



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN  
MECATRÓNICA**

**AUTOR: GUALÁN JIMÉNEZ, CRISTIAN JOSÉ**

**TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CONTROL  
DEL PROCESO DE IMPREGNACION DE RESINA EN LA LATILLA  
TRAPICHADA DE BAMBÚ PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A.**

**DIRECTOR: ING. MARIÑO, OSWALDO**

**CODIRECTOR: ING. MORILLO, DIEGO**

**SANGOLQUÍ, DICIEMBRE 2013**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

El proyecto denominado “**DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CONTROL DEL PROCESO DE IMPREGNACIÓN DE RESINA EN LA LATILLA TRAPICHADA DE BAMBÚ PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A.**” fue realizado en su totalidad por el señor Cristian José Gualán Jiménez, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico

---

**Ing. Oswaldo Mariño**

**DIRECTOR**

---

**Ing. Diego Morillo**

**CODIRECTOR**

**Sangolquí, 2013-12**

## **AUTORIA DE RESPONSABILIDAD**

Yo Cristian José Gualán Jiménez declaro que el trabajo realizado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento

**ELABORADO POR:**

---

**Cristian José Gualán Jiménez**

**Sangolquí, 2013-12**

## **CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

### **AUTORIZACIÓN**

Yo, Cristian José Gualán Jiménez

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, la publicación en la biblioteca virtual de la institución, del proyecto de grado denominado **“DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CONTROL DEL PROCESO DE IMPREGNACIÓN DE RESINA EN LA LATILLA TRAPICHADA DE BAMBÚ PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A.”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría

---

**Cristian José Gualán Jiménez**

**Sangolquí, 2013-12**

## DEDICATORIA

A Dios y a la Virgen de “El Cisne” por darme la fortaleza para alcanzar mis metas. A mi Abuelita Esterfilia †, la persona más bondadosa y cariñosa que tuve la suerte de haber conocido. A mis padres, mi inspiración Mariela y Ángel quienes con su ejemplo me enseñaron que con esfuerzo y dedicación se logran las metas planteadas. A mis hermanos Franklin, Henry, Elsa, Daisy y Vanessa quienes estuvieron apoyándome en todo momento

***Cristian José***

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios por darme la vida y la oportunidad de terminar una meta más en mi vida

A mi familia quienes fueron los pilares más importantes para culminar este objetivo

A la empresa BIGBAMBOO y todo el talento humano que se encuentra en la misma, por haber depositado en mí la confianza, además de brindarme todas las facilidades necesarias

A todos mis amigos que fueron partícipes de mi etapa universitaria Alejandro, José Luis, Darío, Deisy, Jessica, muchas gracias por todo su apoyo

A mis familiares y amigos de toda la vida quienes de una u otra forma estuvieron siempre ayudándome

A las empresas y profesionales que me supieron guiar y colaborar con sus ideas

A los ingenieros Oswaldo Mariño y Diego Morillo quienes dedicaron su valioso tiempo, además de su paciencia, ideas y conocimientos para lograr finalizar con éxito este proyecto

***Cristian José***

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	i
AUTORIA DE RESPONSABILIDAD .....	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTO .....	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
INDICE DE TABLAS .....	xx
RESUMEN.....	xxvi
<b>CAPITULO 1</b> .....	<b>1</b>
1.1 DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CONTROL DEL PROCESO DE IMPREGNACION DE RESINA EN LA LATILLA TRAPICHADA DE BAMBU PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A. ....	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA .....	1
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
1.4 DESCRIPCIÓN GENERAL DE PROCESO DE IMPREGNACIÓN DE RESINA .....	2
1.5 OBJETIVOS.....	3
1.5.1 OBJETIVO GENERAL .....	3
1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	3
1.6 ALCANCE DEL PROYECTO .....	4
<b>CAPITULO 2</b> .....	<b>5</b>
GENERALIDADES DEL BAMBÚ.....	5
2.1 ENFOQUE NACIONAL DEL BAMBÚ .....	5
2.1.1 ZONAS DE CULTIVO .....	5
2.2. VARIEDADES.....	5

2.3 APLICACIONES DEL BAMBÚ EN EL ECUADOR.....	7
2.4. INDUSTRIALIZACIÓN DEL BAMBÚ .....	7
2.4.1 FASE INDUSTRIAL .....	7
<b>CAPÍTULO 3</b> .....	<b>9</b>
DISEÑO MECÁNICO DEL PROCESO DE IMPREGNACION .....	9
3.1. PARÁMETROS DE DISEÑO .....	9
3.2. CALCULO DE CANTIDADES Y PROPIEDADES DE LA MEZCLA .....	10
3.2.1 PREPARACIÓN DE LA MEZCLA .....	11
3.2.1.1 CONSIDERACIONES .....	11
3.2.1.2. SELECCIÓN DE LA BOMBA .....	14
3.3. DISEÑO DEL MECANISMO DE INMERSIÓN .....	16
3.3.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO .....	16
3.3.1.1 ALTERNATIVA A .....	16
3.3.1.2 ALTERNATIVA B .....	18
3.3.1.3 ALTERNATIVA C .....	19
3.3.1.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA PARA LA INMERSIÓN DE LA LATILLA.....	20
3.3.1.4.1 CRITERIOS DE VALORACIÓN PARA LA SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA .....	20
3.3.1.4.2 PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO .....	21
3.3.1.4.3. EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO .	21
3.3.1.4.4 TABLA DE CONCLUSIONES .....	22
3.3.2 DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE INMERSIÓN .....	23
3.3.2.1 DETERMINACION DEL NUMERO DE VOLANTES .....	23
3.3.2.2 DISEÑO VOLANTE DE INMERSION .....	25
3.3.3. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DEL SISTEMA DE INMERSION.....	29
3.3.3.1. CALCULO DE LA POTENCIA Y SELECCIÓN DEL MOTOR .....	29

