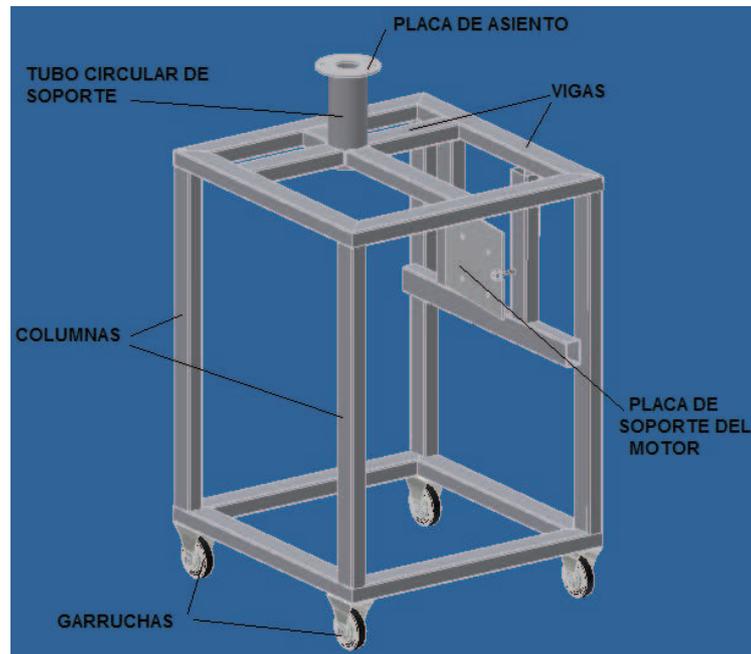
La construcción de estos elementos y las dimensiones finales se detallan específicamente en los planos del taller del ANEXO P.

#### **4.12 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA**

La estructura es el elemento de soporte de todos los elementos mecánicos descritos y calculados anteriormente, la disposición que tienen los mismos en esta estructura se visualiza en la figura 3.7 correspondiente al capítulo de la selección de alternativas.

Además, la estructura debe proporcionar la estabilidad suficiente para impedir un posible exceso de vibraciones y ruidos que puedan interferir en el normal funcionamiento de la máquina o que puedan ocasionar posibles daños en la misma.

En la figura 4.62 se presenta la estructura y que, como se aprecia está formada de varios elementos todos unidos mediante soldadura.



**Figura 4.62** Estructura de soporte

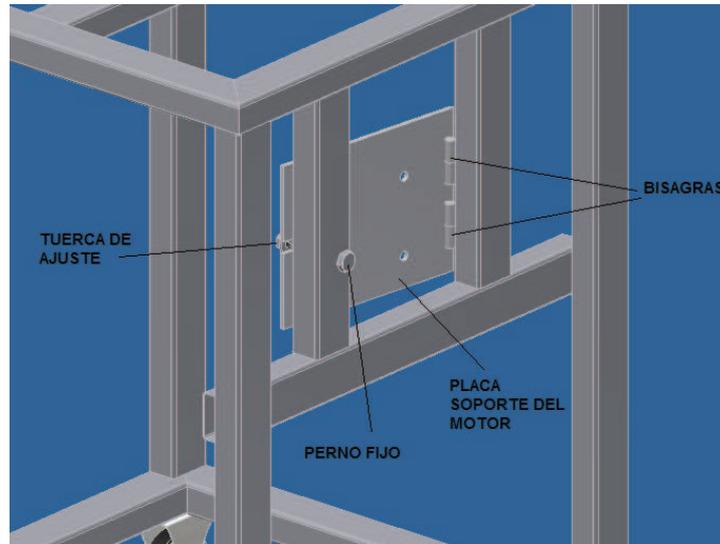
Se observa además la adición de garruchas o ruedas las mismas que facilitan el transporte de la máquina de un sitio a otro.

#### **4.12.1 SISTEMA DE SOPORTE DEL MOTOR**

Debido a que la transmisión de movimiento desde el motor hacia el eje se la realiza mediante bandas, es necesario que el motor eléctrico se sujete o se monte en la estructura de tal forma que facilite el montaje y desmontaje de las bandas, es decir, que permita ajustar las bandas a una tensión adecuada de trabajo.

Por tal razón el motor debe montarse sobre una base móvil que permita realizar esta función.

Se opta por la disposición presentada en la figura 4.63 que, como se observa, la base móvil corresponde a una placa rectangular de acero A-36 la cual puede girar libremente en las bisagras de unión que conectan esta placa a la estructura mediante soldadura



**Figura 4.63** Soporte móvil del motor eléctrico

El ajuste de la tensión de las bandas se lo realiza mediante una tuerca y arandela sobre un perno soldado a la estructura.

#### 4.12.2 ANÁLISIS DE FUERZAS ACTUANTES EN LA ESTRUCTURA

Una vez realizado el diseño de todos los elementos que conforman la máquina, se pueden determinar las fuerzas totales que actúan en la estructura.

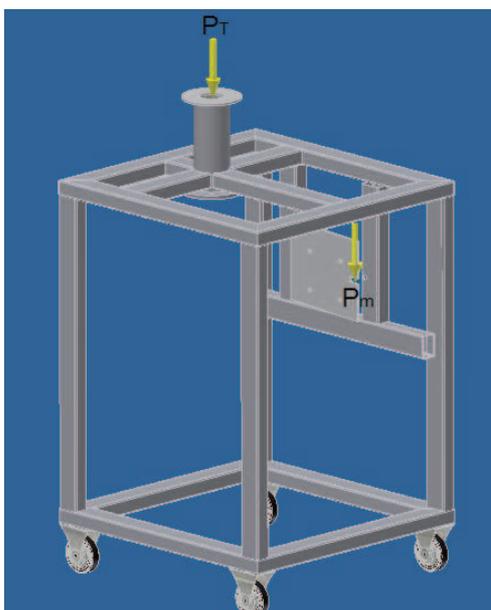
Como se puede observar en la figura 3.7 la mayor carga actúa en el tubo circular que es donde se disponen la mayor parte de los elementos de la máquina. Así pues, las cargas que actúan o que debe soportar la estructura (figura 4.64) son:

- Una carga total vertical  $P_T$ , ubicada en el asiento del tubo circular y que es igual a la sumatoria del peso de cada uno de los elementos dispuestos en este punto.
- La carga  $P_m$ , que corresponde al peso del motor eléctrico.

Todas las partes de la máquina que se disponen en el punto de aplicación de la carga  $P_T$  se detallan en la tabla 4.13 con sus respectivos pesos.

Por lo tanto, para el análisis se considera:

$$P_T = 544,86 \text{ N}$$



**Figura 4.64** Fuerzas actuantes en estructura

**Tabla 4.13** Elementos dispuestos en el punto de aplicación de  $P_T$

Descripción	Cantidad	Masa unitaria (Kg)	Peso unitario(N)	Peso total (N)
Soporte de porta-cuchilla	1	9,5	93,1	93,1
Porta-cuchilla	6	2,102	20,5996	123,5976
Cuchillas	6	0,076	0,7448	4,4688
Asiento de cuchilla	6	0,278	2,7244	16,3464
Anillo superior	1	2,705	26,509	26,509
Asiento corte	6	0,132	1,2936	7,7616
Rotor-impulsor	1	6,7	65,66	65,66
Eje	1	2,7	26,46	26,46
Chumacera	1	1,8	17,64	17,64
Asiento de chumacera	1	1,365	13,377	13,377
Tolva fija	1	5,7	55,86	55,86
Tolva desmontable	1	6,9	67,62	67,62
Peso de papas	6	0,45	4,41	26,46
				<b>544,8604</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

El peso del motor eléctrico se consulta en el manual dado por el fabricante que se muestra en el ANEXO H, del cual se tiene que:

$$m_{MOTOR} = 15 \text{ kg}$$

$$P_m = 15 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 147 \text{ N}$$

### 4.12.3 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA

La estructura se analiza mediante el elemento pórtico en 3-D, el cual es conveniente para modelar los sistemas de viga y columna que se encuentran en la misma.

#### 4.12.3.1 Descripción del elemento pórtico

El elemento pórtico se utiliza para modelar sistemas de viga-columna que incluye efectos de torsión, deformación axial y biaxial.

Un elemento de pórtico se diseña como una línea recta que conecta dos nudos.

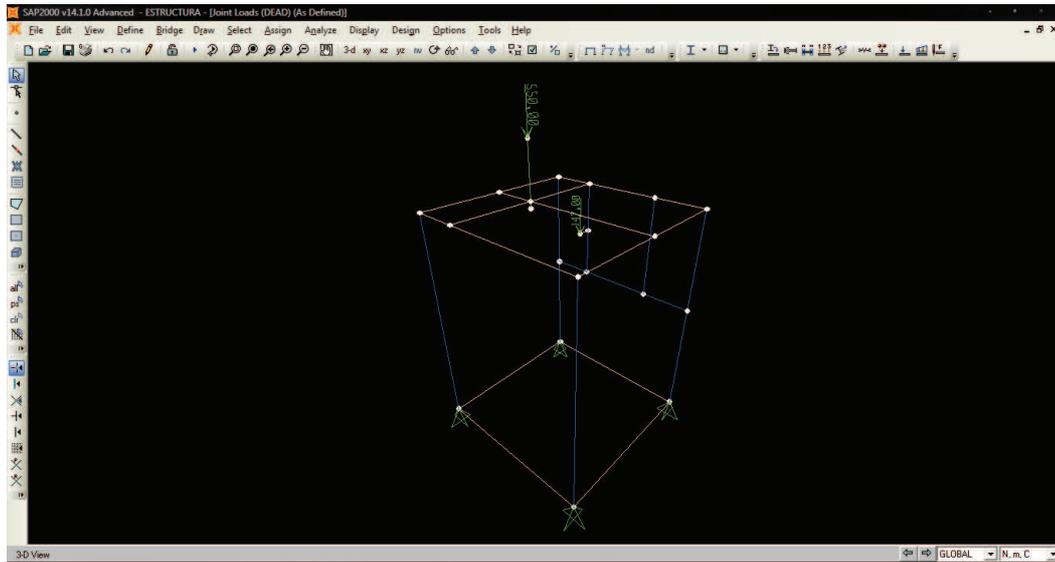
#### 4.12.3.2 Simulación de la estructura

Con los resultados de las cargas a ser soportadas, la estructura se analiza utilizando el programa SAP v 14.1.0, mediante el que se puede visualizar los factores de seguridad de cada una de las vigas y columnas que la conforman.

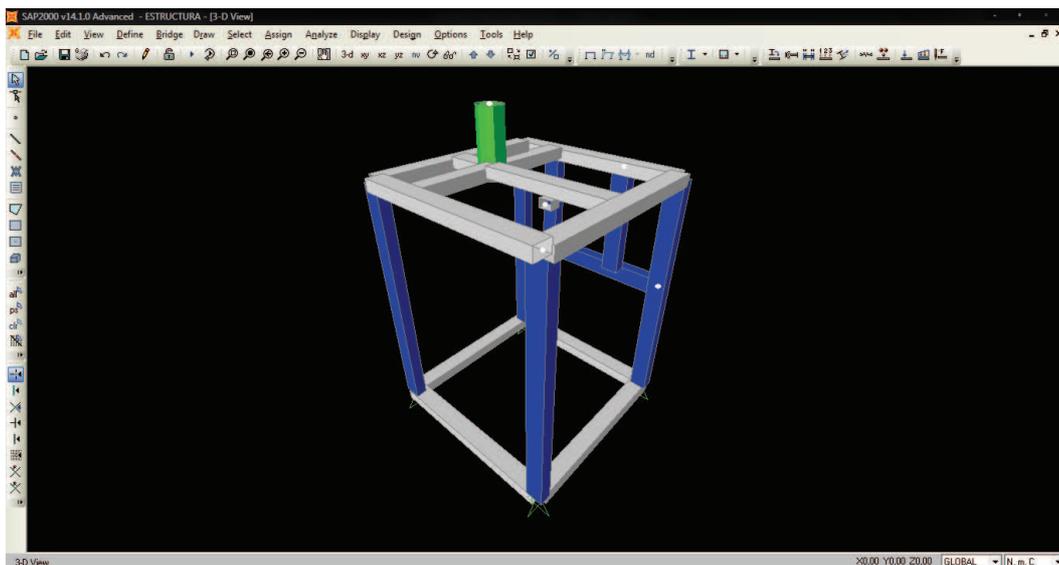
En la figura 4.65 se presenta el modelo a utilizarse con todos los elementos y las cargas presentes.

Los perfiles seleccionados para las vigas y columnas son de tipo rectangular de dimensiones (60 x 40 x 2 mm) de acero A-36 cuyas propiedades se presentan en el ANEXO I.

El tubo circular de soporte es de acero inoxidable AISI 304 para alimentos debido el a que este elemento entra en contacto con el producto, las dimensiones son de 90 mm de diámetro exterior y un espesor de 5 mm; en la figura 4.66 se tiene una mejor visualización de todos estos elementos.



**Figura 4.65** Estructura para el análisis dibujada en SAP 2000.



**Figura 4.66** Detalle de los perfiles seleccionados en la estructura

Una vez colocados todos los datos de las propiedades de las secciones, cargas presentes y restricciones; se ejecuta el análisis y se obtienen los resultados de las fuerzas en cada uno de los miembros de la estructura, además de las reacciones en los apoyos como se observa en la figura 4.67.



Como se observa en la figura 4.68 todos los elementos que conforman la estructura soportan adecuadamente las cargas actuantes.

En el programa SAP también se pueden visualizar resultados de esfuerzos normales resultantes, fuerzas cortantes y momentos flexionantes, en cualquier punto de la estructura. Estos resultados se presentan en los anexos J y K.

### 4.13 SISTEMA ELÉCTRICO

Para el sistema eléctrico se presenta en la tabla 4.14 la información del motor eléctrico, para poder realizar una selección adecuada de los componentes para el control del mismo.

**Tabla 4.14** Especificaciones del motor eléctrico a utilizar

<b>Modelo</b>	<b>Siemens con rotor de jaula y bobinado</b>
Potencia @ 220V (HP)	1
Velocidad (rpm)	1100
Tamaño constructivo	160 M
Eficiencia (%)	90
Factor de Potencia ( $\cos\psi$ )	0.85
Intensidad (A)	51.5
Peso aprox. (kg)	20

**Fuente:** Catálogo de Siemens

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

#### 4.13.1 SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

Para el control del motor los elementos requeridos se detallan a continuación.

##### - Variador de velocidad

Permite controlar y programar la velocidad entregada por el motor de acuerdo a las necesidades de rebano que depende de las condiciones físicas (textura, dureza, etc.) del producto.

El tipo de variador empleado es el Siemens SINAMICS G110 que se muestra en la figura 4.69; el que se adapta y cumple con los requerimientos mínimos del motor eléctrico permitiendo un correcto funcionamiento de trabajo sin mayores complicaciones.



**Figura 4.69** Variador de velocidad para una potencia de 1HP

Los datos de fábrica de este elemento se presentan en el ANEXO L.

- **Selectores de velocidad.**

Estos elementos son botones de mando (figura 4.70) que permiten, al momento de encender la máquina escoger la velocidad adecuada de operación de acuerdo a la calidad de salida del producto.



**Figura 4.70** Selector de dos posiciones

Se ha optado por selectores de dos posiciones (On-Off), debido a la sencillez de las conexiones en el circuito eléctrico.

- **Botón de parada de emergencia.**

Es un botón de mando que funciona como un interruptor principal y que, como su nombre lo indica permite detener el funcionamiento de la máquina ante cualquier eventualidad, es como el presentado en la figura 4.71.



**Figura 4.71** Botón pulsador de emergencia

Las especificaciones de este elemento (así como también la de los selectores) se muestran en el ANEXO L.

- **Cables conductores.**

Son los encargados de transportar la corriente eléctrica a través de los elementos antes descritos y del motor eléctrico. Los tipos de cables utilizados son los mostrados en la tabla 4.15.

**Tabla 4.15** Tipos de cables utilizados en el circuito eléctrico.

APLICACIÓN	SECCION AWG
Conexión del motor- variador y toma de corriente	Cable sucre N°14
Conexión entre elementos del circuito	Cable de hilos N°18

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Una vez finalizado el diseño del prototipo, en el ANEXO P se representa los planos de taller y de montaje con toda la ingeniería de detalle que permite una construcción técnica-económica.

## CAPÍTULO 5

### CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

#### 5.1 CONSTRUCCIÓN

La construcción de la máquina rebanadora de papas se la debe realizar en un taller donde se tengan los equipos y las herramientas adecuadas para la construcción de cada parte que conforma la máquina. Para este proyecto se requieren talleres de fundición y de metalmecánica.

Los elementos que conforman la máquina rebanadora de papas se los construye de acuerdo a los planos de taller.

Para la construcción se debe tener en consideración que en el mercado local exista la materia prima, así como los elementos que conforma la máquina.

##### 5.1.1 CONSTRUCCIÓN DE LOS MECANISMOS

A continuación se detallan cada una de las partes a ser construidas y su proceso de fabricación correspondiente.

###### 5.1.1.1 Estructura

Para la estructura se utilizan los siguientes elementos:

- **Tubo rectangular de acero estructural de 60x40x2 milímetros.**

A partir de estos elementos se construye la estructura base que soporta a todas las partes que conforman la máquina.

- **Tubo de acero inoxidable AISI 304 de  $D_{ext} = 90$  mm y espesor 5 mm.**

Este tubo sirve de soporte de los elementos que forman el compartimento de corte y el soporte de portacuchillas.

- **Placa de acero para soporte del motor.**

Puede ser de un acero A-36 debido a que sirve solamente de soporte del motor y no entra en contacto con los alimentos.

- **Bisagras**

Como se indica en el punto 4.12.1 estos elementos permiten la conexión de la placa de soporte del motor con la estructura, permitiendo el libre giro del motor eléctrico acoplado en su soporte.

- **Garruchas**

Son los elementos que permiten transportar la máquina de un sitio a otro sin dificultad. Se consideran dentro de la estructura debido a que se sueldan a la misma.

En la tabla 5.1 se resume lo expuesto anteriormente.

**Tabla 5.1** Materiales empleados en la construcción de la estructura

<b>MATERIALES</b>	<b>FUNCIÓN</b>
Tubo cuadrado de acero estructural de 60x 40x 2 mm	Estructura base
Tubo de acero inoxidable AISI 304 de D = 90 mm y e= 5 mm	Soporte de elementos de corte
Placa de acero	Soporte de motor
Bisagras	Conexión estructura-placa soporte
Garruchas	Transporte de máquina

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Todos los elementos descritos se unen mediante procesos de soldadura, los cuales se describen a continuación.

- **Unión entre tubos rectangulares**

Para la unión de los tubos cuadrados se utiliza el electrodo E6011 con proceso SMAW.

- **Unión tubo de soporte y los tubos rectangulares.**

En vista de que se trata de una unión especial de acero estructural con acero inoxidable se utiliza el proceso TIG con un electrodo E309L-16.

- **Unión tubo de soporte y la placa de asiento.**

Como ambos elementos son de acero inoxidable se utiliza el proceso TIG y un electrodo E309L-16.

- **Unión placa soporte del motor y los tubos rectangulares.**

Se realiza con electrodos E 6011 y proceso SMAW

- **Unión de los tubos rectangulares y las garruchas.**

Igualmente se realiza con electrodos E 6011 y proceso SMAW debido a que el material de las garruchas es acero galvanizado.

En la tabla 5.2 se resume la soldadura de la estructura.

**Tabla 5.2** Procesos de soldadura empleados en la estructura

ELEMENTOS A SOLDARSE	PROCESO DE SOLDADURA	TIPO DE ELECTRODO
Tubos rectangulares de la estructura	SMAW	E6011
Tubo soporte circular y tubos rectangulares	SMAW	E309L-16
Tubo soporte y placa de asiento	SMAW	E309-L16
Placa soporte del motor y tubos rectangulares	SMAW	E6011
Garruchas y tubos rectangulares	SMAW	E6011

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

### 5.1.1.2 Cuchillas

Se fabrican a partir de una plancha de acero inoxidable BOHLER M303 y luego mediante maquinado se consigue su espesor final y el ángulo de corte, según N° de plano: 1.3074.114.

### 5.1.1.3 Piezas obtenidas por fundición

Todas estas piezas tienen un contacto directo con el alimento, por lo tanto, se utiliza un acero inoxidable para alimentos que corresponde al AISI 304 y se detallan en la tabla 5.3 con el número de plano respectivo.

**Tabla 5.3** Piezas obtenidas por fundición

ELEMENTO	CANTIDAD	PLANO
Soporte de porta-cuchillas	1	1.3074.106
Porta-cuchillas	6	1.3074.112

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Una vez fundidas las piezas se realiza mediante proceso de maquinado la terminación de las mismas de acuerdo a las necesidades de diseño.

### 5.1.1.4 Eje

El eje se fabrica a partir de una barra de acero AISI 1045 de 50 mm de diámetro y mediante proceso de maquinado en torno, según N° de plano: 1.3074.105.

### 5.1.1.5 Rotor-impulsor

Como se indica al realizar el diseño del mismo, este elemento se fabrica a partir de planchas de acero las mismas que son conformadas y maquinadas de acuerdo al diseño y las uniones se las realiza mediante soldadura, según N° de plano: 1.3074.111.

#### **5.1.1.6 Piezas normalizadas**

Son piezas que se pueden obtener en cualquier proveedor específico para cada parte y son:

- Tornillos y tuercas.
- Rodamiento.
- Chumacera.
- Poleas.
- Bandas.

#### **5.1.1.7 Tolva**

Los procesos de fabricación utilizados para la construcción de la tova son:

- Barolado.
- Corte con plasma.
- Doblado.
- Amolado.
- Soldadura TIG (debido a que se utiliza el acero AISI 304).

#### **5.1.1.8 Cubierta de la máquina y puerta**

Debido a que se utiliza el mismo material de la tolva los procedimientos para la realización de estos elementos son los mismos que los empleados en la tolva.

#### **5.1.1.9 Motor eléctrico**

La selección del motor se la realiza en el capítulo 4 y las características del mismo se encuentran en el ANEXO H.