3.3.3.2 REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA EL SISTEMA DE INMERSIÓN.....	34
3.4 DISEÑO DE LA TINA DE INMERSIÓN: .....	35
3.4.1. DISEÑO DE LA TINA.....	36
3.5. SELECCIÓN Y DISEÑO DEL AGITADOR.....	38
3.5.1 AGITADORES .....	38
3.5.2 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE AGITACIÓN.....	41
3.5.3 DISEÑO DE LA TURBINA DEL AGITADOR.....	43
3.5.4. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR .....	44
3.5.5. DISEÑO DEL ESPESOR DE LAS ASPAS DE LA TURBINA .....	46
3.5.6. DISEÑO DEL EJE DEL AGITADOR .....	50
3.5.7. DISEÑO DE LA CUÑA DE UNIÓN ENTRE EL EJE Y LA TURBINA .	54
3.5.8. SELECCION REDUCTOR DE VELOCIDAD .....	57
3.6. DISEÑO DE LOS SOPORTES DE LA TINA.....	58
3.7. SELLOS PARA MEZCLADORES .....	64
3.8 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	65
3.8.1. CONSIDERACIONES DE DISEÑO .....	66
3.8.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN .	66
3.8.2.1 ALTERNATIVA A .....	66
3.8.2.2. ALTERNATIVA B .....	68
3.8.2.3 ALTERNATIVA C .....	69
3.8.2.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA .....	70
3.8.2.4.1 FACTORES DE EVALUACIÓN .....	70
3.8.2.4.2. PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO DE EVALUACIÓN ...	71
3.8.2.4.3 EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO .	71
3.8.2.4.4 TABLA DE CONCLUSIONES .....	72
3.8.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	73

3.8.3.1 GENERALIDADES DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS.....	73
3.8.3.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE TRANSPORTE .....	73
3.8.3.2.1 ALTERNATIVA A: TRANSPORTADOR MEDIANTE RODILLOS (ROLLER CONVEYOR).....	73
3.8.3.2.2 ALTERNATIVA B: TRANSPORTADOR MEDIANTE BANDA .....	74
3.8.3.2.3 ALTERNATIVA C: TRANSPORTADOR DE CADENA.....	75
3.8.3.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA PARA EL SISTEMA DE TRANSPORTE .....	75
3.8.3.3.1. PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO DE EVALUACIÓN ...	76
3.8.3.3.2. EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA ALTERNATIVA .....	76
3.8.3.3.3. TABLA DE CONCLUSIONES SELECCIÓN ALTERNATIVA TRANSPORTADOR .....	78
3.8.3.4 DISEÑO DEL TRANSPORTADOR DE CADENA .....	78
3.8.3.4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO .....	79
3.8.3.4.2 SELECCIÓN DE LA CADENA Y CATALINA .....	81
3.8.3.4.3 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR .....	90
3.8.3.4.4 SELECCIÓN REDUCTOR DE VELOCIDAD .....	91
3.8.3.4.5 DISEÑO DEL EJE MOTRIZ.....	92
3.8.3.4.6 CALCULO DE LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	99
3.8.3.4.7 SELECCIÓN DE LA CHUMACERA.....	102
3.8.3.4.8 DISEÑO DEL BASTIDOR.....	105
3.9 DISEÑO DEL SISTEMA PARA ESCURRIR LA LATILLA.....	108
3.9.1 PROPUESTA PARA ESCURRIR EL EXCESO DE RESINA.....	109
3.9.2 MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA DE VIBRACIONES.....	110
3.9.2.1 ANALISIS DE LA FUERZA VIBRATORIA VERTICAL .....	110
3.9.3 CALCULO PARA EL DISEÑO DE LA EXCENTRICIDAD.....	113

3.9.3.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA EL CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE LA EXCENTRICIDAD .....	113
3.9.4 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR .....	115
3.9.4.1 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	117
3.9.4.2 DISEÑO DE LA LEVA Y PLACA DE IMPACTO .....	119
3.9.5. DISEÑO DEL EJE CON LEVAS .....	121
3.9.5.1 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE .....	121
3.9.5.2 CALCULO PARA LA SELECCIÓN DE CHUMACERAS.....	125
3.9.6. DISEÑO DE RESORTES.....	126
3.9.6.1 ANÁLISIS DE PANDEO.....	134
3.9.6.2 ANALISIS DE RESONANCIA .....	135
3.9.7 CÁLCULO Y DISEÑO DEL BASTIDOR.....	136
3.9.7.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO .....	136
3.9.7.2 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA .....	136
3.10 DISEÑO PARA LA RECIRCULACIÓN DEL EXCEDENTE DE RESINA .....	139
3.10.1 COMPONENTES DEL SISTEMA DE RECIRCULACIÓN.....	140
3.10.1.1 TUBERÍAS .....	140
3.10.1.2 FILTROS.....	141
3.10.2 SELECCION DE LA BOMBA PARA RECIRCULACIÓN.....	142
3.11 MESA INCLINADA.....	143
<b>CAPITULO 4</b> .....	146
AUTOMATIZACION DEL PROCESO .....	146
4.1 DESCRIPCIÓN SISTEMA DE CONTROL.....	146
4.2.CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE.....	147
4.2.1 GENERALIDADES .....	147
4.2.2 HMI (INTERFAZ HUMANO-MAQUINA).....	148

4.2.3 COMUNICACIÓN .....	148
4.2.4 MÓDULOS DE EXTENSIÓN .....	149
4.2.4.1 MODULO ENTRADAS Y SALIDAS ANALÓGICAS IO-AI4-AO2 ...	149
4.2.5 SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN .....	150
4.2.5.1 INTRODUCCIÓN AL SOFTWARE .....	150
4.2.5.2 CONFIGURACIÓN DEL HARDWARE.....	152
4.2.5.3 CONFIGURACIÓN DE LOS MÓDULOS DE EXPANSIÓN.....	153
4.2.5.4 CONFIGURACIÓN DE LAS ENTRADAS Y SALIDAS DE LOS EQUIPOS .....	154
4.2.5.5 DIRECCIONAMIENTO DE LOS MÓDULOS DE EXPANSIÓN.....	155
4.2.5.6 FILTROS PARA LAS ENTRADAS ANALÓGICAS DEL OPLC .....	155
4.3. INSTRUMENTACIÓN DEL PROCESO .....	156
4.3.1. SENSORES Y TRASMISORES DE DENSIDAD .....	158
4.3.1.1 DESCRIPCIÓN .....	159
4.3.1.2 FUNCIONAMIENTO DEL TRANSMISOR.....	159
4.3.2 TRANSMISORES DE NIVEL.....	160
4.3.2.1 DESCRIPCIÓN DEL SENSOR .....	160
4.3.2.2 FUNCIONAMIENTO DEL TRANSMISOR.....	161
4.3.3 DETECTORES DE PRESENCIA.....	161
4.3.3.1 GENERALIDADES DETECTOR DE PRESENCIA .....	161
4.3.3.2 SELECCIÓN DETECTOR DE PRESENCIA.....	161
4.4 ELEMENTOS FINALES DE CONTROL .....	162
4.4.1 VÁLVULAS DE CONTROL.....	163
4.4.1.2 SELECCIÓN DE LAS VÁLVULAS DE CONTROL.....	163
4.4.2 VARIADORES DE FRECUENCIA .....	165
4.4.2.1 GENERALIDADES .....	165
4.4.2.2 SELECCIÓN VARIADOR DE FRECUENCIA .....	165