### **5.1.2 ELEMENTOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN**

Los requerimientos necesarios para la construcción de la máquina rebanadora de papas se detallan a continuación:

### **5.1.2.1 Maquinaria y equipo**

- Torno horizontal
- Fresadora
- Soldadora eléctrica
- Baroladora
- Equipo de corte por plasma
- Esmeril
- Taladro vertical
- Amoladora
- Cizalla
- Dobladora

### **5.1.2.2 Herramientas de corte y marcado**

- Escuadras
- Compás
- Rayador
- Broca
- Cuchilla de acero rápido
- Lima
- Machuelo
- Fresa
- Útiles de torno
- Discos de fresado

### **5.1.2.3 Instrumentos de medición y verificación**

- Calibrador pie de rey
- Micrómetro
- Flexómetro
- Cronómetro
- Tacómetro

#### 5.1.2.4 Materiales

- Planchas de acero inoxidable AISI 304 de 1,5 mm de espesor.
- Tubos de acero estructural de 60x40x2 mm.
- Placa de acero estructural.
- Tubo de acero inoxidable AISI 304 de D = 90 mm y e= 5mm.
- Barra circular de acero AISI 1045
- Electrodo

#### 5.1.2.5 Elementos normalizados

Los elementos normalizados utilizados se listan en la tabla 5.4.

**Tabla 5.4** Elementos normalizados a utilizarse

ELEMENTO	TIPO
Pernos de soporte del motor	M10x 1,5
Pernos estructurales	M5 , M6 , M10 , M12
Rodamiento	6006
Poleas	De 3 y 5 pulg con doble ranura
Bandas	En V Ax-31 CVS

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

#### 5.1.3 HOJAS DE PROCESO

Para la construcción de la maquina rebanadora de papas se necesita de procedimientos, por lo que se elaboran hojas de procesos para el maquinado de los elementos a ser construidos, estas y los planos de taller nos dan una metodología adecuada para el proceso de fabricación y montaje.

Las hojas de procesos para la construcción de los principales elementos constitutivos de la maquina se encuentran en el ANEXO M.

## 5.2 MONTAJE

Una vez que se construyen los elementos que conforman la máquina, así como también cuando se obtienen todos los elementos normalizados, se procede a realizar el montaje siguiendo un orden metódico para facilitar esta tarea y disponer además una guía para futuros mantenimientos que se tengan que realizar a la máquina.

En la tabla 5.5 se presentan la lista de piezas fabricadas con sus respectivos planos de taller.

**Tabla 5.5** Número de plano de taller de los elementos fabricados

<b>ELEMENTOS</b>	<b>N° PLANO</b>
Estructura	1.3074.101
Cubierta	1.3074.102
Lengueta motor – polea motriz	1.3074.103
Polea motriz	1.3074.104
Eje	1.3074.105
Soporte del porta-cuchillas	1.3074.106
Lengueta polea conducida – eje	1.3074.107
Polea conducida	1.3074.108
Lengueta manzana – eje	1.3074.109
Manzana	1.3074.110
Rotor-impulsor	1.3074.111
Porta-cuchilla	1.3074.112
Asiento de cuchilla	1.3074.113
Cuchilla	1.3074.114
Platina de asiento de corte	1.3074.115
Pin de regulación	1.3074.116
Tornillo de regulación	1.3074.117
Anillo superior	1.3074.118
Tolva desmontable	1.3074.119

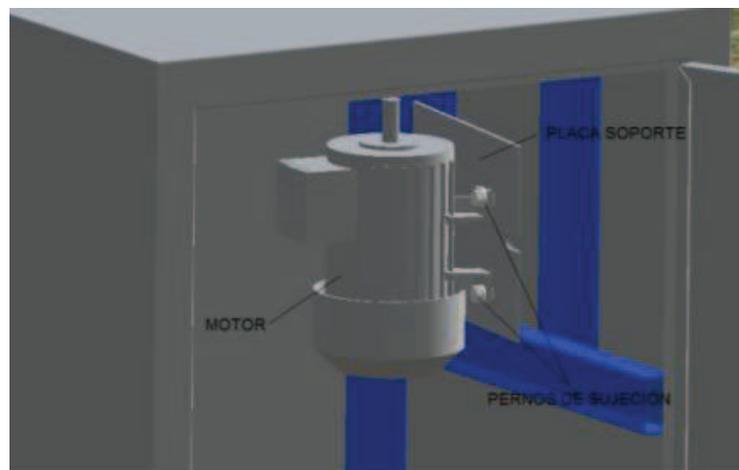
**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

Una vez que se disponen de todas estas piezas y los elementos normalizados se presenta a continuación una secuencia de pasos que facilita el ensamblaje de la máquina.

### 5.2.1 MONTAJE DEL MOTOR ELECTRICO

El motor se instala en la estructura, específicamente en la placa rectangular de soporte mediante cuatro pernos (figura 5.1), la placa tiene un movimiento pivotante circular que sirve para regular el ajuste de las bandas.



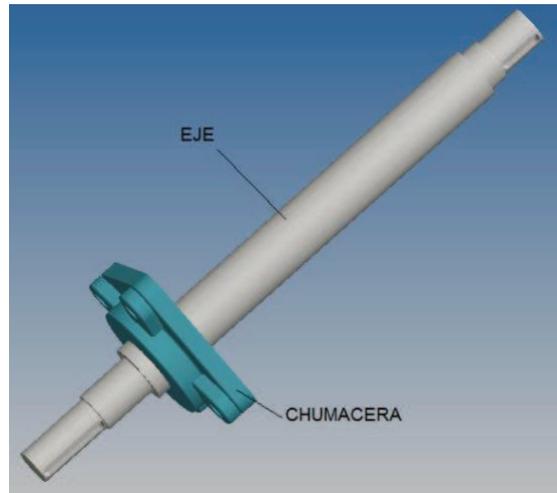
**Figura 5.1** Montaje del motor en la estructura

### 5.2.2 MONTAJE DE LA CHUMACERA EN EL EJE

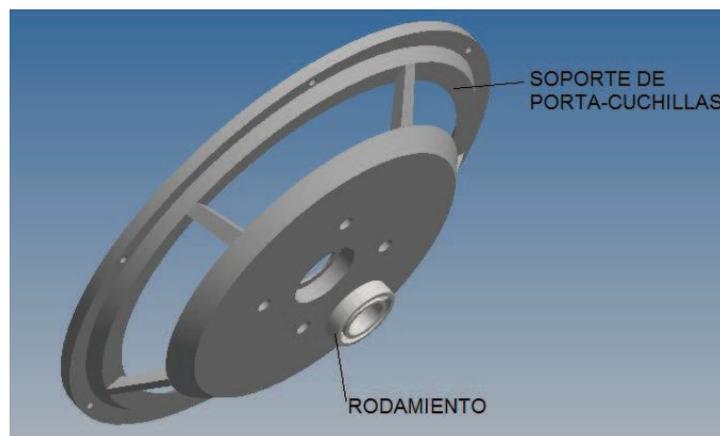
Debido a que estos dos elementos tienen un ajuste forzado-suave, el montaje (figura 5.2) se lo realiza con unos suaves golpes mediante un martillo de goma.

### 5.2.3 MONTAJE DEL RODAMIENTO EN EL SOPORTE

Igualmente el rodamiento debe ir con un ajuste de forzado suave para poder desmontarlo fácilmente del soporte, como en el caso anterior el rodamiento se instala en este soporte mediante unos suaves golpes con un martillo de goma (figura 5.3).



**Figura 5.2** Montaje eje-chumacera



**Figura 5.3** Montaje del rodamiento

#### **5.2.4 MONTAJE DEL SOPORTE DE PORTA-CUCHILLAS EN LA PLACA DE ASIENTO**

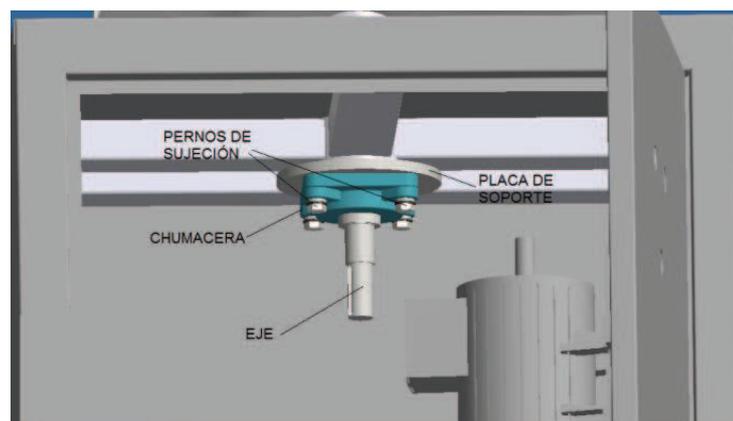
Una vez que se monta el rodamiento en el soporte de porta cuchillas, este soporte se instala en la estructura sobre la placa de asiento con cuatro pernos distribuidos uniformemente, como se muestra en la figura 5.4.



**Figura 5.4** Montaje del soporte de porta-cuchillas en la estructura

### 5.2.5 MONTAJE DEL CONJUNTO EJE-CHUMACERA EN LA ESTRUCTURA Y SUJECIÓN EN LA PLACA SOPORTE

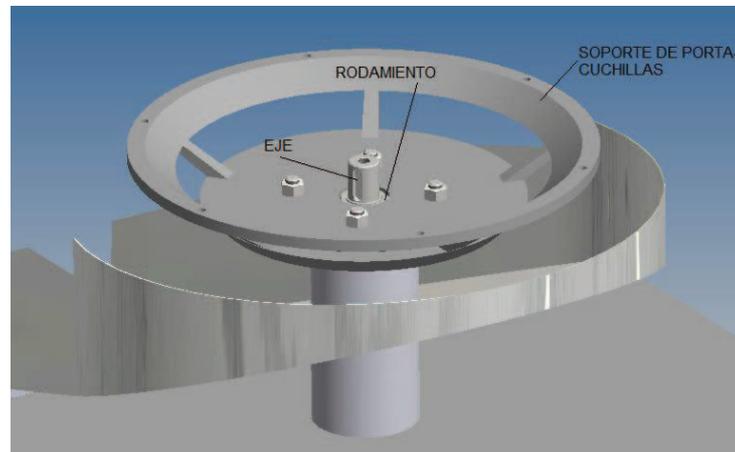
A continuación se ensambla el conjunto eje-chumacera, esta acción se la realiza por la parte inferior de la estructura (figura 5.5), igualmente es necesario golpear el eje ligeramente debido a que existe un ajuste forzado-suave entre el eje y el rodamiento ubicado en el soporte de porta cuchilla.



**Figura 5.5** Montaje del eje-chumacera en la estructura (Vista inferior)

La fijación se la realiza mediante pernos a través de los cuatro orificios que tiene la

chumacera ajustando los mismos en la placa circular de soporte de la estructura (figura 5.6).



**Figura 5.6** Montaje del eje-chumacera en la estructura (Vista superior)

### 5.2.6 MONTAJE DE LA MANZANA EN EL EJE

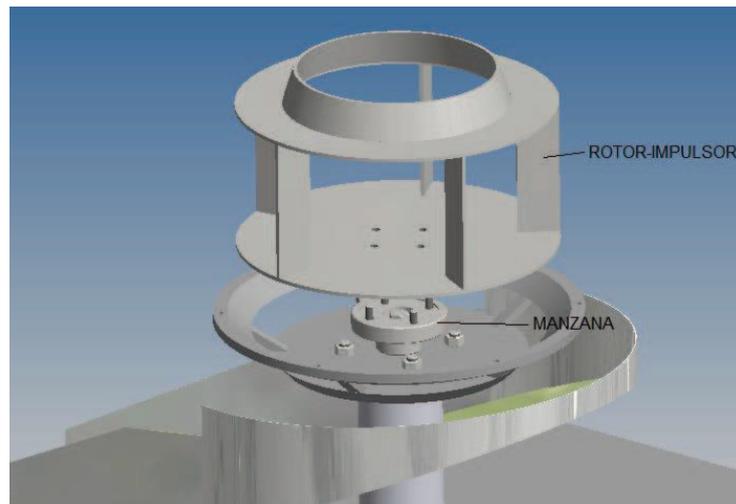
El ajuste de estos dos elementos es de deslizamiento preciso, razón por la que, la manzana desliza suavemente a través del eje, previamente debe instalarse la lengüeta, finalmente se coloca la arandela plana y el perno que se ajusta en el orificio roscado maquinado en el eje, el detalle de este montaje se muestra en la figura 5.7.



**Figura 5.7** Montaje de la manzana en el eje

### 5.2.7 MONTAJE DEL ROTOR-IMPULSOR EN LA MANZANA

Este montaje se lo realiza a través de cuatro pernos los cuales ajustan en la placa circular inferior del rotor-impulsor (figura 5.8).



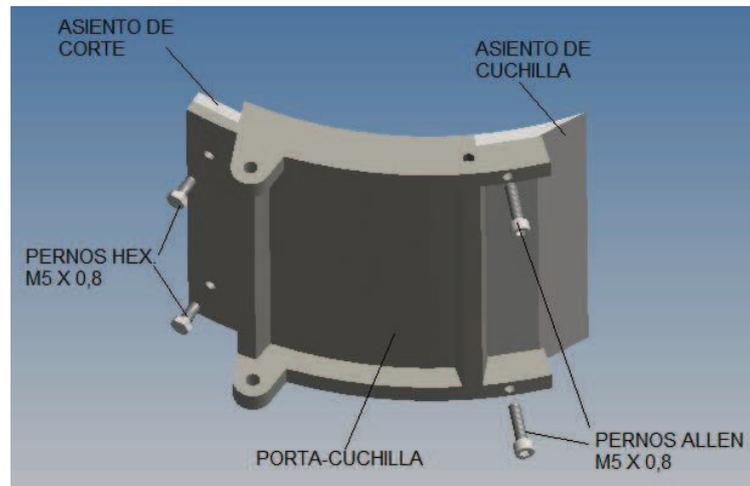
**Figura 5.8** Montaje del rotor-impulsor en la manzana

### 5.2.8 MONTAJE DE LOS ASIENTOS DE CUCHILLA

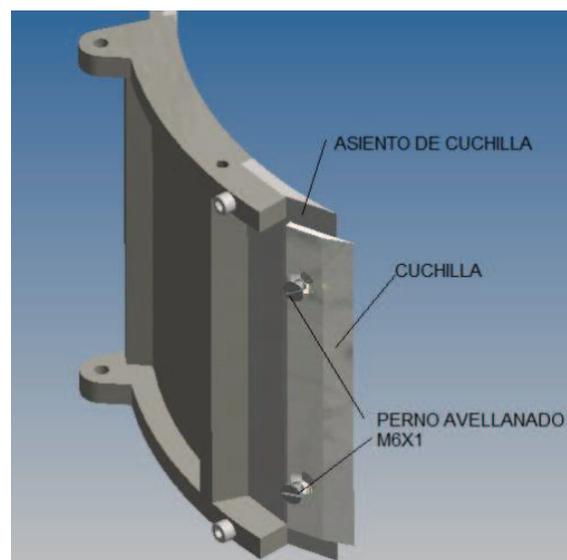
Los asientos de cuchillas se ensamblan en los porta-cuchillas mediante dos pernos, los agujeros en los asientos son pasantes y el porta-cuchillas es el que tiene los orificios roscados (figura 5.9).

### 5.2.9 MONTAJE DE LAS CUCHILLAS

Las cuchillas se instalan en los asientos mediante dos pernos de cabeza avellanada, en este caso los orificios roscados están en los asientos (figura 5.10).



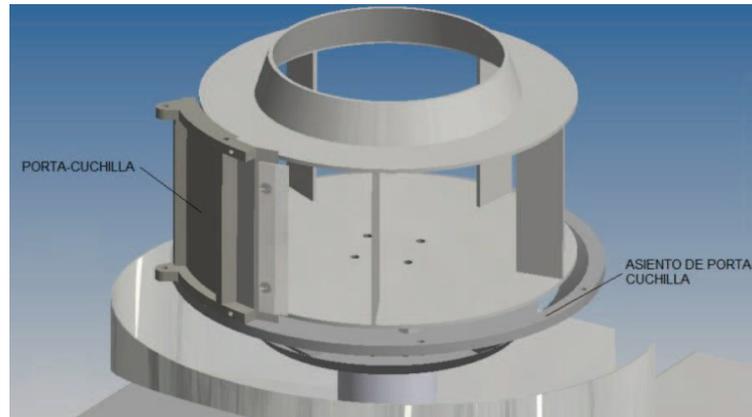
**Figura 5.9** Montaje del asiento de cuchilla en los porta-cuchillas



**Figura 5.10** Montaje de la cuchilla de corte

#### **5.2.10 MONTAJE DE LOS PORTACUCHILLAS EN SU SOPORTE.**

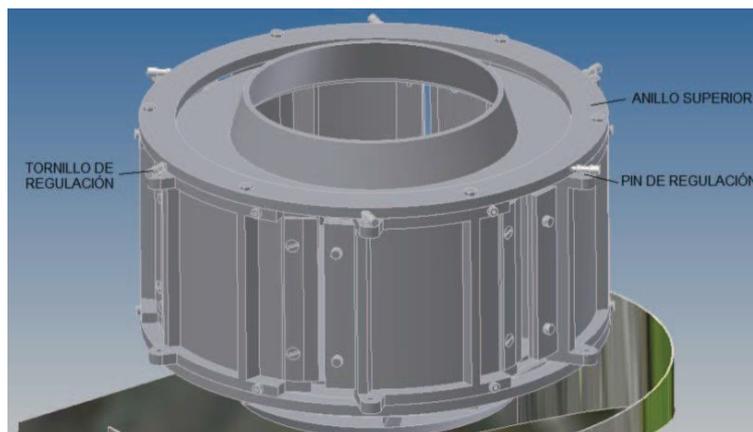
Los porta-cuchillas se ensamblan mediante una numeración en el soporte mediante tornillos de cabeza avellanada los orificios roscados se encuentran en el porta cuchillas (figura 5.11).



**Figura 5.11** Montaje de los porta-cuchillas

### 5.2.11 MONTAJE DE LA PLACA SUPERIOR DEL PORTACUCHILLAS

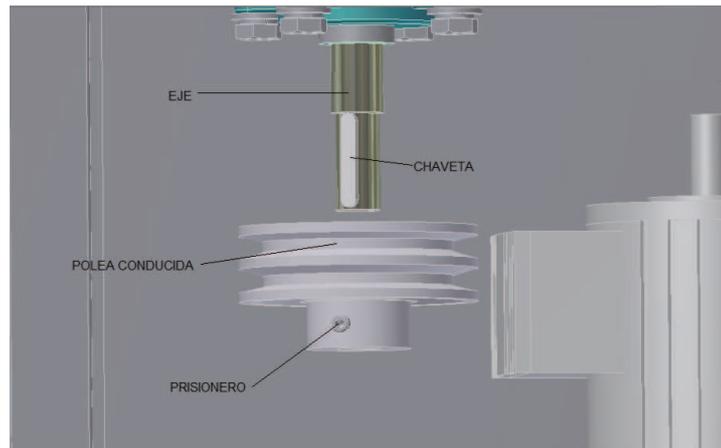
Una vez que se instalan los seis porta-cuchillas se ubican primeramente los elementos de regulación tanto en el porta-cuchilla como en la placa superior, para finalmente realizar el ensamble de ésta placa sobre los porta-cuchillas (figura 5.12), cabe indicar que esta placa está numerada y se debe hacer coincidir los orificios durante el ensamble, igualmente la sujeción es a través de tornillos de cabeza avellanada.



**Figura 5.12** Montaje del anillo superior de cierre y los elementos de regulación

### 5.2.12 MONTAJE DE LA POLEA CONDUCTIDA EN EL EJE

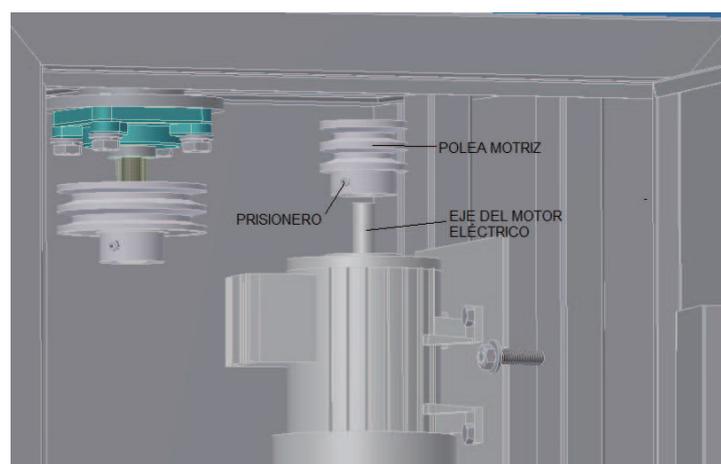
El ajuste entre estos dos elementos es de deslizamiento suave razón por la cual la polea se instala fácilmente en el eje (figura 5.13), previamente se debe montar la lengüeta.



**Figura 5.13** Montaje de la polea conducida

### 5.2.13 MONTAJE DE LA POLEA MOTRIZ EN EL MOTOR ELÉCTRICO

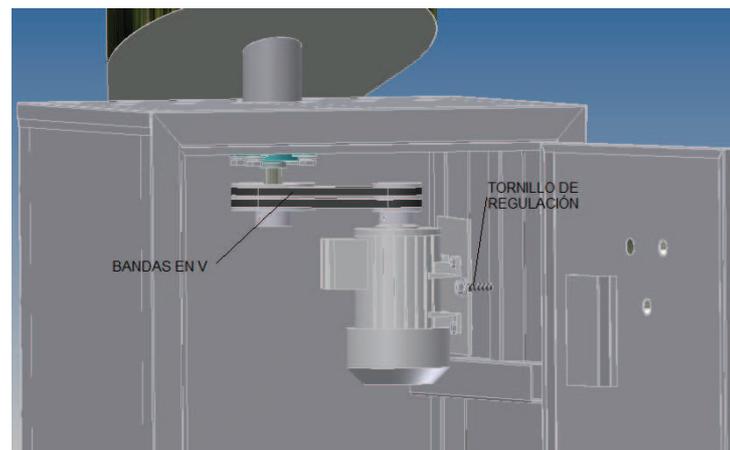
Igualmente el ajuste es de deslizamiento suave, entonces la polea entra sin dificultad en el eje del motor del motor eléctrico con su respectiva lengüeta (figura 5.14).



**Figura 5.14** Montaje de la polea motriz

#### 5.2.14 MONTAJE DE LAS BANDAS

Como se indica anteriormente este montaje se lo realiza fácilmente debido que se dispone de una placa rectangular de asiento del motor la cual pivotea circularmente mediante bisagras, este sistema permite instalar y regular la tensión en las bandas de una manera sencilla, mediante un tornillo de regulación (figura 5.15).

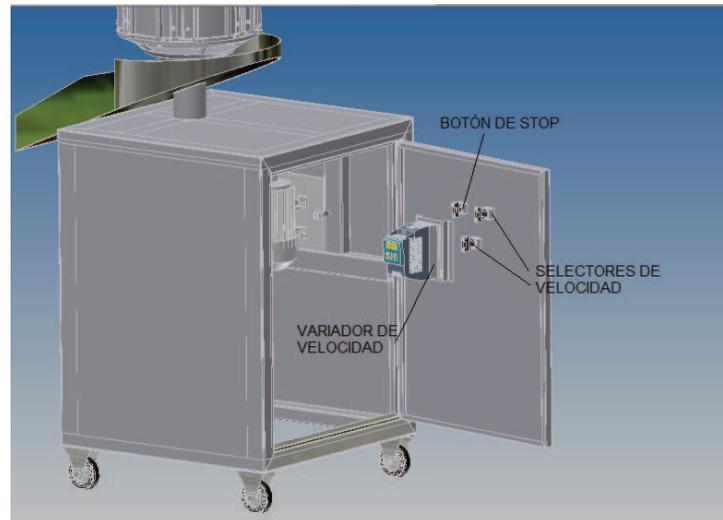


**Figura 5.15** Montaje de las bandas de transmisión

#### 5.2.15 MONTAJE DEL SISTEMA ELÉCTRICO

El motor eléctrico seleccionado necesita de una red trifásica para su funcionamiento, pero como se menciona anteriormente se dispone de un variador de velocidad para controlar adecuadamente las revoluciones y, además permite conectar dicho motor a una red bifásica de 220 V, el detalle de todos los componentes del mismo se describen en el numeral 4.13.

La figura 5.16 muestra la instalación de todos los elementos del sistema en la máquina.



**Figura 5.16** Montaje de los elementos del sistema eléctrico (Vista interior)

### 5.2.16 MONTAJE DE LA TOLVA DESMONTABLE

La tolva desmontable es el último elemento a ser colocado en el ensamble de la máquina y es la que con mayor frecuencia se quita o coloca en la máquina debido, sobre todo, a la limpieza que se debe realizar a la máquina luego del proceso de rebanado.

En la figura 5.17 se muestra el ensamble completo con todas las piezas descritas anteriormente, en donde se observa que la tolva desmontable tiene una pieza de acoplamiento que permite la unión con la tolva fija que se encuentra unida a la estructura.

El detalle de la construcción de todos estos elementos se presentan en sus respectivos planos de taller.



**Figura 5.17** Ensamble completo de la máquina rebanadora

### 5.3 PRUEBAS DE CAMPO

Una vez que se realiza el proceso de construcción y montaje de los elementos que forman parte de la máquina, es necesario realizar las pruebas correspondientes para asegurar que dichos elementos funcionan adecuadamente y además que la máquina como conjunto cumpla con los objetivos propuestos en este trabajo.

Se procede a realizar las pruebas de campo según el protocolo de pruebas descrito en el punto 3.6. Los resultados finales de las pruebas de campo se muestran en el ANEXO N y las fotografías en el ANEXO O.

#### 5.3.1 ANALISIS DE LAS PRUEBAS DE CAMPO

Con los resultados del Anexo M, se concluye que las diferentes partes y elementos que conforman la máquina rebanadora de papas funcionan correctamente con y sin carga, el funcionamiento lo realiza sin ningún problema al rebanar las papas. Es importante recalcar que los resultados obtenidos en el proceso del rebanado son los esperados.

## CAPÍTULO 6

### ANÁLISIS DE COSTOS

#### 6.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se realiza una descripción detallada de los costos de diseño, construcción y montaje de la rebanadora de papas, este análisis sirve para determinar la cantidad de recursos económicos que es necesaria para llevar a cabo el proyecto y para establecer una comparación con el presupuesto originalmente planteado.

Entonces, primeramente se realiza un análisis minucioso de costos directos e indirectos.

En los costos directos se consideran los siguientes costos parciales:

- Costo de materia prima
- Costo de fabricación por fundición.
- Costo de elementos normalizados.
- Costos de maquinado.
- Costo de montaje.

En los costos indirectos se presentan los siguientes gastos:

- Materiales indirectos.
- Costos de ingeniería.
- Gastos imprevistos.

Finalmente se presenta el costo total de la máquina que corresponde a la suma de los dos costos anteriores.

## 6.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

### 6.2.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA

Es la materia prima necesaria para construir los elementos que conforman la rebanadora de papas. Los costos de materia prima se presentan en la tabla 6.1.

**Tabla 6.1** Costos de materia prima

MATERIAL	DIMENSIONES [mm]	CANT.	P. UNITARIO [USD]	P. TOTAL [USD]
Placa interna AISI 304	Ø161x57x6	1	\$42,50	\$42,50
Asiento de cuchillas AISI 304	170x30x6	6	\$42,40	\$254,40
Anillo superior AISI 304	Ø390x330x10	1	\$69,60	\$69,60
Placa impulsora AISI 304	150x45x4	5	\$8,50	\$42,50
Placa inferior AISI 304	Ø340X14	1	\$67,75	\$67,75
Placa superior AISI 304	Ø340x4	1	\$47,82	\$47,82
Tubo estructural rectangular	6000x60x40x2	2	\$25,50	\$51,00
Tubo circular acero AISI 304	Ø90x3	1	\$15,00	\$15,00
Cuchillas de acero AISI 410	150x30x3	8	\$7,79	\$62,32
Platina AISI 304	912x25x6	1	\$10,29	\$10,29
Barra redonda AISI 304	400x9.53	1	\$2,69	\$2,69
Barra redonda AISI 304	50x101.6	1	\$22,85	\$22,85
Barra redonda AISI 304	500x35	1	\$24,91	\$24,91
Plancha rectangular AISI 304	2440x1220x1.5	2	\$150,00	\$300,00
<b>TOTAL</b>				<b>\$1.013,63</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

### 6.2.2 COSTOS DE FABRICACIÓN POR FUNDICIÓN

Son aquellos costos de las piezas que se fabrican mediante proceso de fundición utilizando como se indica anteriormente un acero especial para alimentos. Estos valores se presentan en la tabla 6.2.

**Tabla 6.2** Costos de fabricación por fundición

MATERIAL	CANT.	P. UNITARIO [USD]	P. TOTAL [USD]
Portacuchilla	6	\$38,00	\$228,00
Anillo soporte de portacuchillas	1	\$81,00	\$81,00
<b>TOTAL</b>			<b>\$309,00</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

### 6.2.3 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

Son aquellos elementos que se encuentran disponibles en el mercado, son de libre comercialización y no necesitan ser alterados para su uso. El detalle de estos elementos se los puede observar en la tabla 6.3 con su respectiva cantidad y costo.

**Tabla 6.3** Costos de elementos normalizados

MATERIAL	CANT.	P. UNITARIO	P. TOTAL
		[USD]	[USD]
Polea 5" dos ranuras tipo	1	\$ 8,50	\$ 8,50
Polea 3" dos ranuras tipo	1	\$ 4,50	\$ 4,50
Rodamiento 6006 koyo	1	\$ 7,80	\$ 7,80
Bandas Ax-51 TF	2	\$ 6,00	\$ 12,00
Lenguetas 5x5x10 mm	2	\$ 3,50	\$ 7,00
Chumacera CMB para eje de 30 mm	1	\$ 10,00	\$ 10,00
Garruchas de 5", 100 kg	2	\$ 5,98	\$ 11,96
Garruchas de 4", 70 kg	2	\$ 2,88	\$ 5,76
Tiradera de 3" de cromo pulido	1	\$ 2,21	\$ 2,21
Cerradura triangular de cromo pulido	1	\$ 5,17	\$ 5,17
Motor eléctrico trifásico de 1HP/1200 rpm	1	\$ 205,03	\$ 205,03
Variador de velocidad de 1 HP a 220V	1	\$ 165,16	\$ 165,16
Panel de programación básico	1	\$ 31,72	\$ 31,72
Pulsador "Emergencia" metálico	1	\$ 2,54	\$ 2,54
Selector de dos posiciones metálico	2	\$ 12,71	\$ 25,42

.../

**Tabla 6.3** Costos de elementos normalizados (continuación)

Prensa estopa	1	\$ 0,94	\$ 0,94
Neplo de 1/2 * 3	1	\$ 2,46	\$ 2,46
Neplo de 1/2 * 4	1	\$ 2,79	\$ 2,79
Manguera de 1/2"	1	\$ 5,50	\$ 5,50
Acople de 1/2"	1	\$ 3,60	\$ 3,60
Llave de paso	1	\$ 8,50	\$ 8,50
Cable sucre de D=14 mm	3	\$ 0,41	\$ 1,23
Cable CC 3*14	4	\$ 1,51	\$ 6,04
Machuelo 6x1.0	1	\$ 8,40	\$ 8,40
Perno hexagonal negro 12x1.5x30	7	\$ 1,61	\$ 11,27
Perno allen AISI 304 DIN 6x1.0x20	18	\$ 0,54	\$ 9,72
Perno allen AISI DIN 12x30	5	\$ 1,04	\$ 5,20
Perno hexagonal AISI DIN M5x16	4	\$ 0,07	\$ 0,27
Perno hexagonal AISI DIN M5x30	12	\$ 0,10	\$ 1,20
Perno hexagonal AISI DIN M5x10	20	\$ 0,06	\$ 1,12
Perno hexagonal AISI DIN M10x30	4	\$ 0,36	\$ 1,43
Perno hexagonal AISI DIN M10x25	10	\$ 0,36	\$ 3,58
Perno	1	\$ 2,55	\$ 2,55
Tornillo AISI cabeza plana DIN M5x20	12	\$ 0,07	\$ 0,81
Perno hexagonal AISI DIN M6x30	18	\$ 0,11	\$ 2,02
Tuerca AISI DIN M6x1.00	18	\$ 0,03	\$ 0,60
Tuerca AISI DIN 12x1.75	5	\$ 0,24	\$ 1,20
Tuerca AISI DIN 14x2.0	1	\$ 0,46	\$ 0,46
Arandela de presión AISI 1/2	5	\$ 0,18	\$ 0,90
Arandela de presión negra DIN 12	4	\$ 0,18	\$ 0,72
Arandela de presión AISI 304 de 3/16	13	\$ 0,02	\$ 0,29
Arandela plana AISI 9/16	1	\$ 0,29	\$ 0,29
Arandela de presión mm 12	2	\$ 0,04	\$ 0,09
Arandela plana USS 1/2	4	\$ 0,09	\$ 0,36
Llave hexagonal 4 mm	1	\$ 0,28	\$ 0,28
Perno prisionero SAE UNC 3/8x5/8	2	\$ 0,22	\$ 0,44
Llave hexagonal SAE 3/16	1	\$ 0,34	\$ 0,34
Brocas 7/32"	5	\$ 1,00	\$ 5,00
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 594,36</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

#### 6.2.4 COSTOS DE MÁQUINADO

Este costo se refiere al valor de la mano de obra directa empleada en las máquinas herramientas para la fabricación de las piezas de la rebanadora; este valor se calcula tomando en cuenta el tiempo de operación de cada máquina así como su respectivo valor en costo/h. Estos costos se muestran en la tabla 6.4.

**Tabla 6.4** Costos de maquinado

OPERACION	TIEMPO TOTAL DE TRABAJO [H]	COSTO [USD/H]	P. TOTAL [USD]
Torneado	17	8	\$136,00
Taladrado	8	9	\$72,00
Machuelado	11	6	\$66,00
Fresado	5	9	\$45,00
Rectificado	4,5	10	\$45,00
Amoladora	6,5	7	\$45,50
Soldadura	3	20	\$60,00
Esmerilado	3	8	\$24,00
Dobladora	2	11	\$22,00
Barolado	1	21	\$21,00
<b>TOTAL</b>			<b>\$536,50</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

#### 6.2.5 COSTOS DE MONTAJE

Está dado por la mano de obra necesaria para el armado y ensamblaje de las partes que constituyen la rebanadora de papas, así como la puesta a punto y el afinamiento de la misma.

El valor estipulado en la tabla 6.5 es un promedio del personal calificado para realizar las operaciones de montaje, debido a que la mano de obra varía de un lugar a otro.

**Tabla 6.5** Costos de montaje

PERSONAL	PERSONAL REQUERIDO	HORAS DE TRABAJO	COSTO [USD/H]	P. TOTAL [USD]
Técnico	1	47	3	\$141,00
Ayudante	1	47	2	\$94,00
Instalación del sistema eléctrico				\$45,00
<b>TOTAL</b>				<b>\$280,00</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

### 6.2.6 COSTO DIRECTO TOTAL

En la tabla 6.6 se muestra el valor total de los costos directos.

**Tabla 6.6** Costo directo total

COMPONENTE DEL COSTO	VALOR [USD]
Costos de materia prima	\$1.013,63
Costos de fundición	\$309,00
Costos de elementos normalizados	\$594,36
Costos de maquinado	\$536,50
Costos de montaje	\$280,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$2.733,49</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

## 6.3 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

### 6.3.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Son aquellos costos referentes a materiales complementarios que se utilizan durante la construcción y montaje de la máquina así como también para dar los acabados finales a la rebanadora. Estos costos se muestran en la tabla 6.7.

**Tabla 6.7** Costos de materiales indirectos

MATERIAL	CANT.	P. UNITARIO [USD]	P. TOTAL [USD]
Electrodos ESAB AI 3/32	8	\$0,37	\$2,96
Taype de 3 m pequeño negro	1	\$0,50	\$0,50
Lija de hierro #80	1	\$0,63	\$0,63
Lija de hierro #120	1	\$0,59	\$0,59
Disco de corte metal	2	\$2,00	\$4,00
Fondo gris	¼	\$9,58	\$9,58
Tiñer	¼	\$1,68	\$1,68
Disco de lija 4-1/2 #80	2	\$3,82	\$7,64
Disco de grata	1	\$13,30	\$13,30
Piedras de afilar	3	\$2,00	\$6,00
Papas para prueba en Kg	90	\$0,35	\$31,50
Guaype	6	\$0,20	\$1,20
Varios		\$10,00	\$10,00
<b>TOTAL</b>			<b>\$89,58</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

### 6.3.2 COSTOS DE INGENIERÍA

El costo de ingeniería está basado en el tiempo que se dedica a diseñar la máquina, complejidad del diseño y construcción de la misma, y otras posibles variables.

Las funciones a desarrollarse se muestran en la tabla 6.8.

**Tabla 6.8** Costos de ingeniería

TAREA	TIEMPO [H]
Definición del problema	2
Presentación de alternativas	3
Selección de alternativas	3
Diseño y selección de elementos de maquinas	32
Supervisión y control en la construcción	12
Supervisión y control en el montaje	8
<b>TOTAL</b>	<b>60</b>

El costo por hora que percibe un profesional en diseño de máquinas industriales es de \$15 dólares en la industria nacional; por ende se tiene un costo por ingeniería de \$900 dólares.

### 6.3.3 COSTOS DE IMPREVISTOS

Estos costos se refieren a gastos adicionales que se pueden originar durante el proceso de realización del proyecto como por ejemplo: transporte de materiales, impresión de planos, gastos varios, etc. Estos valores se detallan en la tabla 6.9.

**Tabla 6.9** Costos de imprevistos

IMPREVISTOS	VALOR [USD]
Transporte y viaticos a la ciudad de Santo Domingo	\$49,00
Transporte de materiales	\$30,00
Impresión de planos	\$10,00
Materiales extras	\$10,00
Varios	\$15,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$114,00</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

### 6.3.4 COSTO INDIRECTO TOTAL

En la tabla 6.10 se indica el valor total de los costos indirectos.

**Tabla 6.10** Costo indirecto total

COMPONENTE DEL COSTO	VALOR (USD)
Costos de materiales indirectos	\$89,58
Costos de ingeniería	\$900,00
Costos por imprevistos	\$114,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$1.103,58</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

## 6.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Como se indicó este valor es el resultado de la adición de los costos directos e indirectos cuyo monto se presenta en la tabla 6.11.

**Tabla 6.11** Costo total de la máquina

TIPO DE COSTO	VALOR (USD)
Costo directo	\$2.733,49
Costo indirecto	\$1.103,58
<b>TOTAL</b>	<b>\$3.837,07</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1 CONCLUSIONES

- Una vez finalizado el proyecto, se concluye que los objetivos propuestos para el mismo se cumplen satisfactoriamente, es decir, se logra diseñar y construir una máquina que es muy fácil de operar, transportar y es segura en el momento del funcionamiento.
- La máquina tiene un costo relativamente moderado comparado con otras máquinas afines, por lo tanto puede ser implementada por el microempresario en su negocio con la certeza de que se va a obtener una alta utilidad.
- En cuanto al objetivo de la producción, se superan las expectativas presentadas al inicio, es decir se pueden obtener volúmenes de producción mayores debido a la funcionalidad del variador de velocidad.
- El proceso constructivo lleva un tiempo no muy corto, debido a la obtención de las piezas fundidas y la verificación de las piezas en el momento de realizar el ensamblaje final.
- El resto de componentes individuales se realizan sin mayores contratiempos siguiendo el proceso de fabricación especificado en los planos de construcción los cuales cumplen con las normas del dibujo y detallan claramente los ajustes y tolerancias requeridos en cada elemento.
- El ensamble de la máquina es sencillo, por lo cual facilita posteriores requerimientos de desmontaje para realizar mantenimientos o reemplazar alguno de sus componentes.
- El funcionamiento de la máquina no requiere de mayores conocimientos por lo que puede ser operada y manipulada por cualquier persona.

## 7.2 RECOMENDACIONES

- Al construir piezas de fundición, es necesario tener presente el espesor mínimo de los elementos fabricados por este proceso, para luego realizar un plan de diseño que no incida en mayor escala en cuanto al maquinado de la pieza, para así ahorrar tiempos de maquinado y por ende también un ahorro económico.
- Se recomienda que al momento de operación de la máquina no se exceda en cuanto al número de papas ingresadas por vez, el mismo que fue establecido en un máximo de cuatro, debido a que puede sobre esforzar el motor y producir una avería en el mismo, además que la calidad del rebanado no sería la óptima.
- Para realizar la limpieza de la máquina, se recomienda desmontar primeramente el sistema de corte ensamblado para luego en un lugar un poco apartado proceder a limpiarlo mediante un chorro de agua, esto con la finalidad de proteger al rodamiento y evitar filtraciones de agua hacia el eje y chumacera; el resto de la máquina se puede limpiar con un trapo humedecido.
- Es importante realizar un trabajo de mantenimiento preventivo en la máquina cada cierto tiempo, el cual incluye el desmontaje del eje para su limpieza, engrase de la chumacera, revisión de las bandas y las conexiones del sistema eléctrico.
- Se recomienda poner mucha atención al fabricar o construir máquinas en las cuales intervengan productos alimenticios, debido a que dichos dispositivos necesitan de materiales adecuados para la construcción, es decir aquellos que entran directamente en contacto con el alimento no deben ser nocivos para la salud humana.
- De acuerdo a las pruebas de campo, se recomienda realizar perforaciones de mayor diámetro para tener mejor evacuación del almidón.

## BIBLIOGRAFÍA

1. SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 8<sup>va</sup> edición; México; 2000.
2. GERE, James; Mecánica de materiales; 6<sup>ta</sup> edición; Thomson; México; 2006
3. SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw-Hill; 4<sup>ta</sup> edición; México 1986.
4. NORTON, Robert; Diseño de máquinas; Prentice-Hall; 2005
5. CLIFFORD; Matthews; Engineers' Guide to Rotating Equipment; Professional Engineering Publishing; London; 2002.
6. HEARN, E. J.; Resistencia de materiales, diseño de estructuras y máquinas; Interamericana; 1<sup>ra</sup> Edición; 1984.
7. BEER, F; JOHNSTON, R; Mecánica de materiales; Mc-Graw Hill; 3<sup>ra</sup> Edición; 2001.
8. VARGAS, J.; Fundamentos de dibujo industrial; EPN; 2013.
9. GTZ; Tablas para la industria metalúrgica; Reverté; Barcelona; 1984
10. LARBURU, Nicolas; Máquinas prontuario; 13<sup>va</sup> edición; México; 2001
11. INEN; Código de dibujo técnico-mecánico; Quito; 1989
12. BOHLER; Manual de aceros especiales; Quito; 2007
13. INDURA; Manual de aceros inoxidables; Indura S.A; 2010
14. KOYO; Manual de rodamientos; Jtek; 3<sup>ra</sup> edición Panamá; 2008

## **ANEXOS**

**ANEXO A**

**FUERZAS OBTENIDAS EN EL ENSAYO DE CORTE**

TIPO	FUERZAS OBTENIDAS ( N )		
	CUCHILLAS		
	Papas	Pasto	Cuchillo pequeño
CHOLAS	19,75	17,6	15,8
	21,2	16,7	16,75
	18,9	17,35	15,3
	20,1	17,5	14,8
	19,2	17,8	16,2
	21,4	16,4	16,35
	20,5	17,47	15,45
	20,43	17,1	15,5
	18,7	16,45	15,3
	22,3	16,8	16,2
	14,45	11,5	10,73
CAPIRO	13,75	11,2	11,1
	14	10,67	10,56
	13,5	10,8	10,45
	14,6	11,3	10,8
	13,8	11,2	10,7
	13,6	11	11,4
	13,5	10,7	10,4
	14,75	11,6	10,85
	13,75	10,9	11,3
	10,3	8,4	6,21
LEONA BLANCA	10,62	7,23	5,7
	9,1	6,89	5,45
	8,7	7,45	6,42
	9,6	8,1	6,3
	10,5	7,45	6
	9,8	7,3	5,5
	9,3	6,9	6,2
	8,1	7	5,65
	8,5	7,2	6,4
	Velocidad del ensayo de corte : 60 mm /min		

<b>Promedio de la fuerza de corte mayor</b>	19,9875	N
---	---------	---

**ANEXO B**  
**PROTOCOLO DE PRUEBAS**

### FORMATO DEL PROTOCOLO DE PRUEBAS

<b>PROTOCOLO DE PRUEBAS</b>			
EMPRESA VERIFICADORA		NOMBRE DEL VERIFICADOR	
TIPO DE MÁQUINA			
FECHA		NÚMERO DE HOJA	1/2
<b>PRUEBAS A REALIZARSE</b>			
<b>COMPROBACIÓN DE DIMENSIONES GENERALES</b>			
Dimensión a comprobar	Diseño	Prototipo	Aceptación
			Si
Largo total (mm)			
Ancho total (mm)			
Altura total (mm)			
<b>PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN VACÍO</b>			
Tiempo de funcionamiento (min)	Tipo de sistema	Óptimo	Pésimo
15	Transmisión por Bandas		
	Giro del Rotor-impulsor		
	Sistema de corte		
	Estructura en general		
15	Transmisión por Bandas		
	Giro del Rotor-impulsor		
	Sistema de corte		
	Estructura en general		
60	Transmisión por Bandas		
	Giro del Rotor-impulsor		
	Sistema de corte		
	Estructura en general		