4.4.2.2.1 VARIADOR DE FRECUENCIA FR-D720-100-NA PARA TRANSPORTADOR DE CADENA.....	166
4.4.2.2.2 CONEXIONES DEL VARIADOR DE FRECUENCIA .....	166
4.4.2.2.3 CONEXIONES DE LOS TERMINALES DE POTENCIA .....	168
4.4.2.2.4 ASIGNACIÓN DE LOS BORNES Y CABLEADO .....	168
4.4.2.2.5 CIRCUITO DE CONTROL DEL VARIADOR DE FRECUENCIA	169
4.5 PROGRAMACIÓN DEL CONTROLADOR .....	171
4.5.1 ESQUEMA GENERAL DEL PROCESO .....	171
4.5.2 ESTUDIO DE CADA SUBPROCESO DISEÑADO .....	172
4.5.3 DESARROLLO DE PROGRAMA EN VISILOGIC.....	177
4.5 DISEÑO HMI PARA EL CONTROL DEL PROCESO DE IMPREGNACIÓN.....	179
<b>CAPITULO 5</b> .....	184
ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROYECTO.....	184
5.1 INTRODUCCIÓN .....	184
5.2 COSTOS DIRECTOS .....	184
5.2.1 COSTO DE MATERIALES DIRECTOS .....	184
5.2.2 COSTO DE MATERIALES MECÁNICOS.....	186
5.2.3 COSTO DE MATERIALES ELÉCTRICOS.....	187
5.2.4 COSTO DE MATERIALES PARA EL CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN.....	188
5.3 COSTOS DE FABRICACIÓN .....	190
5.4 COSTOS INDIRECTOS.....	191
5.5 COSTO TOTAL DEL SISTEMA DE IMPREGNACIÓN .....	191
5.6 EVALUACIÓN FINANCIERA .....	192
5.6.1 VALOR ACTUAL NETO (VAN).....	192
5.6.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).....	194
<b>CAPITULO 6</b> .....	195

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	195
6.1 CONCLUSIONES .....	195
6.2 RECOMENDACIONES .....	197
REFERENCIAS .....	198
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	200
CARTA DE SATISFACCION	
ANEXOS	

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1 Impregnación de Resina de Forma Manual .....	2
Fig. 2 Proceso de impregnación de resina (a) Proceso general (b) Subproceso preparación de resina .....	3
Fig. 3 Bambú Asper .....	7
Fig. 4 Piso de bambú solido.....	7
Fig. 5 Flujo de Procesamiento de laminados de Bambú.....	8
Fig. 6 Atados de latillas.....	10
Fig. 7 Selección de tubería para la realización de la mezcla (agua- pegamento).....	13
Fig. 8 Impulsión del pegamento.....	13
Fig. 9 Selección bomba según el tipo de fluido.....	14
Fig. 10 Selección Bomba de engranes .....	15
Fig. 11 Bomba de engranes seleccionada.....	16
Fig. 12 Volante de inmersión .....	16
Fig. 13 Esquema funcionamiento Alternativa A .....	17
Fig. 14 Alternativa B.....	18
Fig. 15 Esquema Alternativa C .....	19
Fig. 16 Empuje de atado con un solo volante .....	23
Fig. 17 Colisión del atado de bambú con tina de inmersión.....	24
Fig. 18 Empuje de atado con dos volantes .....	24
Fig. 19 Empuje de atado con tres volantes.....	25
Fig. 20 Resistencia del fluido al volante.....	26
Fig. 21 DCL tubo volante de inmersión.....	26
Fig. 22 Coeficiente de arrastre.....	27
Fig. 23 Selección tubo mecánico para el volante.....	29

Fig. 24 Mecanismo de inmersión a mover .....	30
Fig. 25 Distancia al eje principal de las barras.....	31
Fig. 26 Forma de la tina de inmersión.....	36
Fig. 27 Diseño Tina.....	38
Fig. 28 Agitador tipo turbina.....	43
Fig. 29 Dimensiones estándares según la norma DIN 28131 .....	43
Fig. 30 Calculo de Número de potencia.....	44
Fig. 31 Aspa de la turbina .....	47
Fig. 32 Turbina Axial .....	50
Fig. 33 DCL Agitador .....	51
Fig. 34 Distribución de cargas en el eje .....	52
Fig. 35 Diagrama de fuerzas cortante.....	52
Fig. 36 Diagrama de momento flector.....	53
Fig. 37 Dimensiones para cuñeros .....	55
Fig. 38 Fuerzas que actúan sobre una cuña.....	56
Fig. 39 Reducción agitador .....	58
Fig. 40 Valores de K para la longitud efectiva.....	60
Fig. 41 Dimensiones y propiedades del tubo tipo poste.....	63
Fig. 42 Ensamble final tina de inmersión con agitador.....	63
Fig. 43 Sello mecánico.....	64
Fig. 44 diagrama de tiempos para proceso de impregnación de resinas.....	66
Fig. 45 Esquema alimentación alternativa uno .....	67
Fig. 46 Diseño embolo actuador neumático.....	67
Fig.47 Esquema general de la alternativa B .....	68
Fig. 48 Cilindro Alimentador.....	69
Fig. 49 Esquema Alternativa C .....	70
Fig. 50 Cinta con rodillos .....	73