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

PROTOCOLO DE PRUEBAS					
				NÚMERO DE HOJA	2/2
TENSIÓN EN LAS BANDAS					
Número de banda	Correcta		Incorrecta		
1					
2					
CAPACIDAD DE REBANADO DEL PRODUCTO (Kg)					
Tiempo (min)	Teórico	Práctico	Cumple	No cumple	
15					
30					
60					
PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA					
Tiempo de funcionamiento (min)	Tipo de sistema		Óptimo	Pésimo	
15	Transmisión por Bandas				
	Giro del Rotor-impulsor				
	Sistema de corte				
	Estructura en general				
15	Transmisión por Bandas				
	Giro del Rotor-impulsor				
	Sistema de corte				
	Estructura en general				
60	Transmisión por Bandas				
	Giro del Rotor-impulsor				
	Sistema de corte				
	Estructura en general				
<b>OBSERVACIONES:</b>					
<b>VERIFICADOR 1</b>		<b>VERIFICADOR 2</b>		<b>DIRECTOR</b>	

**Fuente:** Propia

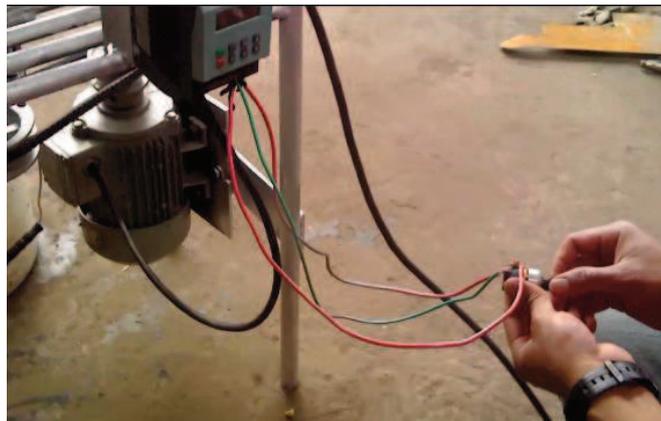
**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

**ANEXO C**

**PRUEBA DE CAMPO PARA DETERMINAR LA VELOCIDAD  
DE OPERACIÓN**



**Fotografía C.1** Toma de los tiempos de corte



**Fotografía C.2** Cambio de velocidad en el variador mediante el potenciómetro



**Fotografía C.3** Detalle del corte de la papa



**Fotografía C.4** Verificación de la calidad del producto rebanado



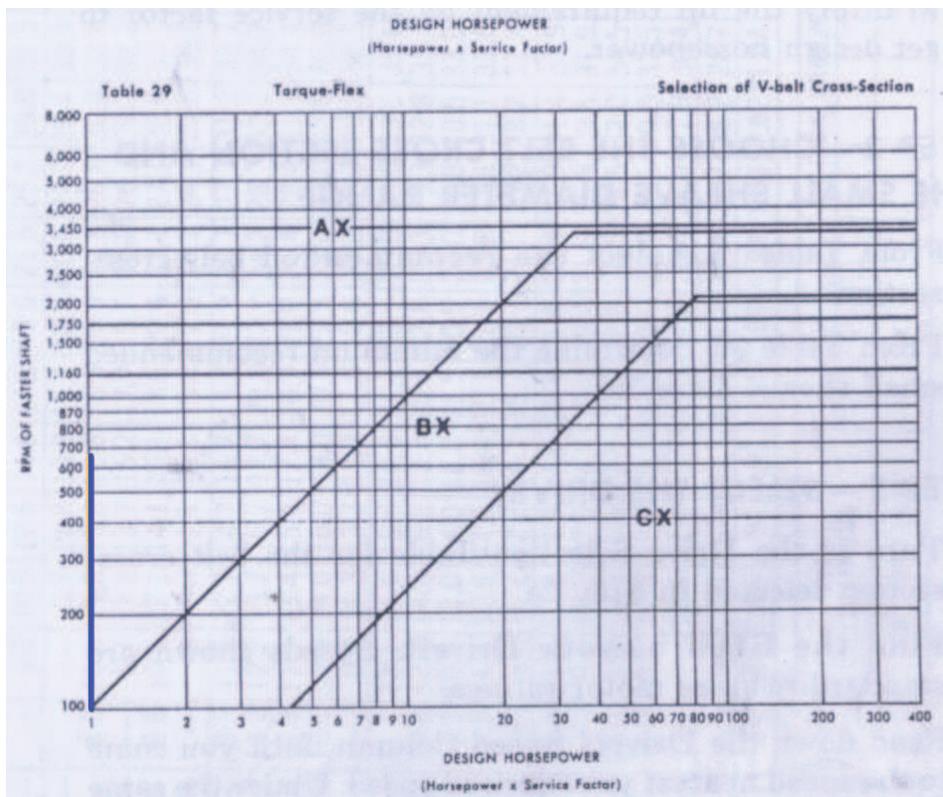
**Fotografía C.5** Integrantes del proyecto con el prototipo

<b>TIEMPO DE PRODUCCIÓN</b>		
<b>N° de papas</b>	<b>Masa total (Kg)</b>	<b>Tiempo de corte (s)</b>
1	0,45	8
	0,45	10
	0,45	8
	0,45	9
	0,45	10
PROMEDIO		9
2	0,9	15
	0,9	14
	0,9	15
	0,9	16
	0,9	16
PROMEDIO		15,2
3	1,35	25
	1,35	23
	1,35	26
	1,35	27
	1,35	25
PROMEDIO		25,2
4	1,8	38
	1,8	37
	1,8	40
	1,8	42
	1,8	38
PROMEDIO		39
5	2,25	60
	2,25	62
	2,25	58
	2,25	65
	2,25	67
<b>PROMEDIO</b>		<b>62,4</b>

**ANEXO D**  
**MANUAL DE BANDAS EN V**

TYPICAL SERVICE FACTORS						
DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
Driven Machine Types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below.  <b>IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR.</b>  Idler on slack side (inside) None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2	ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines			ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound		
	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR



**TABLE 30 — MINIMUM RECOMMENDED SHEAVE  
DIAMETERS FOR ELECTRIC MOTORS**

MOTOR HORSE- POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
*30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

\*Note: Data above the line are from National Electrical Manufacturers

**SHEAVE PITCH DIAMETER (IN INCHES)**

RPM OF FASTER SHAFT	2.4				2.5				2.8				3.0				3.2			
	CVS	HY-T/TT	TF		CVS	HY-T/TT	TF		CVS	HY-T/TT	TF		CVS	HY-T/TT	TF		CVS	HY-T/TT	TF	
1160	.64	.82	1.13		.81	1.00	1.37		.97	1.19	1.60		1.13	1.37	1.83		1.30	1.55	2.06	
1760	1.08	1.37	1.83		1.08	1.30	1.70		1.31	1.56	2.03		1.54	1.82	2.36		1.77	2.07	2.68	
3600	1.18	1.37	1.64		1.59	1.83	2.22		2.00	2.27	2.78		2.39	2.71	3.33		2.77	3.13	3.86	
60	.05	.09	.14		.07	.10	.16		.08	.11	.18		.09	.12	.19		.10	.13	.21	
100	.10	.15	.24		.12	.17	.27		.14	.19	.30		.16	.21	.33		.17	.23	.35	
160	.14	.20	.31		.17	.23	.36		.19	.26	.40		.22	.29	.44		.24	.32	.48	
200	.18	.25	.38		.21	.29	.44		.24	.33	.49		.28	.36	.54		.31	.40	.60	
300	.24	.33	.50		.29	.39	.58		.34	.44	.65		.39	.50	.73		.43	.55	.80	
400	.30	.40	.60		.36	.48	.70		.43	.55	.80		.49	.62	.89		.55	.69	.99	
600	.35	.47	.70		.43	.56	.81		.51	.65	.93		.58	.74	1.04		.66	.82	1.16	
800	.40	.53	.78		.50	.64	.91		.59	.74	1.05		.68	.85	1.18		.77	.95	1.32	
1000	.45	.59	.85		.56	.71	1.01		.66	.83	1.15		.76	.95	1.32		.87	1.07	1.47	
1200	.50	.65	.92		.62	.78	1.10		.73	.91	1.27		.85	1.05	1.44		.95	1.15	1.61	
1400	.54	.70	.98		.67	.85	1.18		.80	.99	1.37		.93	1.14	1.56		1.01	1.29	1.74	
1600	.58	.74	1.04		.73	.91	1.25		.87	1.07	1.46		1.01	1.23	1.67		1.15	1.39	1.87	
1800	.62	.79	1.10		.78	.97	1.32		.93	1.14	1.55		1.09	1.32	1.77		1.24	1.49	1.99	
2000	.66	.83	1.15		.83	1.02	1.39		1.00	1.21	1.63		1.15	1.40	1.87		1.33	1.59	2.11	
2200	.69	.87	1.19		.88	1.08	1.46		1.06	1.28	1.72		1.24	1.48	1.97		1.41	1.68	2.22	
2400	.73	.91	1.24		.92	1.13	1.52		1.12	1.35	1.79		1.31	1.56	2.06		1.50	1.77	2.33	
2600	.76	.95	1.28		.97	1.18	1.57		1.17	1.41	1.87		1.38	1.64	2.15		1.58	1.86	2.44	
2800	.79	.98	1.32		1.01	1.23	1.63		1.23	1.47	1.91		1.44	1.71	2.24		1.66	1.95	2.54	
3000	.82	1.02	1.35		1.06	1.28	1.68		1.28	1.53	2.00		1.51	1.78	2.32		1.73	2.03	2.62	
3200	.85	1.05	1.38		1.10	1.32	1.73		1.34	1.59	2.07		1.57	1.85	2.40		1.81	2.11	2.71	
3400	.88	1.08	1.42		1.14	1.36	1.77		1.39	1.64	2.13		1.64	1.92	2.48		1.88	2.19	2.82	
3600	.91	1.11	1.44		1.17	1.40	1.82		1.44	1.70	2.19		1.70	1.98	2.55		1.95	2.27	2.91	
2100	.94	1.13	1.47		1.21	1.44	1.85		1.49	1.75	2.24		1.75	2.05	2.62		2.02	2.34	2.99	
2200	.96	1.16	1.49		1.25	1.48	1.90		1.53	1.80	2.29		1.81	2.11	2.69		2.09	2.41	3.07	
2300	.98	1.18	1.52		1.26	1.52	1.93		1.58	1.84	2.35		1.87	2.17	2.75		2.15	2.48	3.15	
2400	1.01	1.21	1.54		1.31	1.55	1.97		1.62	1.89	2.39		1.92	2.22	2.81		2.22	2.55	3.22	
2500	1.05	1.25	1.57		1.38	1.61	2.03		1.70	1.97	2.48		2.02	2.33	2.93		2.34	2.68	3.36	
2800	1.08	1.28	1.60		1.43	1.67	2.09		1.78	2.05	2.56		2.12	2.43	3.03		2.45	2.79	3.49	
3000	1.12	1.32	1.62		1.49	1.72	2.13		1.85	2.12	2.64		2.20	2.52	3.13		2.55	2.90	3.61	
3200	1.14	1.34	1.63		1.53	1.77	2.17		1.91	2.19	2.70		2.28	2.60	3.22		2.65	3.00	3.72	
3400	1.17	1.36	1.64		1.57	1.81	2.20		1.97	2.25	2.75		2.36	2.67	3.29		2.73	3.09	3.82	
3600	1.19	1.38	1.64		1.61	1.84	2.23		2.02	2.30	2.80		2.42	2.74	3.36		2.81	3.17	3.90	
3800	1.20	1.39	1.64		1.64	1.87	2.25		2.06	2.34	2.84		2.48	2.80	3.42		2.88	3.24	3.98	
4000	1.21	1.39	1.63		1.65	1.89	2.26		2.10	2.38	2.87		2.53	2.85	3.46		2.94	3.30	4.04	
4200	1.22	1.39	1.61		1.68	1.91	2.26		2.13	2.40	2.89		2.57	2.89	3.50		2.98	3.35	4.10	
4400	1.22	1.38	1.58		1.70	1.91	2.25		2.16	2.42	2.90		2.60	2.92	3.53		3.02	3.39	4.14	
4600	1.21	1.37	1.56		1.70	1.92	2.24		2.17	2.44	2.91		2.62	2.94	3.55		3.05	3.42	4.17	
4800	1.20	1.36	1.52		1.70	1.91	2.22		2.18	2.44	2.90		2.64	2.95	3.56		3.07	3.43	4.19	
5000	1.19	1.33	1.48		1.70	1.90	2.20		2.18	2.44	2.89		2.64	2.95	3.56		3.07	3.44	4.20	



**ANEXO E**

**PROPIEDADES DE LOS MATERIALES EMPLEADOS**

## ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

**1. Descripción:** es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

**2. Normas involucradas:** ASTM A108

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 163 HB (84 HRb)  
 Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)  
 Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)  
 Elongación 16% (en 50 mm)  
 Reducción de área (40%)  
 Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)  
 Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.43 – 0.50 % C  
 0.60 – 0.90 % Mn  
 0.04 % P máx.  
 0.05 % S máx.

**6. Usos:** los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

**7. Tratamientos térmicos:** se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumplir el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura por lo que en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

**ACERO MAQUINARIA -AISI 1045**

## ACERO INOXIDABLE 304 (UNS S30400)

**1. Descripción:** éste es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidables de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y en servicio continuo hasta 925°C. No se recomienda para uso continuo entre 425 - 860°C pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

**2. Normas involucradas:** ASTM A 276

**3. Propiedades mecánicas:** Resistencia a la fluencia: 310 MPa (45 KSI)  
Resistencia máxima: 620 MPa (90 KSI)  
Elongación 30 % (en 50mm)  
Reducción de área 40 %  
Módulo de elasticidad: 200 GPa (29000 KSI)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.8 g/cm<sup>3</sup> (0.28 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.08 % C mín  
2.00 % Mn  
1.00 % Si  
18.0 - 20.0 % Cr  
8.0 - 10.5 % Ni  
0.045 % P  
0.03 % S

**6. Usos:** sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

**7. Tratamientos térmicos:** éste acero inoxidable no puede ser endurecido por tratamiento térmico. Para el recocido, caliente entre 1010 y 1120°C y enfríe rápidamente

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumplir el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su usación e diseño.

## ACERO INOXIDABLE- AISI 304

### ACERO ESTRUCTURAL USO CONSTRUCCION

Calidad del Acero Norma ASTM A 36 / A 36M-94

Tolerancias Dimensionales Norma ASTM A6/A6M-94 y EN 10163/2-91

#### Normas Americanas ASTM

##### Composición química

Designación ASTM	Grade	Espesor (mm)	C (Máx)	Mn	P (Max)	S (Max)	Si
A 36 / A 36 M - 94	-	< 20	0.25	-	0.04	0.05	0.40 (max)
	-	20 - 40	0.24	0.80 - 1.20	0.04	0.05	0.40 (Max)
	-	40 - 65	0.26	0.80 - 1.20	0.04	0.05	0.15 - 0.40
	-	65 - 100	0.27	0.85 - 1.20	0.04	0.05	0.15 - 0.40
A 283 / A 283 M - 93	C	< 40	0.24	0.90 (Max)	0.035	0.04	0.40 (Max)
	C	>40	0.24	0.90 (Max)	0.034	0.04	0.15 - 0.40
A 529 / A 529M - 94	50		0.27	1.35 (Max)	0.040	0.05	0.40 (Max)
A 573 / A 573M - 93	70	<13	0.27	0.85 - 1.20	0.035	0.04	0.15 - 0.40
	0	13 - 40	0.28	0.85 - 1.20	0.035	0.04	0.15 - 0.40

#### Normas Americanas ASTM

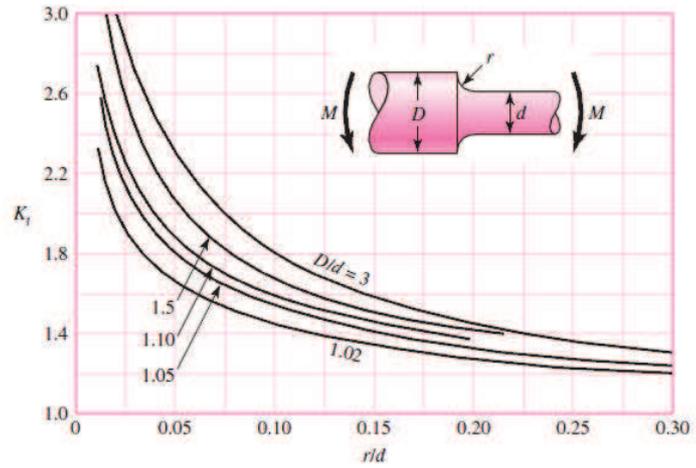
##### Propiedades Mecánicas

DESIGNACION ASTM	Grade	Lim. elástico (N/mm)	Resist. a Tracción (Rm)	Alargamiento (Min)		Resiliencia (Min)		
				Mpa.	%		C°	J
					8"	2"		
A 36 / A 36M - 94	-	250	400 - 550	20	23	-	-	
A 283 / A 283M - 93	C	205	380 - 515	22	25	-	-	
A 529 / A 529M - 94	50	345	485 - 690	18	21	-	-	
A 573 / A 573M - 93	70	290	485 - 620	18	21	-	-	

**ANEXO F**  
**GRAFICOS Y TABLAS DEL MANUAL DE DISEÑO DE**  
**SHIGLEY**

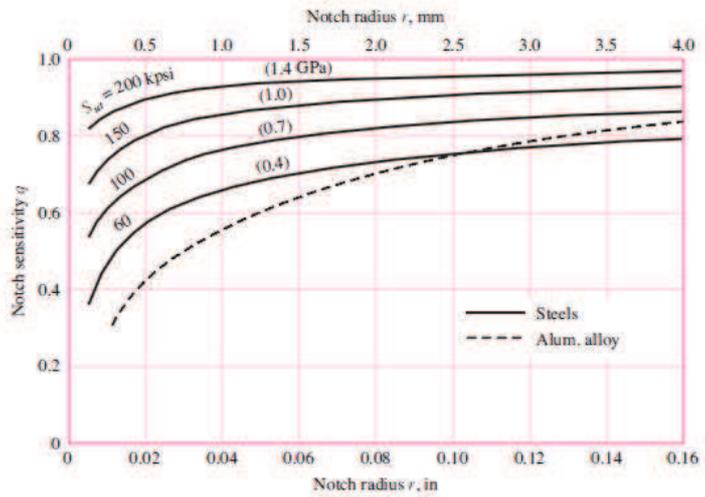
**Figure A-15-9**

Round shaft with shoulder fillet in bending.  $\sigma_0 = Mc/I$ , where  $c = d/2$  and  $I = \pi d^4/64$ .



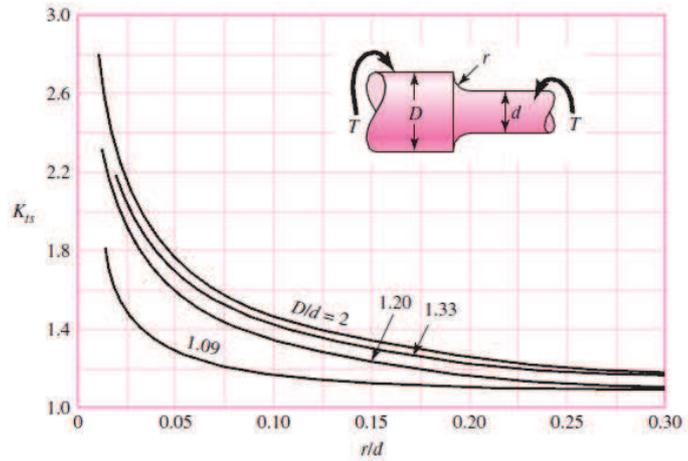
**Figure 6-20**

Notch-sensitivity charts for steels and UNS A92024-T wrought aluminum alloys subjected to reversed bending or reversed axial loads. For larger notch radii, use the values of  $q$  corresponding to the  $r = 0.16$ -in (4-mm) ordinate. (From George Sines and J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1969 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.)



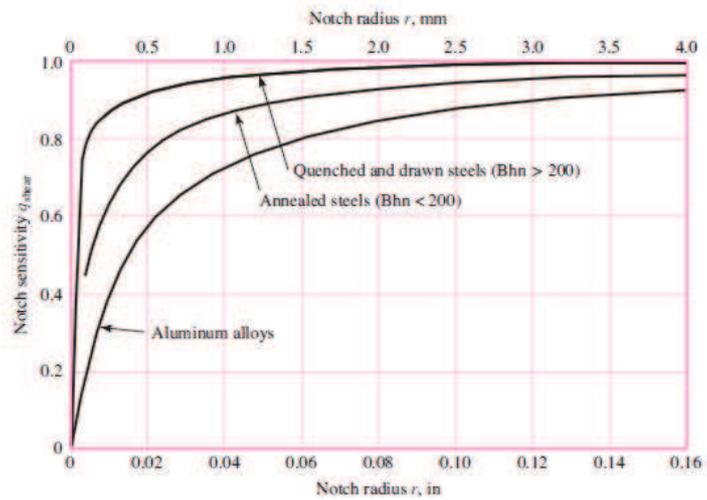
**Figure A-15-8**

Round shaft with shoulder fillet in torsion.  $\tau_0 = Tc/J$ , where  $c = d/2$  and  $J = \pi d^4/32$ .



**Figure 6-21**

Notch-sensitivity curves for materials in reversed torsion. For larger notch radii, use the values of  $q_{shear}$  corresponding to  $r = 0.16$  in (4 mm).



**ANEXO G**

**TABLAS DE RODAMIENTO Y CHUMACERA**

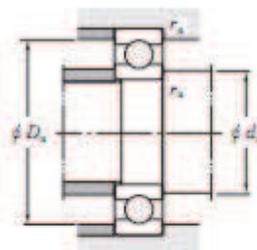
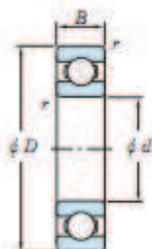
Table 5-4 Recommended bearing service life (reference)

Operating condition	Application	Recommended service life (h)
Short or intermittent operation	Household electric appliance, electric tools, agricultural equipment, heavy cargo hoisting equipment	4 000 – 8 000
Not extended duration, but stable operation required	Household air conditioner motors, construction equipment, conveyers, elevators	8 000 – 12 000
Intermittent but extended operation	Rolling mill roll necks, small motors, cranes	8 000 – 12 000
	Motors used in factories, general gears	12 000 – 20 000
	Machine tools, shaker screens, crushers	20 000 – 30 000
	Compressors, pumps, gears for essential use	40 000 – 60 000
Daily operation more than 8 hr. or continuous extended operation	Escalators	12 000 – 20 000
	Centrifugal separators, air conditioners, air blowers, woodworking equipment, passenger coach axle journals	20 000 – 30 000
	Large motors, mine hoists, locomotive axle journals, railway rolling stock traction motors	40 000 – 60 000
	Paper manufacturing equipment	100 000 – 200 000
24 hr. operation (no failure allowed)	Water supply facilities, power stations, mine water discharge facilities	100 000 – 200 000

Tipo de Servicio	Aplicación	Horas de vida de Servicio (h)
Equipos utilizados ocasionalmente	Mecanismos para accionamiento de puertas	500
Sustituidos periódicamente para obtener una fiabilidad excepcionalmente alta.	Motores de aviación	500-2000
Utilizados a intervalos cortos, no muy críticos.	Herramientas de mano - Equipos agrícolas - Electrodomésticos Grúas - Alimentador automático de materiales Cabrestantes para servicios pesado	4000-8000
Utilizados a intervalos, pero que han de tener una fiabilidad de servicio adecuada.	Equipos auxiliares en centrales energéticas - Transportadores para líneas de montaje - Grúas para manipulación de materiales - Máquinas herramientas utilizadas con poca frecuencia.	8000-12000
Funcionando durante 8 horas al día, pero no siempre en funcionamiento completo.	Motores eléctricos de planta - Reductores de engranajes	12000-20000
Completamente funcionando durante 8 horas al día.	Maquinaria general en plantas de fabricación - Grúas que trabajan de forma constante - Ventiladores que trabajan de forma constante - Rodillos de mesas de tren de laminación.	20000-30000
Funcionando constantemente durante 24 horas.	Compresores - Bombas - Motores eléctricos para plantas. Rodillos transportadores - Cabrestantes de minas.	40000-60000
Funcionando en forma continua durante 24 horas, en aplicaciones muy críticas.	Maquinaria para fabricación de papel - Centrales energéticas. Bombas de minas - Suministro de agua para zonas urbanas. Maquinaria de buques de funcionamiento constante.	100000-200000

## Single-row deep groove ball bearings ————— **Koyo**

$d$  (20) ~ (30) mm



Boundary dimensions (mm.)				Basic load ratings (kN)		Factor $f_0$	Limiting speeds ( $\text{min}^{-1}$ )		Bearing No.	Mounting dimensions (mm.)			Refer. Mass (kg)
$d$	$D$	$B$	$r_{\text{min}}$	$C_r$	$C_{0r}$		Grease lub.	Oil lub.		$d_e$ min.	$D_e$ max.	$r_e$ max.	
20	42	12	0.6	9.40	5.05	13.9	17 000	21 000	<b>6004</b>	24	38	0.6	0.069
	42	12	0.6	11.5	5.85	13.0	18 000	21 000	<b>6004R</b>	24	38	0.6	0.073
	47	14	1	12.8	6.65	13.2	15 000	17 000	<b>6204</b>	25	42	1	0.106
	47	14	1	15.6	7.60	12.0	16 000	18 000	<b>6204R</b>	25	42	1	0.114
	52	16	1.1	15.9	7.85	12.3	14 000	17 000	<b>6304</b>	25.5	45.5	1	0.144
	52	16	1.1	18.1	8.95	12.0	14 000	16 000	<b>6304R</b>	25.5	45.5	1	0.151
	72	19	1.1	31.0	15.2	11.1	11 000	13 000	<b>6404</b>	25.5	65.5	1	0.400
22	44	12	0.6	9.40	5.15	14.1	17 000	20 000	<b>60/22</b>	25	40	0.6	0.073
	50	14	1	12.8	6.65	13.2	15 000	17 000	<b>62/22</b>	27	45	1	0.118
	56	16	1.1	18.5	9.40	12.6	13 000	15 000	<b>63/22</b>	28.5	49.5	1	0.201
25	37	7	0.3	4.30	2.95	16.0	18 000	21 000	<b>6905</b>	27	35	0.3	0.022
	42	9	0.3	7.00	4.55	15.4	16 000	19 000	<b>6905</b>	27	40	0.3	0.041
	47	9	0.3	8.95	5.60	15.1	15 000	18 000	<b>16005</b>	27	45	0.3	0.060
	47	12	0.6	10.1	5.85	14.5	15 000	18 000	<b>6005</b>	25	43	0.6	0.080
	52	15	1	14.0	7.85	13.9	13 000	15 000	<b>6205</b>	30	47	1	0.128
	52	15	1	17.6	9.30	12.8	13 000	16 000	<b>6205R</b>	30	47	1	0.138
	62	17	1.1	20.6	11.3	13.2	11 000	13 000	<b>6305</b>	31.5	55.5	1	0.232
	62	17	1.1	26.2	13.4	11.9	11 000	14 000	<b>6305R</b>	31.5	55.5	1	0.255
	80	21	1.5	36.1	19.4	12.2	9 100	11 000	<b>6405</b>	33	72	1.5	0.530
28	52	12	0.6	12.4	7.40	14.5	14 000	16 000	<b>60/28</b>	32	48	0.6	0.097
	58	16	1	17.9	9.75	13.4	12 000	14 000	<b>62/28</b>	33	53	1	0.173
	68	18	1.1	23.5	13.1	13.3	10 000	12 000	<b>63/28</b>	34.5	61.5	1	0.328
30	42	7	0.3	4.55	3.40	16.4	15 000	18 000	<b>6906</b>	32	40	0.3	0.026
	47	9	0.3	7.25	5.00	15.8	14 000	17 000	<b>6906</b>	32	45	0.3	0.045
	55	9	0.3	11.2	7.35	15.2	13 000	16 000	<b>16006</b>	32	53	0.3	0.085
	55	13	1	13.2	8.25	14.7	13 000	15 000	<b>6006</b>	35	50	1	0.116
	62	16	1	19.5	11.3	13.9	11 000	13 000	<b>6206</b>	35	57	1	0.199
	62	16	1	23.4	12.8	13.0	11 000	13 000	<b>6206R</b>	35	57	1	0.212

**Ball bearing units  
square-flanged type  
UCF (with set screws)  
d<sub>f</sub> 12 ~ (55) mm**

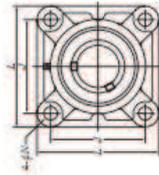
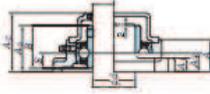
Tolerances for housing

Housing No.	Housing No.		Housing No.
	UCF	UCF	
UCF201	UCF201	UCF201	UCF201
UCF202	UCF202	UCF202	UCF202
UCF203	UCF203	UCF203	UCF203
UCF204	UCF204	UCF204	UCF204
UCF205	UCF205	UCF205	UCF205
UCF305	UCF305	UCF305	UCF305
UCF306	UCF306	UCF306	UCF306
UCF307	UCF307	UCF307	UCF307
UCF308	UCF308	UCF308	UCF308
UCF309	UCF309	UCF309	UCF309
UCF210	UCF210	UCF210	UCF210
UCF310	UCF310	UCF310	UCF310
UCF211	UCF211	UCF211	UCF211

Pressed steel cover



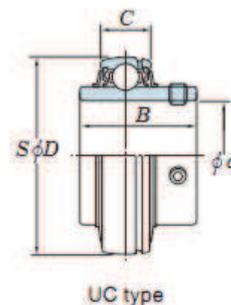
Cast iron cover



Shaft dia. (mm)	Dimensions (mm)																Housing No.	Applicable bearing No.	Factor /f <sub>0</sub>	Unit No. with covers		Cover dimensions (mm)	Unit mass (kg)																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
	d <sub>f</sub>	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>5</sub>	B <sub>6</sub>	B <sub>7</sub>	B <sub>8</sub>	B <sub>9</sub>				Pressed steel covers Open ends	Cast iron covers Open ends			Closed end	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	A <sub>5</sub>	A <sub>6</sub>	A <sub>7</sub>	A <sub>8</sub>	A <sub>9</sub>	A <sub>10</sub>	A <sub>11</sub>	A <sub>12</sub>	A <sub>13</sub>	A <sub>14</sub>	A <sub>15</sub>	A <sub>16</sub>	A <sub>17</sub>	A <sub>18</sub>	A <sub>19</sub>	A <sub>20</sub>	A <sub>21</sub>	A <sub>22</sub>	A <sub>23</sub>	A <sub>24</sub>	A <sub>25</sub>	A <sub>26</sub>	A <sub>27</sub>	A <sub>28</sub>	A <sub>29</sub>	A <sub>30</sub>	A <sub>31</sub>	A <sub>32</sub>	A <sub>33</sub>	A <sub>34</sub>	A <sub>35</sub>	A <sub>36</sub>	A <sub>37</sub>	A <sub>38</sub>	A <sub>39</sub>	A <sub>40</sub>	A <sub>41</sub>	A <sub>42</sub>	A <sub>43</sub>	A <sub>44</sub>	A <sub>45</sub>	A <sub>46</sub>	A <sub>47</sub>	A <sub>48</sub>	A <sub>49</sub>	A <sub>50</sub>	A <sub>51</sub>	A <sub>52</sub>	A <sub>53</sub>	A <sub>54</sub>	A <sub>55</sub>	A <sub>56</sub>	A <sub>57</sub>	A <sub>58</sub>	A <sub>59</sub>	A <sub>60</sub>	A <sub>61</sub>	A <sub>62</sub>	A <sub>63</sub>	A <sub>64</sub>	A <sub>65</sub>	A <sub>66</sub>	A <sub>67</sub>	A <sub>68</sub>	A <sub>69</sub>	A <sub>70</sub>	A <sub>71</sub>	A <sub>72</sub>	A <sub>73</sub>	A <sub>74</sub>	A <sub>75</sub>	A <sub>76</sub>	A <sub>77</sub>	A <sub>78</sub>	A <sub>79</sub>	A <sub>80</sub>	A <sub>81</sub>	A <sub>82</sub>	A <sub>83</sub>	A <sub>84</sub>	A <sub>85</sub>	A <sub>86</sub>	A <sub>87</sub>	A <sub>88</sub>	A <sub>89</sub>	A <sub>90</sub>	A <sub>91</sub>	A <sub>92</sub>	A <sub>93</sub>	A <sub>94</sub>	A <sub>95</sub>	A <sub>96</sub>	A <sub>97</sub>	A <sub>98</sub>	A <sub>99</sub>	A <sub>100</sub>	A <sub>101</sub>	A <sub>102</sub>	A <sub>103</sub>	A <sub>104</sub>	A <sub>105</sub>	A <sub>106</sub>	A <sub>107</sub>	A <sub>108</sub>	A <sub>109</sub>	A <sub>110</sub>	A <sub>111</sub>	A <sub>112</sub>	A <sub>113</sub>	A <sub>114</sub>	A <sub>115</sub>	A <sub>116</sub>	A <sub>117</sub>	A <sub>118</sub>	A <sub>119</sub>	A <sub>120</sub>	A <sub>121</sub>	A <sub>122</sub>	A <sub>123</sub>	A <sub>124</sub>	A <sub>125</sub>	A <sub>126</sub>	A <sub>127</sub>	A <sub>128</sub>	A <sub>129</sub>	A <sub>130</sub>	A <sub>131</sub>	A <sub>132</sub>	A <sub>133</sub>	A <sub>134</sub>	A <sub>135</sub>	A <sub>136</sub>	A <sub>137</sub>	A <sub>138</sub>	A <sub>139</sub>	A <sub>140</sub>	A <sub>141</sub>	A <sub>142</sub>	A <sub>143</sub>	A <sub>144</sub>	A <sub>145</sub>	A <sub>146</sub>	A <sub>147</sub>	A <sub>148</sub>	A <sub>149</sub>	A <sub>150</sub>	A <sub>151</sub>	A <sub>152</sub>	A <sub>153</sub>	A <sub>154</sub>	A <sub>155</sub>	A <sub>156</sub>	A <sub>157</sub>	A <sub>158</sub>	A <sub>159</sub>	A <sub>160</sub>	A <sub>161</sub>	A <sub>162</sub>	A <sub>163</sub>	A <sub>164</sub>	A <sub>165</sub>	A <sub>166</sub>	A <sub>167</sub>	A <sub>168</sub>	A <sub>169</sub>	A <sub>170</sub>	A <sub>171</sub>	A <sub>172</sub>	A <sub>173</sub>	A <sub>174</sub>	A <sub>175</sub>	A <sub>176</sub>	A <sub>177</sub>	A <sub>178</sub>	A <sub>179</sub>	A <sub>180</sub>	A <sub>181</sub>	A <sub>182</sub>	A <sub>183</sub>	A <sub>184</sub>	A <sub>185</sub>	A <sub>186</sub>	A <sub>187</sub>	A <sub>188</sub>	A <sub>189</sub>	A <sub>190</sub>	A <sub>191</sub>	A <sub>192</sub>	A <sub>193</sub>	A <sub>194</sub>	A <sub>195</sub>	A <sub>196</sub>	A <sub>197</sub>	A <sub>198</sub>	A <sub>199</sub>	A <sub>200</sub>	A <sub>201</sub>	A <sub>202</sub>	A <sub>203</sub>	A <sub>204</sub>	A <sub>205</sub>	A <sub>206</sub>	A <sub>207</sub>	A <sub>208</sub>	A <sub>209</sub>	A <sub>210</sub>	A <sub>211</sub>	A <sub>212</sub>	A <sub>213</sub>	A <sub>214</sub>	A <sub>215</sub>	A <sub>216</sub>	A <sub>217</sub>	A <sub>218</sub>	A <sub>219</sub>	A <sub>220</sub>	A <sub>221</sub>	A <sub>222</sub>	A <sub>223</sub>	A <sub>224</sub>	A <sub>225</sub>	A <sub>226</sub>	A <sub>227</sub>	A <sub>228</sub>	A <sub>229</sub>	A <sub>230</sub>	A <sub>231</sub>	A <sub>232</sub>	A <sub>233</sub>	A <sub>234</sub>	A <sub>235</sub>	A <sub>236</sub>	A <sub>237</sub>	A <sub>238</sub>	A <sub>239</sub>	A <sub>240</sub>	A <sub>241</sub>	A <sub>242</sub>	A <sub>243</sub>	A <sub>244</sub>	A <sub>245</sub>	A <sub>246</sub>	A <sub>247</sub>	A <sub>248</sub>	A <sub>249</sub>	A <sub>250</sub>	A <sub>251</sub>	A <sub>252</sub>	A <sub>253</sub>	A <sub>254</sub>	A <sub>255</sub>	A <sub>256</sub>	A <sub>257</sub>	A <sub>258</sub>	A <sub>259</sub>	A <sub>260</sub>	A <sub>261</sub>	A <sub>262</sub>	A <sub>263</sub>	A <sub>264</sub>	A <sub>265</sub>	A <sub>266</sub>	A <sub>267</sub>	A <sub>268</sub>	A <sub>269</sub>	A <sub>270</sub>	A <sub>271</sub>	A <sub>272</sub>	A <sub>273</sub>	A <sub>274</sub>	A <sub>275</sub>	A <sub>276</sub>	A <sub>277</sub>	A <sub>278</sub>	A <sub>279</sub>	A <sub>280</sub>	A <sub>281</sub>	A <sub>282</sub>	A <sub>283</sub>	A <sub>284</sub>	A <sub>285</sub>	A <sub>286</sub>	A <sub>287</sub>	A <sub>288</sub>	A <sub>289</sub>	A <sub>290</sub>	A <sub>291</sub>	A <sub>292</sub>	A <sub>293</sub>	A <sub>294</sub>	A <sub>295</sub>	A <sub>296</sub>	A <sub>297</sub>	A <sub>298</sub>	A <sub>299</sub>	A <sub>300</sub>	A <sub>301</sub>	A <sub>302</sub>	A <sub>303</sub>	A <sub>304</sub>	A <sub>305</sub>	A <sub>306</sub>	A <sub>307</sub>	A <sub>308</sub>	A <sub>309</sub>	A <sub>310</sub>	A <sub>311</sub>	A <sub>312</sub>	A <sub>313</sub>	A <sub>314</sub>	A <sub>315</sub>	A <sub>316</sub>	A <sub>317</sub>	A <sub>318</sub>	A <sub>319</sub>	A <sub>320</sub>	A <sub>321</sub>	A <sub>322</sub>	A <sub>323</sub>	A <sub>324</sub>	A <sub>325</sub>	A <sub>326</sub>	A <sub>327</sub>	A <sub>328</sub>	A <sub>329</sub>	A <sub>330</sub>	A <sub>331</sub>	A <sub>332</sub>	A <sub>333</sub>	A <sub>334</sub>	A <sub>335</sub>	A <sub>336</sub>	A <sub>337</sub>	A <sub>338</sub>	A <sub>339</sub>	A <sub>340</sub>	A <sub>341</sub>	A <sub>342</sub>	A <sub>343</sub>	A <sub>344</sub>	A <sub>345</sub>	A <sub>346</sub>	A <sub>347</sub>	A <sub>348</sub>	A <sub>349</sub>	A <sub>350</sub>	A <sub>351</sub>	A <sub>352</sub>	A <sub>353</sub>	A <sub>354</sub>	A <sub>355</sub>	A <sub>356</sub>	A <sub>357</sub>	A <sub>358</sub>	A <sub>359</sub>	A <sub>360</sub>	A <sub>361</sub>	A <sub>362</sub>	A <sub>363</sub>	A <sub>364</sub>	A <sub>365</sub>	A <sub>366</sub>	A <sub>367</sub>	A <sub>368</sub>	A <sub>369</sub>	A <sub>370</sub>	A <sub>371</sub>	A <sub>372</sub>	A <sub>373</sub>	A <sub>374</sub>	A <sub>375</sub>	A <sub>376</sub>	A <sub>377</sub>	A <sub>378</sub>	A <sub>379</sub>	A <sub>380</sub>	A <sub>381</sub>	A <sub>382</sub>	A <sub>383</sub>	A <sub>384</sub>	A <sub>385</sub>	A <sub>386</sub>	A <sub>387</sub>	A <sub>388</sub>	A <sub>389</sub>	A <sub>390</sub>	A <sub>391</sub>	A <sub>392</sub>	A <sub>393</sub>	A <sub>394</sub>	A <sub>395</sub>	A <sub>396</sub>	A <sub>397</sub>	A <sub>398</sub>	A <sub>399</sub>	A <sub>400</sub>	A <sub>401</sub>	A <sub>402</sub>	A <sub>403</sub>	A <sub>404</sub>	A <sub>405</sub>	A <sub>406</sub>	A <sub>407</sub>	A <sub>408</sub>	A <sub>409</sub>	A <sub>410</sub>	A <sub>411</sub>	A <sub>412</sub>	A <sub>413</sub>	A <sub>414</sub>	A <sub>415</sub>	A <sub>416</sub>	A <sub>417</sub>	A <sub>418</sub>	A <sub>419</sub>	A <sub>420</sub>	A <sub>421</sub>	A <sub>422</sub>	A <sub>423</sub>	A <sub>424</sub>	A <sub>425</sub>	A <sub>426</sub>	A <sub>427</sub>	A <sub>428</sub>	A <sub>429</sub>	A <sub>430</sub>	A <sub>431</sub>	A <sub>432</sub>	A <sub>433</sub>	A <sub>434</sub>	A <sub>435</sub>	A <sub>436</sub>	A <sub>437</sub>	A <sub>438</sub>	A <sub>439</sub>	A <sub>440</sub>	A <sub>441</sub>	A <sub>442</sub>	A <sub>443</sub>	A <sub>444</sub>	A <sub>445</sub>	A <sub>446</sub>	A <sub>447</sub>	A <sub>448</sub>	A <sub>449</sub>	A <sub>450</sub>	A <sub>451</sub>	A <sub>452</sub>	A <sub>453</sub>	A <sub>454</sub>	A <sub>455</sub>	A <sub>456</sub>	A <sub>457</sub>	A <sub>458</sub>	A <sub>459</sub>	A <sub>460</sub>	A <sub>461</sub>	A <sub>462</sub>	A <sub>463</sub>	A <sub>464</sub>	A <sub>465</sub>	A <sub>466</sub>	A <sub>467</sub>	A <sub>468</sub>	A <sub>469</sub>	A <sub>470</sub>	A <sub>471</sub>	A <sub>472</sub>	A <sub>473</sub>	A <sub>474</sub>	A <sub>475</sub>	A <sub>476</sub>	A <sub>477</sub>	A <sub>478</sub>	A <sub>479</sub>	A <sub>480</sub>	A <sub>481</sub>	A <sub>482</sub>	A <sub>483</sub>	A <sub>484</sub>	A <sub>485</sub>	A <sub>486</sub>	A <sub>487</sub>	A <sub>488</sub>	A <sub>489</sub>	A <sub>490</sub>	A <sub>491</sub>	A <sub>492</sub>	A <sub>493</sub>	A <sub>494</sub>	A <sub>495</sub>	A <sub>496</sub>	A <sub>497</sub>	A <sub>498</sub>	A <sub>499</sub>	A <sub>500</sub>	A <sub>501</sub>	A <sub>502</sub>	A <sub>503</sub>	A <sub>504</sub>	A <sub>505</sub>	A <sub>506</sub>	A <sub>507</sub>	A <sub>508</sub>	A <sub>509</sub>	A <sub>510</sub>	A <sub>511</sub>	A <sub>512</sub>	A <sub>513</sub>	A <sub>514</sub>	A <sub>515</sub>	A <sub>516</sub>	A <sub>517</sub>	A <sub>518</sub>	A <sub>519</sub>	A <sub>520</sub>	A <sub>521</sub>	A <sub>522</sub>	A <sub>523</sub>	A <sub>524</sub>	A <sub>525</sub>	A <sub>526</sub>	A <sub>527</sub>	A <sub>528</sub>	A <sub>529</sub>	A <sub>530</sub>	A <sub>531</sub>	A <sub>532</sub>	A <sub>533</sub>	A <sub>534</sub>	A <sub>535</sub>	A <sub>536</sub>	A <sub>537</sub>	A <sub>538</sub>	A <sub>539</sub>	A <sub>540</sub>	A <sub>541</sub>	A <sub>542</sub>	A <sub>543</sub>	A <sub>544</sub>	A <sub>545</sub>	A <sub>546</sub>	A <sub>547</sub>	A <sub>548</sub>	A <sub>549</sub>	A <sub>550</sub>	A <sub>551</sub>	A <sub>552</sub>	A <sub>553</sub>	A <sub>554</sub>	A <sub>555</sub>	A <sub>556</sub>	A <sub>557</sub>	A <sub>558</sub>	A <sub>559</sub>	A <sub>560</sub>	A <sub>561</sub>	A <sub>562</sub>	A <sub>563</sub>	A <sub>564</sub>	A <sub>565</sub>	A <sub>566</sub>	A <sub>567</sub>	A <sub>568</sub>	A <sub>569</sub>	A <sub>570</sub>	A <sub>571</sub>	A <sub>572</sub>	A <sub>573</sub>	A <sub>574</sub>	A <sub>575</sub>	A <sub>576</sub>	A <sub>577</sub>	A <sub>578</sub>	A <sub>579</sub>	A <sub>580</sub>	A <sub>581</sub>	A <sub>582</sub>	A <sub>583</sub>	A <sub>584</sub>	A <sub>585</sub>	A <sub>586</sub>	A <sub>587</sub>	A <sub>588</sub>	A <sub>589</sub>	A <sub>590</sub>	A <sub>591</sub>	A <sub>592</sub>	A <sub>593</sub>	A <sub>594</sub>	A <sub>595</sub>	A <sub>596</sub>	A <sub>597</sub>	A <sub>598</sub>	A <sub>599</sub>	A <sub>600</sub>	A <sub>601</sub>	A <sub>602</sub>	A <sub>603</sub>	A <sub>604</sub>	A <sub>605</sub>	A <sub>606</sub>	A <sub>607</sub>	A <sub>608</sub>	A <sub>609</sub>	A <sub>610</sub>	A <sub>611</sub>	A <sub>612</sub>	A <sub>613</sub>	A <sub>614</sub>	A <sub>615</sub>	A <sub>616</sub>	A <sub>617</sub>	A <sub>618</sub>	A <sub>619</sub>	A <sub>620</sub>	A <sub>621</sub>	A <sub>622</sub>	A <sub>623</sub>	A <sub>624</sub>	A <sub>625</sub>	A <sub>626</sub>	A <sub>627</sub>	A <sub>628</sub>	A <sub>629</sub>	A <sub>630</sub>	A <sub>631</sub>	A <sub>632</sub>	A <sub>633</sub>	A <sub>634</sub>	A <sub>635</sub>	A <sub>636</sub>	A <sub>637</sub>	A <sub>638</sub>	A <sub>639</sub>	A <sub>640</sub>	A <sub>641</sub>	A <sub>642</sub>	A <sub>643</sub>	A <sub>644</sub>	A <sub>645</sub>	A <sub>646</sub>	A <sub>647</sub>	A <sub>648</sub>	A <sub>649</sub>	A <sub>650</sub>	A <sub>651</sub>	A <sub>652</sub>	A <sub>653</sub>	A <sub>654</sub>	A <sub>655</sub>	A <sub>656</sub>	A <sub>657</sub>	A <sub>658</sub>	A <sub>659</sub>	A <sub>660</sub>	A <sub>661</sub>	A <sub>662</sub>	A <sub>663</sub>	A <sub>664</sub>	A <sub>665</sub>	A <sub>666</sub>	A <sub>667</sub>	A <sub>668</sub>	A <sub>669</sub>	A <sub>670</sub>	A <sub>671</sub>	A <sub>672</sub>	A <sub>673</sub>	A <sub>674</sub>	A <sub>675</sub>	A <sub>676</sub>	A <sub>677</sub>	A <sub>678</sub>	A <sub>679</sub>	A <sub>680</sub>	A <sub>681</sub>	A <sub>682</sub>	A <sub>683</sub>	A <sub>684</sub>	A <sub>685</sub>	A <sub>686</sub>	A <sub>687</sub>	A <sub>688</sub>	A <sub>689</sub>	A <sub>690</sub>	A <sub>691</sub>	A <sub>692</sub>	A <sub>693</sub>	A <sub>694</sub>	A <sub>695</sub>	A <sub>696</sub>	A <sub>697</sub>	A <sub>698</sub>	A <sub>699</sub>	A <sub>700</sub>	A <sub>701</sub>	A <sub>702</sub>	A <sub>703</sub>	A <sub>704</sub>	A <sub>705</sub>	A <sub>706</sub>	A <sub>707</sub>	A <sub>708</sub>	A <sub>709</sub>	A <sub>710</sub>	A <sub>711</sub>	A <sub>712</sub>	A <sub>713</sub>	A <sub>714</sub>	A <sub>715</sub>	A <sub>716</sub>	A <sub>717</sub>	A <sub>718</sub>	A <sub>719</sub>	A <sub>720</sub>	A <sub>721</sub>	A <sub>722</sub>	A <sub>723</sub>	A <sub>724</sub>	A <sub>725</sub>	A <sub>726</sub>	A <sub>727</sub>	A <sub>728</sub>	A <sub>729</sub>	A <sub>730</sub>	A <sub>731</sub>	A <sub>732</sub>	A <sub>733</sub>	A <sub>734</sub>	A <sub>735</sub>	A <sub>736</sub>	A <sub>737</sub>	A <sub>738</sub>	A <sub>739</sub>	A <sub>740</sub>	A <sub>741</sub>	A <sub>742</sub>	A <sub>743</sub>	A <sub>744</sub>	A <sub>745</sub>	A <sub>746</sub>	A <sub>747</sub>	A <sub>748</sub>	A <sub>749</sub>	A <sub>750</sub>	A <sub>751</sub>	A <sub>752</sub>	A <sub>753</sub>	A <sub>754</sub>	A <sub>755</sub>	A <sub>756</sub>	A <sub>757</sub>	A <sub>758</sub>	A <sub>759</sub>	A <sub>760</sub>	A <sub>761</sub>	A <sub>762</sub>	A <sub>763</sub>	A <sub>764</sub>	A <sub>765</sub>	A <sub>766</sub>	A <sub>767</sub>