Fig. 51 Cinta con banda.....	74
Fig. 52 Transportador de cadena.....	75
Fig. 53 Transportador de cadena.....	79
Fig. 54 Acoplamiento de la canaleta a las cadenas.....	79
Fig. 55 Dimensiones volante de inmersión .....	80
Fig. 56 Cadena de doble hilera.....	82
Fig. 57 Identificación partes cadena .....	83
Fig. 58 Selección número de cadena.....	84
Fig. 59 Canaleta de transporte .....	85
Fig. 60 Modelo de tensión de cadena.....	85
Fig. 61 Sistema de reducción de velocidad .....	92
Fig. 62 Fuerzas presentes en el eje motriz.....	93
Fig. 63 Análisis de fuerzas plano “YZ” .....	93
Fig. 64 Distribución de fuerzas en el eje.....	94
Fig. 65 Diagrama de fuerza cortante.....	94
Fig. 66 Diagrama de momento .....	95
Fig. 67 Diagrama de cargas sobre el eje .....	96
Fig. 68 Diagrama de fuerza cortante.....	96
Fig. 69 Diagrama de momento .....	96
Fig. 70 Eje motriz transportador de cadena.....	99
Fig. 71 Ensamblaje eje, catalina, cadena, canaleta de transporte.....	99
Fig. 72 Selección para bandas en V industriales de sección estrecha .....	100
Fig. 73 Rodamientos de rodillos cilíndricos.....	102
Fig. 74 Soportes para rodamientos.....	105
Fig. 75 Colocación correcta para evitar colisión .....	106
Fig. 76 Catalogo tubo estructural cuadrado.....	107
Fig. 77 Estructura transportador de cadena.....	108

Fig. 78 Ensamblaje sistema de inmersión y alimentación.....	108
Fig. 79 Mesa vibratoria partes .....	109
Fig. 80 Modelo matemático sistema de vibraciones .....	110
Fig. 81 Diagrama de cuerpo libre, movimiento vertical .....	111
Fig. 82 Fuerzas presentes en el sistema .....	111
Fig. 83 Leva .....	115
Fig. 84 DCL Leva-placa de impacto.....	119
Fig. 85 Placa de impacto .....	121
Fig. 86 Cargas sobre el eje.....	122
Fig. 87 Dimensiones eje mesa vibratoria .....	123
Fig. 88 Distribución cargas en el eje.....	123
Fig. 89 Diagrama de esfuerzo cortante.....	123
Fig. 90 Diagrama de momento .....	124
Fig. 91 Eje completo mesa vibratoria.....	125
Fig. 92 Parte superior mesa vibradora.....	125
Fig. 93 Resorte Helicoidal.....	126
Fig. 94 Esfuerzos a los que está sometido el resorte .....	127
Fig. 95 Factor de Wahl contra índice de resorte .....	128
Fig. 96 Tipos de extremos de resorte .....	129
Fig. 97 Ensamble Plataforma vibrante, eje con levas, resortes .....	136
Fig. 98 Distribución de cargas sobre el bastidor .....	137
Fig. 99 Propiedades perfil estructura mesa vibratoria.....	138
Fig. 100 Apoyo de los resortes .....	138
Fig. 101 Bastidor mesa vibratoria .....	138
Fig. 102 Ensamblaje final mesa vibratoria .....	139
Fig. 103 Ensamble sistemas de alimentación, inmersión, vibración (escurrimiento).....	139

Fig. 104 Despiece plataforma vibrante .....	140
Fig. 105 Tubería de retorno conectad a la bomba .....	140
Fig. 106 Tubería de envió desde la bomba a la tina de inmersión.....	141
Fig. 107 Cartucho filtrante de malla de acero .....	141
Fig. 108 Ubicación del filtro.....	142
Fig. 109 Bomba recirculación .....	143
Fig. 110 Mesa inclinada .....	144
Fig. 111 Posición final del atado vista lateral .....	144
Fig. 112 Tubería de retorno mesa inclinada final.....	144
Fig. 113 Ensamblaje final.....	145
Fig. 114 OPLC UNITRONICS V350.....	148
Fig. 115 Módulo de ampliación IO-AI4-AO2 .....	149
Fig. 116 Montaje del módulo de ampliación sobre el riel DIN .....	150
Fig. 117 Plataforma VisiLogic .....	150
Fig. 118 Barra principal de menú.....	151
Fig. 119 Comandos usados para la programación en Ladder .....	151
Fig. 120 Comandos para realizar el HMI .....	152
Fig. 121 Ubicación botón configuración de HARDWARE .....	152
Fig. 122 Selección del HARDWARE a utilizar .....	153
Fig. 123 Configuración de los módulos de expansión.....	153
Fig. 124 Configuración de I/O del OPLC.....	154
Fig. 125 Configuración I/O módulo de expansión .....	154
Fig. 126 Numeración de los módulos de expansión .....	155
Fig. 127 Selección tipo de filtro a usar.....	156
Fig. 128 Transmisor de densidad EMERSON Micro-Motion.....	158
Fig. 129 Transmisor de densidad Desin Intruments .....	159
Fig. 130 Representación de bus de campo del sensor de densidad .....	160

Fig. 131 Transmisor de nivel marca Desin.....	160
Fig. 132 Sensor fotoeléctrico auto reflexivo Autonics .....	162
Fig. 133 Componentes de la mezcla.....	163
Fig. 134 Válvula solenoide .....	164
Fig. 135 Válvula solenoide seleccionada .....	165
Fig. 136 Variador de frecuencia Mitsubishi FR-D700 .....	166
Fig. 137 Conexión del variador de frecuencia.....	167
Fig. 138 Asignación de bornes y conexión de la tensión de alimentación y del motor .....	168
Fig. 139 Diagrama de proceso del proceso de impregnación.....	172
Fig. 140 Diagrama de flujo del ciclo de preparación de la resina.....	173
Fig. 141 Diagrama de flujo Sincronización motores.....	174
de alimentación e inmersión .....	174
Fig. 142 Diagrama de flujo alimentación y escurrimiento.....	175
Fig. 143 Diagrama de flujo recirculación y preparación de nueva resina....	176
Fig. 144 Diagrama de flujo de finalización de proceso.....	177
Fig. 145 Pantalla de inicio del proceso BIGBAMBOO S.A.....	179
Fig. 146 Display Menú Principal .....	180
Fig. 147 Display Inicio Proceso.....	180
Fig. 148 Display Válvulas.....	181
Fig. 149 Display Motores .....	181
Fig. 150 Display Bombas .....	182
Fig. 151 Display Densidad .....	182
Fig. 152 Display Nivel .....	183
Fig. 153 Display Detectores de presencia .....	183