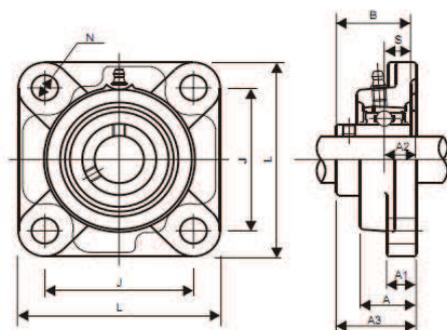
**Table 2 Ball bearings for units : outer ring tolerance Unit :  $\mu\text{m}$**

Nominal outside diameter $D$ (mm)		Mean outside diameter deviation $\Delta D_m$		Radial runout of assembled bearing outer ring $K_{ea}$
over	up to	upper	lower	max.
30	50	0	- 11	20
50	80	0	- 13	25
80	120	0	- 15	35
120	150	0	- 18	40
150	180	0	- 25	45
180	250	0	- 30	50
250	315	0	- 35	60



[Note] The lower value of mean outside diameter deviation does not apply to the sides of outer rings up to the extent of a quarter of the outer ring width from the side faces.

## Tipo UCF 200



$\phi$ eje mm.	Referencia	Dimensiones mm.									Tornillo mm	Rodamiento Ref.	Soporte Ref.	Peso Kg.
		L	J	A2	A1	A	N	A3	B	S				
12	UCF 201	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC 201	F 204	0.63
15	UCF 202	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC 202	F 204	0.61
17	UCF 203	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC 203	F 204	0.60
20	UCF 204	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC 204	F 204	0.58
25	UCF 205	95	70	16	14	27	12	35.7	34	14.3	M10	UC 205	F 205	0.72
30	UCF 206	108	83	18	14	31	12	40.2	38	15.9	M10	UC 206	F 206	1
35	UCF 207	117	92	19	16	34	14	44.4	42.9	17.5	M12	UC 207	F 207	1.4
40	UCF 208	130	102	21	16	36	16	51.2	49.2	19	M14	UC 208	F 208	1.8
45	UCF 209	137	105	22	18	36	16	52.2	49.2	19	M14	UC 209	F 209	2.1
50	UCF 210	143	111	22	18	40	16	54.6	51.6	19	M14	UC 210	F 210	2.4
55	UCF 211	162	130	25	20	43	19	56.4	55.6	22.2	M16	UC 211	F 211	3.4
60	UCF 212	175	143	29	20	46	19	66.7	65.1	25.4	M16	UC 212	F 212	4

**ANEXO H**

**ESPECIFICACIONES DEL MOTOR ELÉCTRICO DE 1 HP**

## Motores trifásicos 6 polos (1.200 rpm), 60Hz e IP55

No. de Depósito	Descripción		Precio Lista Unit. US \$						
<p><b>¿Su motor es más eficiente?</b></p> <p>Protéjalo únicamente con productos Siemens:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>✓ SIRIUS</li> <li>✓ SINAMICS</li> <li>✓ MICROMASTER</li> </ul>									
	Motor 6 polos Tipo 1LA7 132 S/M	Motor 6 polos Tipo 1LG4 250 M							
	<b>VELOCIDAD 1.200 rpm (6 polos)</b>								
(Eficacia E1)	Tipo	Tamaño Constructivo	Potencia HP	Potencia kW	Eficiencia %	F.Servicio FS	Corriente (A)		
							220 VAC	440 VAC	
100160479	1LA7073-6YA60	80	0.5	0.37	64.3	1.05	2.2	1.1	195,00
100160484	1LA7080-6YA60	80	0.75	0.56	55.6	1.05	3.0	1.5	228,00
100160490	1LA7083-6YA60	80	1.0	0.74	67.5	1.15	4.2	2.1	297,00
100160496	1LA7096-6YB60	90	1.5	1.12	75.7	1.15	6.6	3.3	344,00
100160502	1LA7097-6YB60	90	2.0	1.5	78.5	1.15	7.8	3.9	363,00
100160512	1LA7112-6YB60	112	3.0	2.2	79.1	1.15	11.8	5.9	405,00
100160515	1LA7115-6YB60	112	4.0	3.0	83.5	1.15	15.0	7.5	523,00
100059905	1LA7132-6YB70	132 S/M	5.0	3.73	83.5	1.15	16.4	8.2	736,00
100059900	1LA7133-6YB70	132 S/M	7.5	5.6	85.2	1.15	26.0	13.0	841,00
100059901	1LA7136-6YB70	132 S/M	10.0	7.5	86.0	1.05	33.0	16.5	967,00
100059906	1LA7164-6YB70	160 MIL	15.0	11.2	89.0	1.15	47.4	23.7	1.446,00
100059907	1LA7168-6YB70	160 MIL	20.0	14.9	89.5	1.10	66.0	33.0	1.767,00
100160444	1LA5186-6YB80	180 L	25.0	18.7	90.9	1.05	67.5	33.8	2.587,00
100160698	1LA5206-6YB80	200 L	30.0	22.4	91.7	1.05	79.0	39.5	3.319,00
100160700	1LA5208-6YB80	200 L	40.0	29.6	92.2	1.05	106.0	53.0	3.763,00
100160702	1LA5223-6YB80	225 M	50.0	37.3	92.1	1.15	124.0	62.0	4.417,00
	Tipo	Tamaño Constructivo	Potencia HP	Potencia kW	Eficiencia %	F.Servicio FS	Corriente (A)		
							460 VAC		
100023103	1LG4253 - 6AA60	250 M	60	44.5	92.8	1.0	73.0		4.640,00
100023122	1LG4283 - 6AA60	280 M	88	66.0	93.1	1.0	104.0		6.900,00
100023172	1LG4310 - 6AA60	315 S	120	90.0	93.7	1.0	140.0		8.565,00

## Motores trifásicos series 1LA5 / 1LA7 y 1LG4

### Descripción



#### Generalidades

Nuestro amplio conocimiento técnico, que tiene en el mundo más de 150 años de experiencia consolidada, dan como resultado un motor preparado para el futuro: diseño universal y ventajas técnicas. Nuestros motores cumplen con las exigentes demandas técnicas del mercado, demostrando, una vez más, nuestro liderazgo a nivel mundial.

Gracias a su carcasa en aluminio se asegura una excelente conductividad térmica y un bajo peso. Su diseño permite que operen a dos tensiones y que su arranque se realice ya sea directamente, en estrella triángulo (A partir del tamaño AH 132), con arrancador suave o con variador de velocidad lo cual posibilita su aplicación en la totalidad de condiciones disponibles. Con el fin de darle aún más tranquilidad a su usuario, toda la familia cuenta con 1 año de garantía y el respaldo de nuestra red de distribuidores y talleres autorizados.

#### Características Eléctricas:

- Eficiencia superior IE1 hasta tamaño constructivo 225.
- Tensiones conmutables 220 / 440 VAC a 60 Hz.
- Posibilidad de arranque directo en tamaños constructivos 71, 80, 90 y 112. Adicionalmente arranque Y- $\Delta$  a partir del tamaño 132.
- Clase térmica F.
- Tipo de servicio: S1.
- Factor de servicio (FS): entre 1.05 a 1.15.
- Temperatura de operación: -15/40°C.
- Aptos para ser accionados con variador de velocidad.
- Motores Tipo 1LG4 de procedencia Europea.

#### Características Mecánicas:

- Carcasa en aluminio que asegura su bajo peso y excelente conductividad térmica.
- Rodamientos tipo rígidos de bola, de doble sello y con juego interno C3. Totalmente cerrados y libres de mantenimiento, con una vida útil de hasta 20.000 horas de servicio continuo.
- Ejecución IMB3 / IMB35 / IMB5.
- Con retenedor CD ring en el platillo A5.
- Protección Mecánica IP55.
- Para la serie 1LA7 platillos en aluminio y 1LA5 con platillos en fundición de hierro.
- Pintura color RAL 7032.

#### Accesorios bajo pedido:

- Termistores.
- Bandas Calefactoras.
- Tensión de alimentación fuera del estándar.

#### Beneficios adicionales:

- Garantía extendida por la compra de un combo "Motor + Variador", 3 años de garantía sin costo adicional.
- Talleres técnicos autorizados en Guayaquil y Quito.
- Soporte técnico directo a través de HotLine Técnica gratuita 1800-101555.



## Motores trifásicos series 1 LA5/1LA7 y 1LG4 Dimensiones (mm)

### Descripción

Motor tamaño	Medidas comunes (M B3, M B5)					Medidas de la forma constructiva (M B3)								Medidas de la forma constructiva (M B5 y M B35)							
	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>3</sub>	h <sub>4</sub>	h <sub>10</sub>	h <sub>11</sub>	h <sub>12</sub>	h <sub>13</sub>	h <sub>14</sub>	h <sub>15</sub>	h <sub>16</sub>	h <sub>17</sub>	h <sub>18</sub>	h <sub>19</sub>	h <sub>20</sub>	h <sub>21</sub>	h <sub>22</sub>			
071	36	14	14,1	5	148	176,5	263	88	112	31	45	2	100,5	130	180	110	5,5	180	5,5	10,5	231
080	40	16	21,2	6	163	195,5	273,5	100	123	40	50	0,3	116,5	150	200	130	6	145	5,5	13	243
090 S	50	24	26,9	8	181	211,5	331	100	140	45	55	10	114,5	145	200	130	7	145	5,5	13	324
090 L	50	24	26,9	8	181	211,5	331	120	140	45	55	10	144,5	145	230	130	7	145	5,5	13	324
112 M	60	28	31,6	8	227	269	393	140	130	52	70	12	175	225	250	180	11	215	4	14,5	388
112 S	60	28	41,2	10	263,5	315	481	140	218	52	80	12	1218	258	330	230	16	295	4	15	481
132 M	80	36	41	10	268	298	491	138	218	53	80	12	218	226	300	230	13	265	4	14,5	441
160 M	110	42	45,0	12	330	365,5	629	232	254	60	100	15	300	330	350	250	20	300	5	18	629
160 L	110	42	49,0	12	330	365,5	629	244	334	60	100	15	300	330	350	250	20	300	5	18	629
180 L	110	48	51,5	14	357	499	410	653	241	274	180	12	301	330	350	250	13	300	5	18	653
180 L	110	48	51,5	14	357	499	410	691	274	274	180	12	300	330	350	250	13	300	5	18	691
225 C	110	58	59,0	16	433	534	640	748	305	318	250	13	310	340	400	300	15	350	5	18	748
225 C	110	58	59,0	16	447	534	630	286	358	220	148	18	361	438	450	300	16	400	5	17,5	780
225 M	140	70	70,4	18	447	589	783	311	354	220	140	18	367	435	450	300	16	400	5	17,5	780
250 M	140	76	76,6	18	520	688	838	344	404	250	168	24	409	506	500	450	18	500	5	17,5	838
280 S	140	76	79,5	20	575	735	1025	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17,5	1025
280 M	140	76	79,5	20	575	735	1025	418	557	280	190	24	479	557	550	400	18	500	5	17,5	1025
315 S <sup>1)</sup>	140	85	85	18	645	1110	438	538	415	218	28	527	628	640	500	22	600	5	22	1110	
315 S <sup>2)</sup>	170	85	85	22	—	1340	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1340
375 M <sup>1)</sup>	140	85	85	18	645	1110	438	538	415	218	28	527	628	640	500	22	600	5	22	1110	
375 M <sup>2)</sup>	170	85	85	22	—	1340	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1340
375 L <sup>1)</sup>	140	85	85	18	645	1250	538	538	415	218	28	570	628	630	500	22	600	5	22	1250	
375 L <sup>2)</sup>	170	85	85	22	—	1380	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1380

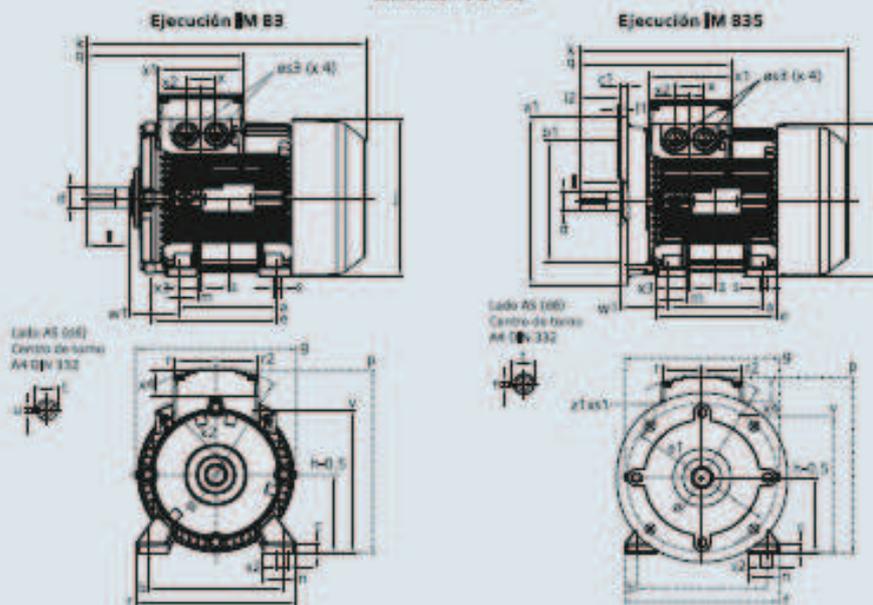
1) Motor de dos polos  
2) Motor de 4 polos

<sup>1)</sup> Para motores de dos polos cumplir las siguientes medidas:  
- Tamaño constructivo 225 M: h=110, h<sub>10</sub>=45, h<sub>15</sub>=140 mm, h=100...

- Tamaño constructivo 280 S: h=140, h<sub>10</sub>=45, h<sub>15</sub>=140 mm, h=100...

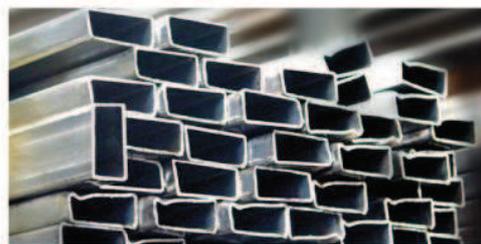
### Tamaños constructivos 71 - 160

#### Tamaños 71 a 160

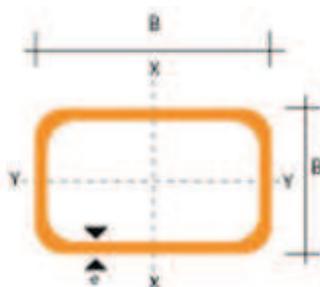


**ANEXO I**  
**TABLA DE PROPIEDADES DEL TUBO ESTRUCTURAL**  
**EMPLEADO**

## TUBO ESTRUCTURAL NEGRO RECTANGULAR



**TIPO:** TUBO ESTRUCTURAL NEGRO RECTANGULAR  
**NORMA:** ASTM A-500  
**RECUBRIMIENTO:** NEGRO O GALVANIZADO  
**LARGO NOMINAL:** 6.00m  
**OTROS LARGOS:** PREVIAMENTE CONSULTA  
**DIMENSIONES:** DESDE 12.00mm x 25.00mm a 40.00mm x 80.00mm  
**ESPESES:** DESDE 2.00mm a 3.00mm



## Características 1

DIMENSIONES				AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESES mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm	
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83	
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81	
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79	
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02	
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01	
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99	
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21	
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21	
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16	
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25	
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20	
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65	
40	60	2.0	3.03	3.74	18.08	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62	
40	60	3.0	4.48	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57	
30	70	1.5	2.34	2.91	18.08	5.17	2.49	4.76	3.17	1.28	
30	70	2.0	2.93	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25	
30	70	3.0	4.25	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20	
40	80	1.5	2.76	3.74	31.75	7.94	2.91	10.77	5.39	1.70	
40	80	2.0	3.66	4.54	37.32	9.33	2.87	12.70	6.35	1.67	
40	80	3.0	5.42	6.61	52.16	13.04	2.81	17.49	8.75	1.63	
50	100	2.0	4.52	5.74	74.94	14.99	3.61	25.65	10.26	2.11	
50	100	3.0	6.71	8.41	106.34	21.27	3.56	35.97	14.39	2.07	
50	150	2.0	6.17	7.74	207.45	27.66	5.18	37.17	14.87	2.19	
50	150	3.0	9.17	11.41	298.35	39.78	5.11	52.54	21.02	2.15	

**ANEXO J**

**TABLAS DE RESULTADOS DEL CÁLCULO DE LA  
ESTRUCTURA EN SAP 2000**

Assembled Joint Masses							
File View Format-Filter-Sort Select Options							
Units: As Noted							
Joint Text	U1 Kg	U2 Kg	U3 Kg	R1 N-m-s2	R2 N-m-s2	R3 N-m-s2	
1	3,15	3,15	3,15	0	0	0	
2	3,15	3,15	3,15	0	0	0	
3	2,58	2,58	2,58	0	0	0	
4	2,58	2,58	2,58	0	0	0	
5	1,28	1,28	1,28	0	0	0	
6	1,97	1,97	1,97	0	0	0	
7	2,44	2,44	2,44	0	0	0	
8	1,32	1,32	1,32	0	0	0	
9	1,42	1,42	1,42	0	0	0	
10	3,04	3,04	3,04	0	0	0	
11	1,18	1,18	1,18	0	0	0	
12	1,42	1,42	1,42	0	0	0	
13	1,64	1,64	1,64	0	0	0	
14	1,51	1,51	1,51	0	0	0	
15	1,54	1,54	1,54	0	0	0	
16	1,28	1,28	1,28	0	0	0	
17	1,28	1,28	1,28	0	0	0	
18	0,96	0,96	0,96	0	0	0	
19	1,02	1,02	1,02	0	0	0	
20	0,13	0,13	0,13	0	0	0	
21	0,65	0,65	0,65	0	0	0	
30	0,07535	0,07535	0,07535	0	0	0	

Table: Base Reactions, Part 1 of 3

OutputCase	CaseType	GlobalFX	GlobalFY	GlobalFZ	GlobalMX	GlobalMY	GlobalMZ	GlobalX
		N	N	N	N-m	N-m	N-m	m
COMB1	Combination	-1,057E-12	7,311E-13	1046,22	1281,33	-2226,94	2,960E-12	0,00000

Table: Base Reactions, Part 2 of 3

OutputCase	Global Y	Global Z	XCentroidF X	YCentroidF X	ZCentroidF X	XCentroidF Y	YCentroidF Y	ZCentroidF Y
	m	m	m	m	m	m	m	m
COMB1	0,00000	0,00000	1,413E+13	-3,390E+11	0,00000	4,902E+11	-3,270E+13	0,00000

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station	OutputCase	CaseType	P	V2	V3	T	M2
	m			N	N	N	N-m	N-m
1	0,00000	COMB1	Combination	0,00	-11,26	0,34	-0,51	0,18
1	0,31500	COMB1	Combination	0,00	-1,95	0,34	-0,51	6,747E-02
1	0,63000	COMB1	Combination	0,00	7,36	0,34	-0,51	-4,038E-02
2	0,00000	COMB1	Combination	0,00	-14,23	0,62	0,27	9,457E-02
2	0,31000	COMB1	Combination	0,00	-5,07	0,62	0,27	-9,815E-02

2	0,62000	COMB1	Combination	0,00	4,10	0,62	0,27	-0,29
3	0,00000	COMB1	Combination	0,00	-8,21	-0,37	0,45	8,821E-02
3	0,31500	COMB1	Combination	0,00	1,11	-0,37	0,45	0,21
3	0,63000	COMB1	Combination	0,00	10,42	-0,37	0,45	0,32
10	0,00000	COMB1	Combination	-9,73	-53,44	4,34	-3,67	0,66
10	0,31000	COMB1	Combination	-9,73	-44,28	4,34	-3,67	-0,68
10	0,31000	COMB1	Combination	-5,80	30,31	0,31	5,12	0,14
10	0,62000	COMB1	Combination	-5,80	39,47	0,31	5,12	4,536E-02
36	0,00000	COMB1	Combination	-9,899E-05	-148,48	0,00	0,00	-6,272E-15
36	0,02500	COMB1	Combination	-9,849E-05	-147,74	0,00	0,00	-6,272E-15
36	0,05000	COMB1	Combination	-9,800E-05	-147,00	0,00	0,00	-6,272E-15

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station	OutputCase	M3	FrameElem	ElemStation
	m		N-m		m
1	0,00000	COMB1	-2,61	1-1	0,00000
1	0,31500	COMB1	-0,53	1-1	0,31500
1	0,63000	COMB1	-1,38	1-1	0,63000
2	0,00000	COMB1	-5,41	2-1	0,00000
2	0,31000	COMB1	-2,42	2-1	0,31000
2	0,62000	COMB1	-2,27	2-1	0,62000
3	0,00000	COMB1	-0,87	3-1	0,00000
3	0,31500	COMB1	0,25	3-1	0,31500
3	0,63000	COMB1	-1,56	3-1	0,63000
10	0,00000	COMB1	-3,89	10-1	0,00000
10	0,31000	COMB1	11,25	10-1	0,31000
10	0,31000	COMB1	10,67	10-2	0,00000
36	0,00000	COMB1	-7,39	36-1	0,00000
36	0,02500	COMB1	-3,68	36-1	0,02500
36	0,05000	COMB1	1,269E-14	36-1	0,05000

**Table: Joint Reactions**

Joint	OutputCase	CaseType	F1	F2	F3	M1	M2	M3
			N	N	N	N-m	N-m	N-m
1	COMB1	Combination	13,27	-13,20	147,11	0,00	0,00	0,00
2	COMB1	Combination	-12,69	-25,37	293,13	0,00	0,00	0,00
3	COMB1	Combination	-11,02	25,94	412,34	0,00	0,00	0,00
4	COMB1	Combination	10,45	12,63	193,64	0,00	0,00	0,00

**Table: Element Joint Forces - Frames, Part 1 of 2**

Frame	Joint	OutputCase	CaseType	F1	F2	F3	M1	M2
				N	N	N	N-m	N-m
1	1	COMB1	Combination	0,00	0,34	11,26	0,51	-2,61
1	2	COMB1	Combination	0,00	-0,34	7,36	-0,51	1,38
2	2	COMB1	Combination	0,62	0,00	14,23	-5,41	0,27
2	3	COMB1	Combination	-0,62	0,00	4,10	2,27	-0,27
3	3	COMB1	Combination	0,00	0,37	8,21	0,45	0,87
3	4	COMB1	Combination	0,00	-0,37	10,42	-0,45	-1,56
4	1	COMB1	Combination	-0,65	0,00	13,54	-3,91	-0,34
4	4	COMB1	Combination	0,65	0,00	4,78	1,19	0,34
5	3	COMB1	Combination	-10,40	25,56	400,04	-2,72	-0,60
5	14	COMB1	Combination	10,40	-25,56	-386,44	-9,04	-4,18
5	14	COMB1	Combination	-50,81	-2,56	203,66	7,19	-9,01
5	5	COMB1	Combination	50,81	2,56	-192,43	-6,21	-10,30
6	5	COMB1	Combination	0,96	7,08	103,74	4,87	5,15
6	11	COMB1	Combination	-0,96	-7,08	-94,58	25,87	-5,15
6	11	COMB1	Combination	3,56	16,05	-117,61	-27,54	-2,76
6	6	COMB1	Combination	-3,56	-16,05	126,77	-10,34	2,76
7	2	COMB1	Combination	-13,31	-25,02	271,54	5,92	-1,65
7	6	COMB1	Combination	13,31	25,02	-246,72	15,10	-9,53
23	18	COMB1	Combination	-25,36	44,30	221,64	1,69	-5,06

23	21	COMB1	Combination	25,36	-44,30	-216,03	-10,11	0,25
23	21	COMB1	Combination	-25,36	44,30	67,55	2,72	-0,25
23	12	COMB1	Combination	25,36	-44,30	-61,93	-11,14	-4,57
32	10	COMB1	Combination	1,25	-25,68	-168,27	37,06	-2,35
32	12	COMB1	Combination	-1,25	25,68	177,43	16,52	2,35
36	21	COMB1	Combination	1,273E-13	-1,403E-13	148,48	7,39	5,338E-14
36	30	COMB1	Combination	-1,273E-13	1,403E-13	-147,00	2,454E-15	7,846E-17

**Table: Element Joint Forces - Frames, Part 2 of 2**

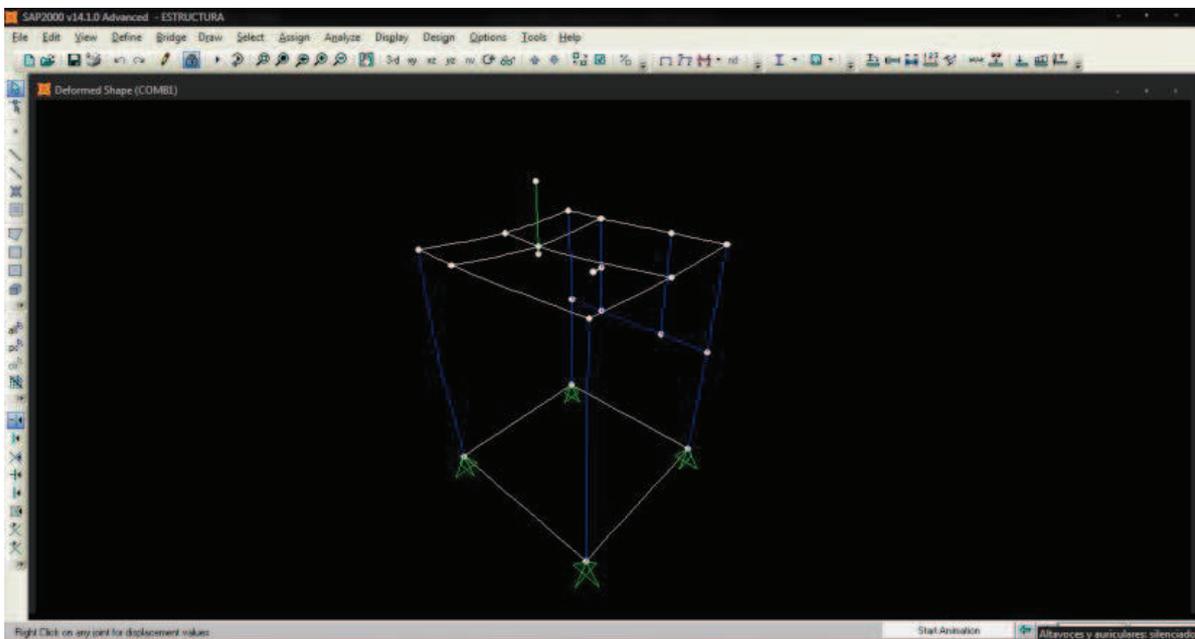
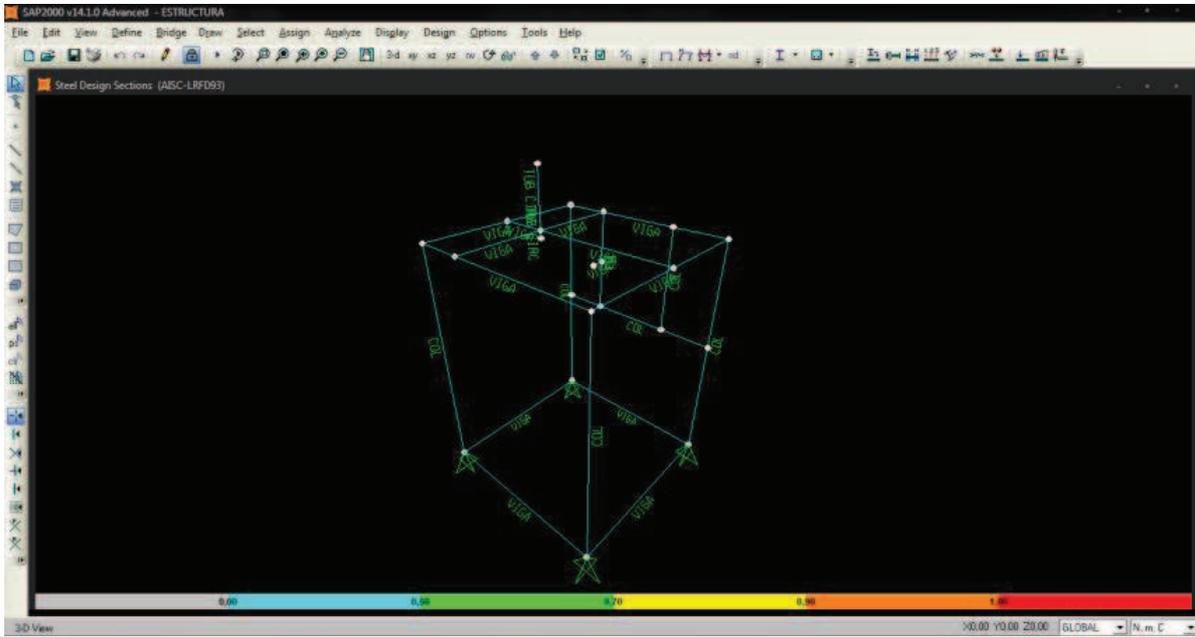
Frame	Joint	OutputCase	M3	FrameElem
			N-m	
1	1	COMB1	0,18	1-1
1	2	COMB1	4,038E-02	1-1
2	2	COMB1	9,457E-02	2-1
2	3	COMB1	0,29	2-1
3	3	COMB1	8,821E-02	3-1
3	4	COMB1	-0,32	3-1
4	1	COMB1	-2,309E-02	4-1
4	4	COMB1	-0,38	4-1
5	3	COMB1	-0,38	5-1
5	14	COMB1	0,38	5-1
5	14	COMB1	0,24	5-2
5	5	COMB1	-0,24	5-2
6	5	COMB1	-0,24	6-1
6	11	COMB1	-6,046E-02	6-1
6	11	COMB1	-0,51	6-2
6	6	COMB1	-0,59	6-2
7	2	COMB1	-0,13	7-1
7	6	COMB1	0,13	7-1
23	18	COMB1	-0,33	23-1

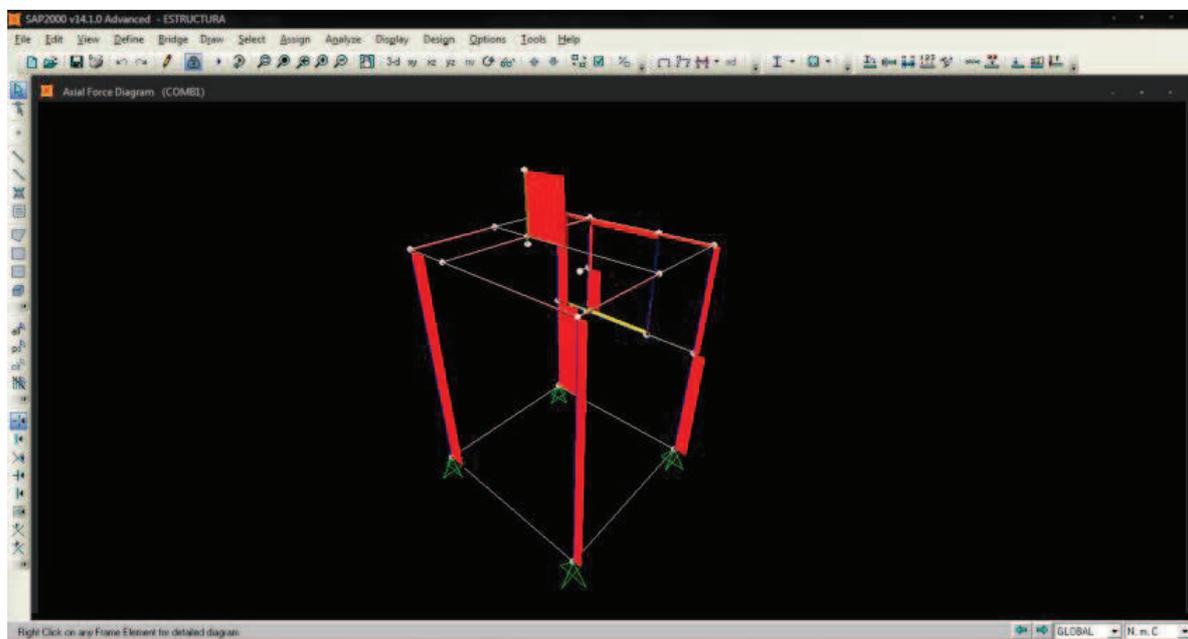
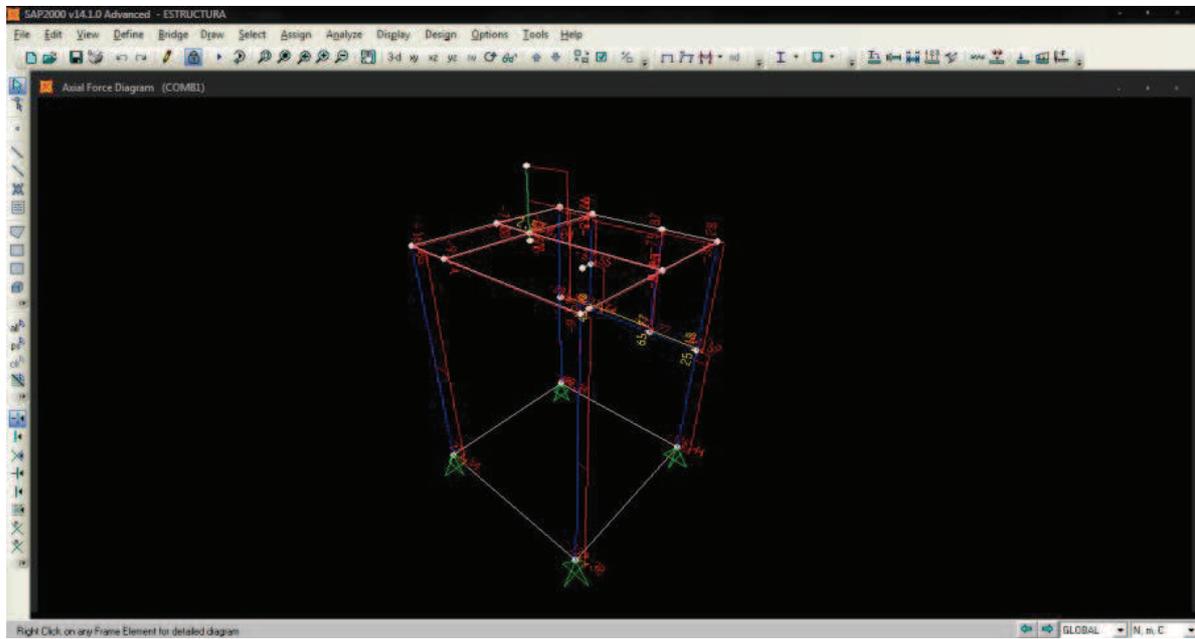
23	21	COMB1	0,33	23-1
23	21	COMB1	-0,33	23-2
23	12	COMB1	0,33	23-2
32	10	COMB1	0,21	32-1
32	12	COMB1	0,18	32-1
36	21	COMB1	-4,312E-15	36-1
36	30	COMB1	3,920E-15	36-1

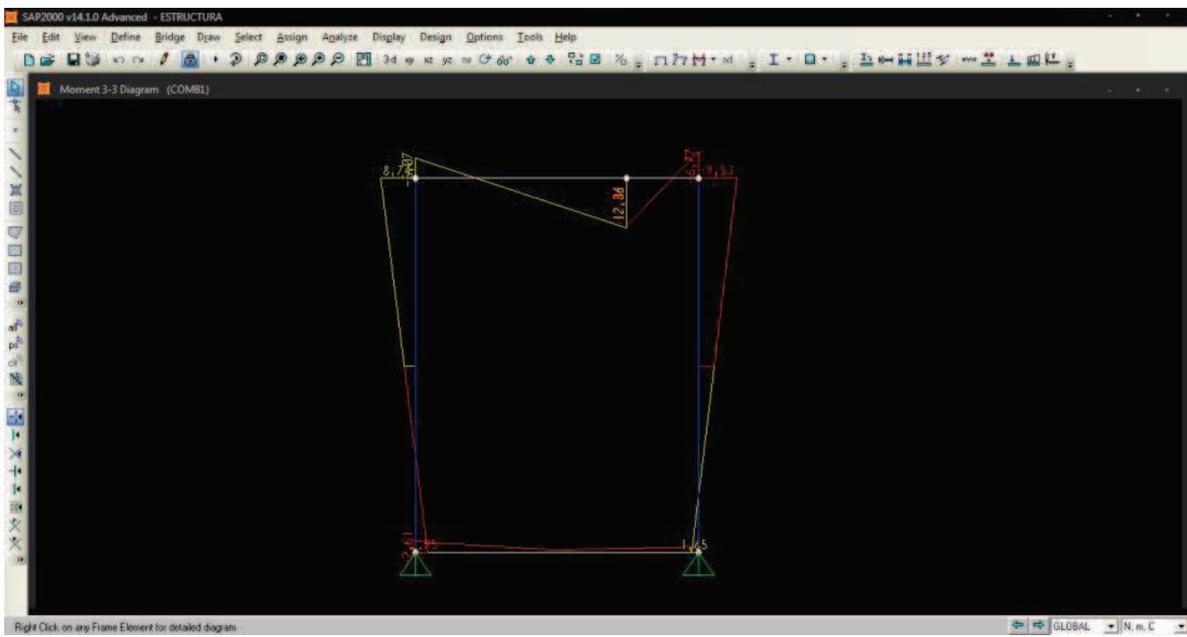
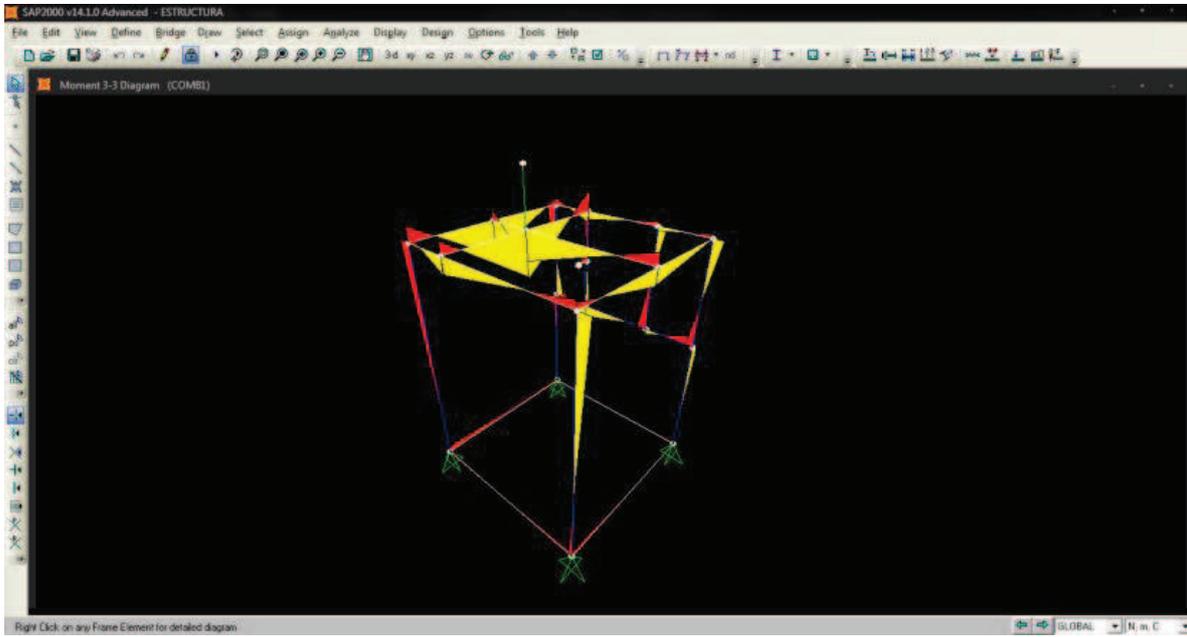
**Table: Joint Displacements**

Joint	OutputCase	CaseType	U1	U2	U3	R1	R2	R3
			m	m	m	Radians	Radians	Radians
1	COMB1	Combination	0,000000	0,000000	0,000000	-0,000032	-0,000019	8,620E-07
2	COMB1	Combination	0,000000	0,000000	0,000000	-0,000052	0,000012	-2,385E-07
3	COMB1	Combination	0,000000	0,000000	0,000000	0,000035	1,780E-06	1,337E-06
4	COMB1	Combination	0,000000	0,000000	0,000000	0,000017	-5,535E-06	-2,015E-06
5	COMB1	Combination	-3,226E-06	0,000027	-3,336E-06	-0,000160	-0,000026	6,660E-06
6	COMB1	Combination	-8,000E-06	0,000027	-2,835E-06	0,000137	-0,000073	7,044E-06
7	COMB1	Combination	-7,921E-06	0,000021	-1,202E-06	0,000062	0,000044	9,077E-06
8	COMB1	Combination	-2,752E-06	0,000021	-1,419E-06	-0,000080	0,000015	8,402E-06
9	COMB1	Combination	-7,980E-06	0,000026	-0,000016	0,000186	-0,000052	8,124E-06
10	COMB1	Combination	-5,472E-06	0,000026	-0,000063	-0,000015	-0,000059	7,965E-06
11	COMB1	Combination	-5,478E-06	0,000027	-0,000042	2,534E-06	-0,000128	7,366E-06
12	COMB1	Combination	-3,118E-06	0,000026	-8,912E-06	-0,000174	-0,000012	7,878E-06
13	COMB1	Combination	-5,447E-06	0,000021	-0,000019	3,028E-06	0,000117	9,155E-06
17	COMB1	Combination	-2,837E-06	0,000023	-4,992E-06	-0,000100	9,762E-06	0,000010
18	COMB1	Combination	-1,729E-06	-0,000013	-8,210E-06	-0,000055	-0,000014	-2,146E-07
19	COMB1	Combination	-0,000017	0,000029	-0,000064	-0,000015	-0,000059	7,965E-06
20	COMB1	Combination	-4,009E-06	0,000025	-0,000063	-0,000015	-0,000059	7,965E-06
21	COMB1	Combination	-2,538E-06	8,003E-07	-8,752E-06	-0,000110	-1,079E-06	3,832E-06
30	COMB1	Combination	-2,730E-06	8,003E-07	-0,000015	-0,000119	-1,079E-06	3,832E-06

**ANEXO K**  
**GRÁFICOS DE LA SIMULACIÓN EN SAP 2000**







**ANEXO L**  
**COMPONENTES DEL CIRCUITO ELÉCTRICO**

## Variadores de velocidad SINAMICS G110 • MICROMASTER MM4, 220V

Junio 16 del 2008 - El Precio Lista no incluye IVA vigente - Precios sujetos a cambios sin previo aviso

Para motor de 11 kW o de corriente a tierra. Nueva serie con más potencia, más rendimiento y mayor cantidad de aplicaciones. Módulos integrados a base de comunicación PROFIBUS.