## INDICE DE TABLAS

Tabla. 1 Clima ideal para desarrollo del bambú.....	5
Tabla. 2 Variedades de bambú.....	6
Tabla. 3 Requerimientos de diseño .....	9
Tabla. 4 Velocidades recomendadas para fluidos en tuberías. ....	12
Tabla. 5 Evaluación del peso específico de cada criterio para el método de inmersión de la latilla .....	21
Tabla. 6 Evaluación del criterio para el tiempo de inmersión.....	21
Tabla. 7 Evaluación del criterio de cantidad de resina impregnada.....	22
Tabla. 8 Evaluación del criterio de costo .....	22
Tabla. 9 Evaluación del criterio de facilidad de control .....	22
Tabla. 10 Tabla de conclusiones para la selección del equipo de inmersión de la latilla .....	23
Tabla. 11 Selección diámetro tubería volante de inmersión .....	29
Tabla. 12 Resultados peso volante de inmersión .....	30
Tabla. 13 Resultados inercias partes del volante de inmersión .....	31
Tabla. 14 Resultados inercias volante de inmersión.....	32
Tabla. 15 Resultados inercias sistema de inmersión.....	32
Tabla. 16 Selección motor reductor para motor de inmersión .....	35
Tabla. 17 Datos iniciales de la tina .....	37
Tabla. 18 Principales características de agitadores.....	39
Tabla. 19 Ventajas y desventajas agitador de hélice y turbina inclinada .....	42
Tabla. 20 Dimensiones del Agitador .....	50
Tabla. 21 Valores recalculados del agitador de turbina .....	50
Tabla. 22 Selección diámetro eje agitador.....	53
Tabla. 23 Valor recalculado del factor de seguridad.....	54
Tabla. 24 Tamaño de cuña contra tamaño de flecha.....	54

Tabla. 25 Selección longitud de la chaveta.....	57
Tabla. 26 Selección del motor reductor .....	58
Tabla. 27 Selección diámetro soportes tina .....	62
Tabla. 28 Parámetros de selección para sellos .....	64
Tabla. 29 Duración de tiempos para impregnación de resina.....	65
Tabla. 30 Evaluación del peso específico de cada criterio para la selección de la alternativa del sistema de alimentación de los atados de latilla.....	71
Tabla. 31 Evaluación del criterio de capacidad de alimentación.....	71
Tabla. 32 Evaluación del criterio de sincronización .....	72
Tabla. 33 Evaluación del criterio de costo .....	72
Tabla. 34 Evaluación del criterio de atascamiento.....	72
Tabla. 35 Tabla de conclusiones de la selección de la alternativa para el sistema de alimentación de la latilla de bambú.....	72
Tabla. 36 Peso específico de cada criterio para la selección del sistema de transporte y alimentación de la latilla .....	76
Tabla. 37 Evaluación del criterio de velocidad constante .....	77
Tabla. 38 Evaluación del criterio de sincronización .....	77
Tabla. 39 Evaluación del criterio de capacidad de transporte.....	77
Tabla. 40 Evaluación del criterio de posicionamiento .....	77
Tabla. 41 Tabla de conclusiones del sistema de .....	78
Tabla. 42 Dimensiones generales del transportador .....	81
Tabla. 43 características de transporte.....	82
Tabla. 44 Paso de cadena recomendado según distancia entre centros.....	83
Tabla. 45 Coeficiente $f_1$ y $f_2$ para cadenas.....	87
Tabla. 46 Coeficiente $f_u$ para cadenas .....	87
Tabla. 47 Especificaciones de cadena y catalina .....	90
Tabla. 48 Selección reductor mecánico motor transportador.....	91

Tabla. 49	Calculo de diámetros para el eje motriz para distintos aceros .....	97
Tabla. 50	Calculo diámetro para los cojinetes .....	98
Tabla. 51	Vida $L_h$ para rodamiento de rodillos .....	104
Tabla. 52	Valores de orientación para $f_L$ y valores usuales de cálculo .....	104
Tabla. 53	Resultados análisis para el diseño del bastidor .....	107
Tabla. 54	Selección material leva y placa de impacto .....	120
Tabla. 55	Diferentes diámetros para eje mesa vibratoria.....	124
Tabla. 56	Diámetros normalizados de alambres.....	129
Tabla. 57	Constantes A y m para fabricación de resortes .....	131
Tabla. 58	Valores para encontrar el resorte adecuado.....	134
Tabla. 59	Resultados estructura mesa vibratoria.....	137
Tabla. 60	Estrategias de solución y parámetros para el sistema de control del sistema de impregnación (continuación) .....	158
Tabla. 61	Sensor fotoeléctrico seleccionado .....	162
Tabla. 62	Datos técnicos de la electroválvula para la adición de agua.....	164
Tabla. 63	Conexiones terminales de potencia variador .....	168
Tabla. 64	Señales de entrada.....	169
Tabla. 65	Puntos de referencia .....	170
Tabla. 66	Señales de salida.....	170
Tabla. 67	Entradas digitales .....	177
Tabla. 68	Entradas analógicas .....	178
Tabla. 69	Entradas analógicas módulo de ampliación.....	178
Tabla. 70	Salidas digitales .....	178
Tabla. 71	Salidas analógicas módulo de ampliación .....	179
Tabla. 72	Costo de materia prima (Continuación) .....	186
Tabla. 73	Costo de materiales mecánicos.....	187
Tabla. 74	Costo de materiales eléctricos.....	188

Tabla. 75 Costo de materiales para automatización y control .....	189
Tabla. 76 Costo total materiales .....	190
Tabla. 77 Costos por mano de obra.....	190
Tabla. 78 Valor total costos directos .....	190
Tabla. 79 Materiales indirectos .....	191
Tabla. 80 Valor total costos indirectos .....	191
Tabla. 81 Valor total costos indirectos .....	191
Tabla. 82 Valores estimados por venta de pisos de bambú .....	193
Tabla. 83 Valores de utilidad neta esperada por venta de pisos de bambú	193
Tabla. 84 Calculo del VAN.....	193
Tabla. 85 Calculo del TIR .....	194

## ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1: PROPIEDADES DE LA RESINA

ANEXO 2: BOMBA DE ENGRANES ROPER PUMPS

ANEXO 3: MOTOR ELECTRICO SIEMENS 1.5 HP, 1200 RPM

ANEXO 4: MOTOR REDUCTOR PARA MOTOR DE INMERSION

ANEXO 5: ACERO ASTM A 283 Gr C

ANEXO 6: SELECCIÓN AGITADOR

ANEXO 7: MOTOR ELECTRICO 0.75 HP, 1200 RPM

ANEXO 8: ACERO DE TRANSMISION 1018

ANEXO 9: AISI 1045

ANEXO 10: MOTOR REDUCTOR, MOTOR AGITADOR

ANEXO 11: SELLO MECANICO

ANEXO 12: CATALINA

ANEXO 13: MOTOR ELECTRICO 3 HP, 1200 RPM

ANEXO 14: MOTOR REDUCTOR, MOTOR TRANSPORTADOR

ANEXO 15: FACTORES DE SERVICIO PARA BANDAS EN V

ANEXO 16: POLEAS

ANEXO 17: LONGITUD DE BANDA ESTANDAR PARA BANDAS

ANEXO 18: FACTOR DE CORRECCION DEL ANGULO DE LA  
ENVOLVENTE

ANEXO 19: FACTOR DE CORRECCION PARA LONGITUD DE BANDA

ANEXO 20: POTENCIA CORREGIDA POR BANDA

ANEXO 21: BANDAS DE TRANSMISION

ANEXO 22: CHUMACERAS

ANEXO 23: MOTOR ELECTRICO, 4 HP, 1200 RPM

ANEXO 24: ACERO AISI 4340

ANEXO 25: CHUMACERA EJE MESA VIBRATORIA

ANEXO 26: FILTRADO DE RESIDUOS

ANEXO 27: BOMBA PARA RECIRCULACION

ANEXO 28: OPLC VISION350

ANEXO 29: MODULO DE AMPLIACION

ANEXO 30: SENSOR DE DENSIDAD

ANEXO 31: SENSOR DE NIVEL

ANEXO 32: SENSOR FOTOELECTRICO DE PRESENCIA

ANEXO 33: SOLENOIDES

ANEXO 34: FUSIBLES Y CONTACTORES RECOMENDADOS

ANEXO 35: PROGRAMACION DEL PLC

ANEXO 36: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

ANEXO 37: PLANOS

## RESUMEN

La necesidad de controlar y mejorar el proceso de impregnación de resina en las latillas de bambú en la empresa BIGBAMBOO se desarrolla en el presente proyecto. Para esto se realiza un diseño de toda la parte mecánica, eléctrica, electrónica, instrumentación y control de todo el proceso, partiendo de parámetros ya establecidos por la empresa beneficiaria. Para lograr esto se diseña un alimentador semiautomático de los atados de latillas de bambú, después pasa al proceso de impregnación mediante inmersión de los atados de manera automática evitando de esta manera que el operario realice esfuerzo físico y tenga contacto directo con la resina. La mezcla para obtener la resina es controlada por un sensor de densidad y un sensor de nivel además de válvulas solenoides y bombas hidráulicas. Una vez impregnado se ve la necesidad de escurrir los atados y realizar la recirculación de la resina sobrante con el fin de optimizar los recursos. Todas las variables se controlan mediante un OPLC (PLC + HMI incluido). Finalmente un HMI completa el diseño. Para comprobar se presenta un informe económico para saber si es rentable o no la construcción del diseño realizado

### Palabras clave:

- Bambú
- Impregnación
- Inmersión
- Escurrimiento
- OPLC

# CAPITULO 1

## DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CONTROL DEL PROCESO DE IMPREGNACION DE RESINA EN LA LATILLA TRAPICHADA DE BAMBÚ PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A.

### 1.1. GENERALIDADES

BIGBAMBOO S.A. es una compañía ecuatoriana enfocada en la siembra, desarrollo, manufactura y exportación de maderas y pisos de bambú. Se persigue para sus productos un alto estándar de calidad, belleza y durabilidad.

El principal objetivo es proveer a hogares y negocios con productos de alta calidad, que además utiliza prácticas de negocios que fomentan la responsabilidad hacia el medio ambiente y las comunidades.

El Ecuador tiene ventajas competitivas y comparativas en la producción de Bambú Asper. El proyecto busca utilizar el bambú de manera sustentable como una alternativa a las maderas tropicales.

### 1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La empresa beneficiaria tiene un alto interés en brindar a la población nacional y extranjera un producto de calidad en pisos y demás derivados del bambú lo que obliga a la empresa a realizar procesos controlados

Uno de esos procesos es el de impregnación de resina en las latillas de bambú, mismo que se realiza de forma artesanal en la actualidad, citando errores técnicos como tiempo de inmersión de la latilla, cantidad de resina impregnada y control de los componentes de la resina



**Fig. 1 Impregnación de Resina de Forma Manual**

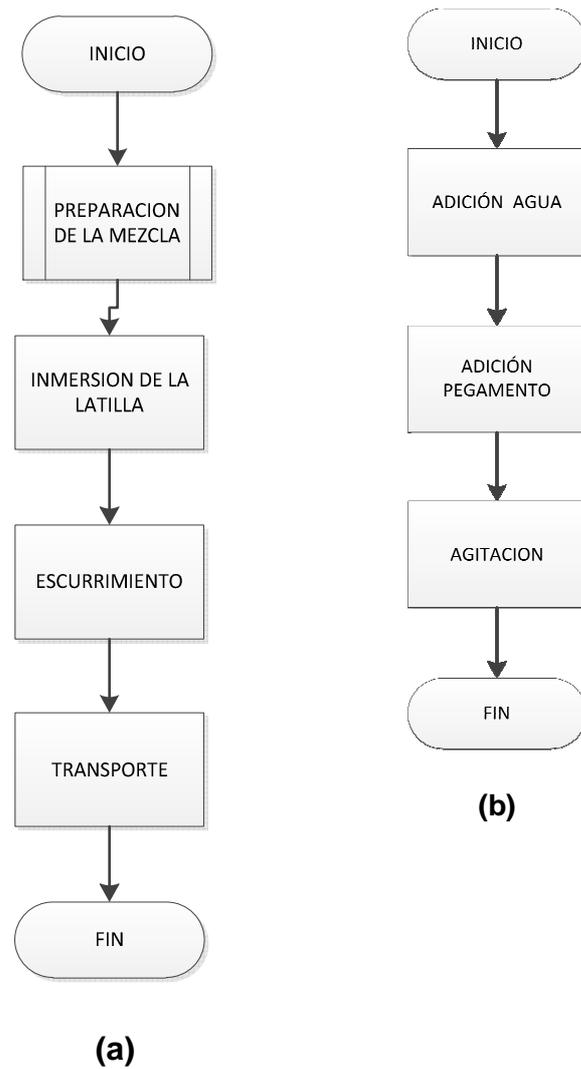
### **1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

El presente proyecto se dedica al diseño del proceso de impregnación de la resina en la latilla del bambú, debido a que el proceso en cuestión se lo realiza de forma artesanal, lo que demandan la experiencia y criterio del personal así como de un esfuerzo físico del operario, la empresa necesita de un diseño adecuado y un sistema de control que cumpla con especificaciones de calidad para en posteriores análisis decidir la construcción del mismo

Es de vital importancia que las latillas de bambú se encuentren en su nivel óptimo de humedad con resina impregnada para que al formar un solo bloque sea más compacto y pueda soportar los esfuerzos que aparecen posteriormente, si el proceso no es controlado el rendimiento físico del bambú después del tratamiento es inestable, y algunas veces puede ocurrir defectos, tal como desgomado, agrietamiento y deformación

### **1.4 DESCRIPCIÓN GENERAL DE PROCESO DE IMPREGNACIÓN DE RESINA**

El proceso general se describe en el diagrama de flujo siguiente:



**Fig. 2 Proceso de impregnación de resina (a) Proceso general (b) Subproceso preparación de resina**

## 1.5. OBJETIVOS

### 1.5.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema automatizado para el control del proceso de impregnación de resina en la latilla trapichada de bambú para la empresa BIGBAMBOO S.A.

### 1.5.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Efectuar el diseño de la tina en donde se va a realizar el proceso de inmersión de latina
- Realizar el control de la mezcla de la resina en la tina de inmersión mediante el análisis de densidad

- Diseñar un sistema de alimentación semiautomático de los atados de latillas al dispositivo de inmersión para que el proceso sea óptimo
- Diseñar el dispositivo de inmersión de la latilla en la resina
- Plantear soluciones adecuadas para el escurrimiento de la latilla después de la impregnación
- Diseñar un sistema de recirculación de resina sobrante para optimizar recursos
- Diseñar el sistema de control para el proceso y la interfaz de usuario
- Seleccionar los elementos adecuados tanto en la parte de diseño mecánico como en la etapa de automatización

## **1.6 ALCANCE DEL PROYECTO**

El siguiente proyecto contempla el diseño de un sistema automatizado de todo el proceso que demanda la impregnación de resina en la latilla del bambú, con el fin de hacer el proceso controlado y automatizado para obtener al final de todo el proceso un producto de calidad y poder estar a la altura de las exigencias del mercado

El producto a entregar consta del diseño de todos los módulos del software, el diseño de todos los elementos mecánicos y recomendaciones de instrumentación, equipos de mando, actuadores y demás a usar, así como de diagramas eléctricos, hidráulicos, y neumáticos de ser usados de tal forma que al terminar el proyecto de tesis la empresa empiece con el proceso de construcción e implementación

## CAPITULO 2

### GENERALIDADES DEL BAMBÚ

La guadua ha sido una compañera de la humanidad desde épocas muy tempranas pero en el siglo XXI es un material de uso local y de bajo costo para pasar a ser un producto industrializado de reconocimiento global.

Países como Colombia, Ecuador, Brasil y recientemente en Costa Rica, han comenzado a darle uso a la guadua en sectores industriales, sobre todo en el campo de la construcción, creación de muebles y pisos.

Esta gramínea alcanza hasta 30 mts. de altura y 22 cm de diámetro; es considerada el tercer bambú más grande del mundo

La variedad que se está cultivando en Ecuador es Guadua Angustifolia (ECOTEC, 2005)

#### 2.1 ENFOQUE NACIONAL DEL BAMBÚ

##### 2.1.1 ZONAS DE CULTIVO

<b>TEMPERATURA</b>	20°C – 30°C
<b>ALTITUD</b>	0 – 1800 MSNM
<b>LLUVIAS</b>	2000 – 2500 mm ANUALES
<b>HUMEDAD RELATIVA</b>	75% - 80%
<b>BRILLO SOLAR</b>	5 – 6 HORAS/LUZ/DIA

**Tabla 1 Clima ideal para desarrollo del bambú**

**Fuente: ECOTEC 2005**

#### 2.2. VARIEDADES

Existen 1200 variedades de bambú en el mundo. Los materiales que ofrecen las distintas variedades de bambú son muy diferentes, variando en resistencia, durabilidad, flexibilidad, etc.