### Especificaciones técnicas - SINAMICS G110

Serie 6ES730 SINAMICS G110

#### Tensión de Alimentación

Monofase 200-240 VAC 50/60 Hz

#### Frecuencia de Salida

0-60 Hz, resolución 0.01 Hz

#### Tipo de Protección

IP20

#### Temperatura de Operación

Máxima 40 °C (hasta 50° con desventilación)

#### Factor de Potencia

100% durante 60 seg.



### Especificaciones técnicas MICROMASTER MM420/MM440

Serie 6ES734 MICROMASTER 420/440

#### Tensión de Alimentación

Monofase 200-240 VAC 50/60 Hz

Triphase 380-480 VAC 50/60 Hz

#### Frecuencia de Salida

0-60 Hz, resolución 0.01 Hz

#### Tipo de Protección

IP20

#### Temperatura de Operación

Máxima 50 °C (hasta 60° con desventilación)

#### Factor de Potencia

100% durante 60 seg. (MM420 y MM440)

200% durante 3 seg. (MM440)



#### Entradas/Salidas

Digitales

Análogas

SINAMICS G110

3/1

0/1

MICROMASTER MM420

4/1

1/1

MICROMASTER MM440

7/5

2/2

Aplicaciones de alta potencia: Bóvedas, Transportadores

Aplicaciones de alta velocidad: Bombas, Ventiladores, Compresores

El número rojo indica el panel de operador (ver pag. de accesorios)

No. de Depósito	Tipo	Pot. del motor (HP) <sup>1)</sup>		Corriente de Entrada (A) 1 F / 3F	Corriente de Salida (A)		Precio Lista Unit. USD\$
		Par. cons.	Par. cuad.		Par. cons.	Par. cuad.	
<b>Equipos para tensión de conexión 220V</b>							
<b>SINAMICS G110</b>							
131732	6ES73011-0AB13-7JAI	0.5	-	6.0	2.3	-	165
131965	6ES73011-0AB15-8JAK	0.75	-	7.7	3.2	-	177
131966	6ES73011-0AB17-8JAI	1	-	10.0	3.9	-	194
131967	6ES73011-0AB21-1JAI	1.5	-	14.7	6.0	-	220
131968	6ES73011-0AB21-8JAI	2	-	19.7	7.8	-	271
131969	6ES73011-0AB23-2JAI	3	-	27.2	11.0	-	355
134152	6ES73011-0AB23-0JAI	4	-	35.6	13.6	-	399
<b>MICROMASTER MM420</b>							
24746	6ES7342-2UC24-2CAI	5	-	-	19.7	17.8	559
65663	6ES7342-2UC25-8CAI	7.5	-	-	26.3	22.0	733
<b>MICROMASTER MM440</b>							
24748	6ES7342-2UC21-7CAI	1	-	-	4.7	3.9	346
24750	6ES7342-2UC22-2CAI	3	-	-	11.7	10.4	536
24752	6ES7342-2UC24-0CAI	5	7.5	-	26.3	17.8	748
24753	6ES7342-2UC25-8CAI	7.5	10	-	34.2	22.0	945
24754	6ES7342-2UC27-8CAI	10	15	-	38.0	26.0	1240
24755	6ES7342-2UC31-1CAI	15	20	-	50.0	42.0	1630
24756	6ES7342-2UC31-8CAI	20	25	-	62.0	54.0	2212
24757	6ES7342-2UC31-8CAI	25	30	-	71.0	60.0	2451
24758	6ES7342-2UC32-2CAI	30	40	-	96.0	80.0	3762
134155	6ES7342-2UC23-0CAI	40	50	-	114.0	104.0	3654
134156	6ES7342-2UC23-7CAI	50	60	-	135.0	130.0	4269

Notas: 1) Las potencias indicadas son potencias nominales. Esta sección consiste de equipos de potencia para aplicaciones de alta potencia.

## Elementos de mando y señalización Sirius Signaling metálico y plástico de 22MM

Junio 16 del 2006 - El Precio Lista no incluye IVA vigente - Precios sujetos a cambio sin previo aviso

Sirius Signaling: Robustos y modernos, con la confiabilidad de SIEMENS. Diámetro de montaje 22mm. Diseño ergonómico para mayor comodidad al operar. Corriente térmica: 10A, protección IP67.

No. de Depósito	Tipo	Descripción	Precio Lista Unit. USD \$		
<b>Pulsadores METÁLICOS<sup>1)</sup></b>					
Incluyen pulsador, cuerpo de fijación posterior y contactos					
81819	358 3602 - 0AA01	Pulsador verde + 1NA	9,57		
27265	358 3603 - 0AA01	Pulsador rojo + 1NC	9,57		
27264	358 3602 - 0AA11	Pulsador negro + 1NA	9,57		
120889	358 3603 - 1CA01	Pulsador rojo de rango 40mm + 1NC, con ranura y hebilla para soldar	23,39		
					
<b>Selectores de posición METÁLICOS</b>					
Incluyen manija, cuerpo de fijación posterior y contactos					
27267	358 3602 - 2KA11	Das posiciones ON	13,61		
27268	358 3610 - 2DA11	Tres posiciones NO-ON	17,56		
27269	358 3602 - 4AD11	Das posiciones con llave de seguridad (extraíble en cualquier posición)	29,24		
					
<b>Luces piloto METÁLICAS<sup>1)</sup></b>					
Incluyen luz piloto y cuerpo de fijación posterior					
	358 3604 - 6AA40	Verde con porta lámpara BA9s sin bombilla incandescente	10,10		
	358 3604 - 6AA20	Rojo con porta lámpara BA9s sin bombilla incandescente	10,10		
	358 3604 - 6AA30	Amarillo con porta lámpara BA9s sin bombilla incandescente	10,10		
					
<b>Accesorios</b>			<b>Empaque (Unidades)</b>		
132127	358 3921 - 0AA	Deposición plástica para el eje al grado de protección IP65	2,98		
132128	358 3921 - 0AA	Anillo de adaptación de 30mm para usar elementos de 22mm	2,98		
27276	358 3400 - 0A	Bloque de contactos	1NA + 1NC	10	5,23
39697	358 3400 - 0B	Bloque de contacto	1NA		4,59
71226	358 3400 - 0C	Bloque de contacto	1NC		4,59
					

**ANEXO M**  
**HOJAS DE PROCESOS**

HOJA DE PROCESOS				ESTRUCTURA	
Nombre de la unidad: PLACA SOPORTE				N° de plano: 1.3074.101	
Posición	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Para sistema de corte	ACERO INOX. AISI 304	150x150x6,35mm (1/4 pulg)	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Trazar en plancha	1		15	
1	Corte con plasma Ø =150mm	1		10	
1	Cilindrar Ø =148 mm	2	1	5	
2	Refrentar	1	0,25	5	
3	Refrentar	1	0,1	5	
4	Corte con plasma Ø =62 mm	1		10	
4	Cilindrar Ø =60 mm	2	1	10	
5	Taladrar agujeros pasantes con broca Ø =12 mm	1		20	

HOJA DE PROCESOS				ESTRUCTURA	
Nombre de la unidad: PLACA SOPORTE				N° de plano: 1.3074.101	
Posición	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Para chumacera	A-36	170x170x12,7mm (1/2pulg)	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Trazar en plancha	1		15	
1	Corte con plasma Ø =157mm	1		10	
1	Cilindrar Ø =155 mm	2	1	10	
2	Refrentar	1	0,7	5	
3	Refrentar	2	1	5	
4	Corte con plasma Ø =42 mm	1		10	
4	Cilindrar Ø =40 mm	2	1	5	
5	Taladrar agujeros pasantes con broca Ø =7/16 (11,11mm)	1		20	
5	Machuelar M12x1,5	4		40	

HOJA DE PROCESOS				ESTRUCTURA	
Nombre de la unidad: PLACA SOPORTE				N° de plano: 1.3074.101	
Posición	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Para el motor	A-36	265x205x5mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Pulir superficies	2		20	
2,3	Limpiar y pulir	2		10	
4	Taladrar agujeros pasantes con broca Ø = 12 mm	1		30	
5	Cortar manualmente L=23 mm	2		20	
6	Taladrar agujero pasante con broca Ø = 15 mm	1	0,1	30	

HOJA DE PROCESOS				ESTRUCTURA	
Nombre de la unidad: TOLVA FIJA				N° de plano: 1.3074.101	
Posición	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Pieza A	ACERO INOX. AISI 304	1220x1440x1,5mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Trazar en plancha	1		45	
1	Corte de la plancha	1		30	
2	Doblado 90° respecto a 3	1		20	
4	Corte con plasma Ø89mm	1	0,1	10	

HOJA DE PROCESOS				ESTRUCTURA	
Nombre de la unidad: TOLVA FIJA				N° de plano: 1.3074.101	
Posición	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Pieza B	ACERO INOX. AISI 304	1220x1440x1,5mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1,2	Trazar en plancha	1		30	
1,2	Corte de la plancha	1		30	
2	Doblado con respecto a superficie 5 de la pieza A	1		20	





HOJA DE PROCESOS				CUBIERTA	
Nombre de la unidad: SOPORTE DEL VARIADOR				N° de plano: 1.3074.102	
Posición	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	2	Soporte del variador	ACERO INOX. AISI 304	1220x1440x1,5mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1,2,3,4,5	Trazado en la plancha			30	
1	Corte de la plancha	1		20	
2	Doblado 90° respecto a 3	1		5	
3	Doblado 90° respecto a 4	1		5	
5	Taladrar 4 agujeros pasantes con broca Ø5mm	1		30	

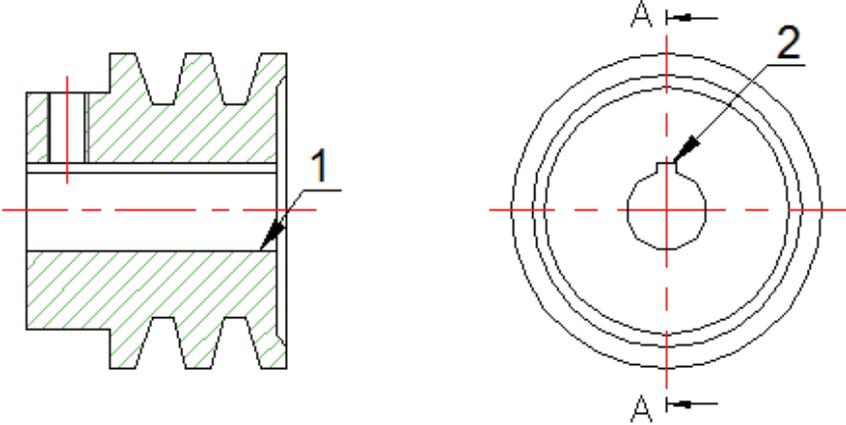
HOJA DE PROCESOS				CUBIERTA	
Nombre de la unidad: Cubierta lateral				N° de plano: 1.3074.102	
Pos.	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Cubierta lateral	ACERO INOX. AISI 304	1220x1440x1,5mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Trazado en la plancha	1		35	
1	Corte de la plancha	1		30	
2	Doblado 90° respecto a 3	1		5	
3	Doblado 90° respecto a 4	1		5	
4	Doblado 90° respecto a 6	1		5	
5	Doblado 90° respecto a 6 y 7	1		5	

HOJA DE PROCESOS				CUBIERTA	
Nombre de la unidad: Cubierta superior				N° de plano: 1.3074.102	
Pos.	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Cubierta superior	ACERO INOX. AISI 304	1220x1440x1,5mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Trazado en la plancha	1		30	
1	Corte de la plancha	1		20	
2	Doblado 90° respecto a 3	1		5	
3	Doblado 90° respecto a 4	1		5	
4	Doblado 90° respecto a 6	1		5	
5	Doblado 90° respecto a 6	1		5	
6	Agujero pasante (corte con plasma)	1		10	

HOJA DE PROCESOS				CUBIERTA	
Nombre de la unidad: PUERTA				N° de plano: 1.3074.102	
Pos.	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Puerta	ACERO INOX. AISI 304	1220x1440x1,5mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1,2,3,4,5,6,7	Trazado en la plancha	1		30	
1	Corte de la plancha	1		20	
2	Doblado 90° respecto a 3	1		5	
3	Doblado 90° respecto a 4	1		5	
5	Taladrar 3 agujeros pasantes con broca Ø26 mm	1		20	

HOJA DE PROCESOS				CUBIERTA	
Nombre de la unidad: PIEZA INFERIOR				N° de plano: 1.3074.102	
Pos.	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Pieza inferior	ACERO INOX. AISI 304	1220x1440x1,5mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1,2,3,4,5	Trazado en la plancha	1		30	
1	Corte de la plancha	1		20	
2	Doblado 90° respecto a 3	1		5	
3	Doblado 90° respecto a 5	1		5	
4	Doblado 90° respecto a 5	1		5	
5	Taladrar 3 agujeros pasantes con broca Ø26 mm	1		20	

HOJA DE PROCESOS				SISTEMA MOTRIZ	
Nombre de la unidad: LENGUETA				N° de plano: 1.3074.103	
Pos.	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Lengueta motor-polea motriz	ACERO AISI 1045	6X6X40mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Cortar	1		2	
1	Esmerilar	3		5	
2	Limar	1	1	5	
3	Rectificar	2	0,5	10	

HOJA DE PROCESOS				SISTEMA MOTRIZ	
Nombre de la unidad: POLEA MOTRIZ				N° de plano: 1.3074.104	
Pos.	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Polea motriz	Aluminio	Normalizada	Ninguna
<p>CORTE A-A</p> 					
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Taladrar agujero pasante con broca $\varnothing=19$ mm	1		5	
2	Limar chavetero	3	1	10	

HOJA DE PROCESOS				SISTEMA MOTRIZ	
Nombre de la unidad: EJE MOTRIZ				N° de plano: 1.3074.105	
Posición	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Eje motriz	ACERO AISI 1045	D=1,5pulg (38,1mm)	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Refrentar	1	1	10	
2	Cilindrar $\varnothing = 36$ mm	2	1	10	
3	Cilindrar $\varnothing = 31$ mm	6	1	10	
3	Cilindrar $\varnothing = 30$ mm	2	0,5	5	
5	Cilindrar $\varnothing = 28$ mm	2	1	5	
4	Cilindrar $\varnothing = 26$ mm	2	1	5	
4	Cilindrar $\varnothing = 25,8$ mm	1	0,2	5	
6	Cilindrar $\varnothing = 24$ mm	2	1	5	
6	Cilindrar $\varnothing = 23,8$ mm	1	0,2	5	
7	Realizar chaflán	1	1x45°	10	
8	Fresar chavetero 50x4	4	4	10	
9	Fresar chavetero 30x4	4	4	10	
10	Taladrar agujeros pasantes con broca $\varnothing = 7/16$ (11,11mm)	1	35	10	
10	Machuelar M12x1,5	4	30	5	

HOJA DE PROCESOS				SISTEMA MOTRIZ	
Nombre de la unidad: POLEA CONDUCTIDA				N° de plano: 1.3074.108	
Pos.	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Polea motriz	Aluminio	Normalizada	Ninguna
CORTE A-A					
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Taladrar agujero pasante con broca $\varnothing=24$ mm	1		5	
2	Limar chavetero	4	4	10	

HOJA DE PROCESOS				SISTEMA MOTRIZ	
Nombre de la unidad: MANZANA				N° de plano: 1.3074.110	
Posición	Cantidad	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observación
	1	Manzana	ACERO INOX. AISI 304	Ø=4 pulg (101,6 mm) x L= 47mm	Ninguna
Superficie	Operación	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)	
1	Refrentar	1	2	10	
2	Cilindrar Ø = 50 mm	20	50 mm	5	
3	Cilindrar Ø = 35 mm	5	15 mm	10	
4	Refrentar	2	2 mm	5	
5	Taladrar Ø = 26 mm	1	45 mm	5	
6	Abocardado	2	1	5	
7	Fresar chavetero 33x4	4	1	10	
6	Cilindrar Ø = 24 mm	2	1	5	
6	Cilindrar Ø = 23,8 mm	1	0,2	5	
7	Realizar chaflán	1	1x45°	5	
8	Taladrar agujeros pasantes con broca Ø =10 mm	1		5	

**ANEXO N**  
**PRUEBAS DE CAMPO**

### PRUEBAS DE CAMPO

<b>PROTOCOLO DE PRUEBAS MÁQUINA REBANADORA DE PAPAS</b>				
EMPRESA VERIFICADORA	EPN		NOMBRE DEL VERIFICADOR	
TIPO DE MÁQUINA	Rebanadora de papas			
FECHA	26 de Abril del 2014	NÚMERO DE HOJA	1/2	
<b>PRUEBAS A REALIZARSE</b>				
<b>COMPROBACIÓN DE DIMENSIONES GENERALES</b>				
Dimensión a comprobar	Diseño	Prototipo	Aceptación	
			Si	No
Largo total (mm)	1029	1029	X	
Ancho total (mm)	683	683	X	
Altura total (mm)	1465	1465	X	
<b>PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN VACÍO</b>				
Tiempo de funcionamiento (min)	Tipo de sistema		Óptimo	Pésimo
15	Transmisión por Bandas		X	
	Giro del Rotor-impulsor		X	
	Sistema de corte		X	
	Estructura en general		X	
15	Transmisión por Bandas		X	
	Giro del Rotor-impulsor		X	
	Sistema de corte		X	
	Estructura en general		X	
60	Transmisión por Bandas		X	
	Giro del Rotor-impulsor		X	
	Sistema de corte		X	
	Estructura en general		X	

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

<b>PROTOCOLO DE PRUEBAS MÁQUINA REBANADORA DE PAPAS</b>				
			NÚMERO DE HOJA	2/2
<b>TENSIÓN EN LAS BANDAS</b>				
Número de banda	Correcta		Incorrecta	
1	X			
2	X			
<b>CAPACIDAD DE REBANADO DEL PRODUCTO (Kg)</b>				
Tiempo (min)	Teórico (Kg)	Práctico (Kg)	Cumple	No cumple
15	50	55	X	
30	100	112	X	
60	200	227	X	
<b>PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA</b>				
Tiempo de funcionamiento (min)	Tipo de sistema		Óptimo	Pésimo
15	Transmisión por Bandas		X	
	Giro del Rotor-impulsor		X	
	Sistema de corte		X	
	Estructura en general		X	
15	Transmisión por Bandas		X	
	Giro del Rotor-impulsor		X	
	Sistema de corte		X	
	Estructura en general		X	
60	Transmisión por Bandas		X	
	Giro del Rotor-impulsor		X	
	Sistema de corte		X	
	Estructura en general		X	
<b>OBSERVACIONES:</b>				
De acuerdo a las pruebas de campo, se recomienda realizar perforaciones de mayor diámetro para tener mejor evacuación del almidón.				
<b>VERIFICADOR 1</b>		<b>VERIFICADOR 2</b>		<b>DIRECTOR</b>

**Fuente:** Propia

**Elaborado:** Diego Meneses, Luis Vilca

**ANEXO O**  
**FOTOS DE LAS PRUEBAS DE CAMPO CON LA MÁQUINA**  
**TERMINADA**



**Fotografía O.1** Pruebas de campo en la Ciudad de Quito - Quitumbe



**Fotografía O.2** Pruebas de campo en la Ciudad de Quito - Quitumbe

**ANEXO P**

**PLANOS**