También la edad, época de corte y tratamiento tienen una influencia decisiva en las características del material

<b>BAMBUSACEAS</b>	
Phyllostachis aurea Tacuarita-Tacuara- Gasan chiku Este de China Ø 10 a 70 mm	Bambusa tuldoides Bambú- Take China Ø 20 a 60 mm
Phyllostachis nigra Caña negra- Kuro chiku Taiwan, China Ø 10 a 60 mm	Arundinaria amabilis Caña japonesa- Tonkin China, Japón Ø 10 a 35 mm
Phyllostachis bambusoides Caña de la India - Madake China e India Ø 40 a 130mm	Arundinaria japonica Japón Ø 5 a 20 mm
Phyllostachis heterocycla pubescens Moso China Ø 60 a 150 mm	Chusquea culeou Colihue Sur de Argentina y Chile Ø 10 a 35 mm
Bambusa vulgaris Bambú gigante Japón Ø 40 a 120 mm	Guadua angustifolia Tacuaruzú o Tacuara guazú América tropical Ø 60 a 180 mm
Bambusa vulgaris vitatta Bambú amarillo Sur de China Ø 40 a 120 mm	Pleiblastus fortunei Shima dake - Chigo sasa Japón Ø 7 a 20 mm
Gen. Sp. Totorá, Caña boliviana o Chuki Bolivia, lago Titicaca Ø 7 a 25 mm	BambusaS pBambúLar go Ø 15 a 40 mm

**Tabla 2 Variedades de bambú**

Para la fabricación de los pisos de bambú se utiliza el Asper Dendrocalamus es conocido como Bambú Gigante. Este fue rápidamente introducido al noroeste del Ecuador, donde las plantaciones de Asper muestran un crecimiento rápido. En estas plantaciones a los siete años de la siembra los postes alcanzan 25 metros de alto, diámetros de 17 centímetros y un grosor en la base de 3.5 centímetros.

Adicionalmente, después de ocho años de la siembra, cada hectárea de bambú puede producir con la tecnología adecuada alrededor de 50 toneladas de madera. (BIGBAMBOO, 2005)



**Fig. 3 Bambú Asper**

## **2.3 APLICACIONES DEL BAMBÚ EN EL ECUADOR**

La *Guadua angustifolia* tiene fibras naturales muy fuertes que permiten desarrollar productos industrializados tales como paneles, aglomerados, pisos, laminados, esteras, pulpa y papel, es decir productos de calidad que podrían competir con otros materiales en el mercado nacional

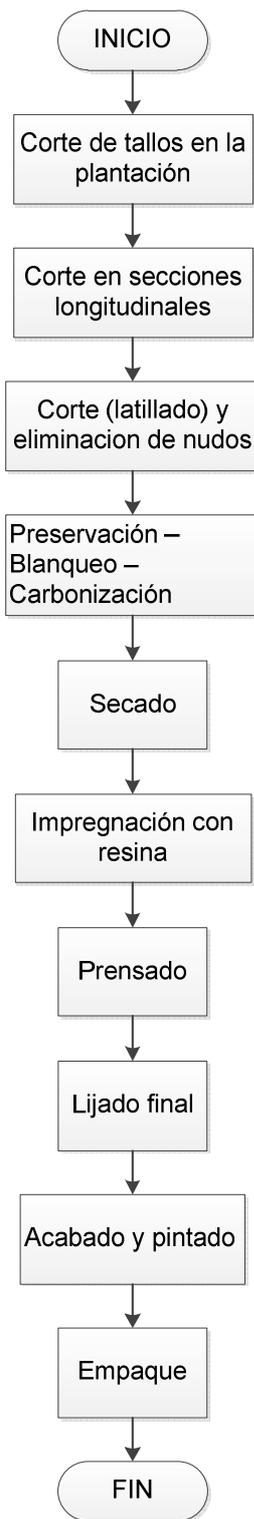


**Fig. 4 Piso de bambú solido**

## **2.4. INDUSTRIALIZACIÓN DEL BAMBÚ**

### **2.4.1 FASE INDUSTRIAL**

Los laminados de bambú se producen básicamente realizando las siguientes actividades a partir de tallos redondos de bambú debidamente seleccionados:



**Fig. 5 Flujo de Procesamiento de laminados de Bambú**

## CAPÍTULO 3

### DISEÑO MECÁNICO DEL PROCESO DE IMPREGNACION

#### 3.1. PARÁMETROS DE DISEÑO

El área donde se realiza el proceso de impregnación en la empresa BIGBAMBOO es de 62 m<sup>2</sup> de los cuales el espacio disponible es de 41.4 m<sup>2</sup>

**TABLA DE REQUERIMIENTOS**

PROPIEDAD	REQUERIMIENTO
Tipo de impregnación	Por inmersión completa de atados de bambú
Tiempo de inmersión	12 - 14 segundos
Peso atado de latilla de bambú	5 Kg
Largo latilla	2000 mm
Volumen de mezcla	1.4 m <sup>3</sup> (1400 litros)
Proporción de mezcla (peso)	1 kg pegamento – 1,5 kg agua
Numero de atados impregnados	1200 atados / día
Sistema de inmersión	Automático, con tiempo variable
Escurrimiento	Sistema para escurrir los atados de bambú impregnados
Recirculación de excedente	Sistema para recircular el excedente de resina al escurrir los atados

**Tabla. 3 Requerimientos de diseño**

**Elaborado: Empresa beneficiaria**



**Fig. 6 Atados de latillas**

### 3.2. CALCULO DE CANTIDADES Y PROPIEDADES DE LA MEZCLA

Las propiedades del pegamento se encuentran en el anexo 1

Para el cálculo de las cantidades se empieza por definir en volumen cada componente:

El valor de la densidad del agua es a 25°C

$$V_{agua} = \frac{m}{\delta} \quad (\text{Ec. 3.1.})$$

$$V_{agua} = \frac{1.5 \text{ kg}}{998,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_{agua} = 0.0015 \text{ m}^3$$

Para el pegamento:

$$V_{pegamento} = \frac{1.0 \text{ kg}}{1140 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_{pegamento} = 8.77 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Por lo tanto:

$$V_{parcial} = V_{agua} + V_{pegamento}$$

$$V_{parcial} = 0.0023 \text{ m}^3$$

La densidad de la mezcla es:

$$\delta = \frac{1 \text{ kg} + 1.5 \text{ kg}}{0.0023 \text{ m}^3}$$

$$\delta = 1051 \frac{kg}{m^3}$$

Para obtener un volumen de  $1.4 \text{ m}^3$  las cantidades de ambos componentes es:

$$1.4 \text{ m}^3 = \frac{m_{agua}(kg) + m_{pegamento}(kg)}{1051 \left(\frac{kg}{m^3}\right)}$$

$$m_{agua}(kg) + m_{pegamento}(kg) = 1471,4 \text{ kg}$$

Y la relación en peso de la mezcla es de 1 a 1,5:

$$1.5 m_{pegamento}(kg) + m_{pegamento}(kg) = 1471,4 \text{ kg}$$

$$m_{pegamento}(kg) = 588,56 \text{ kg}$$

$$V_{pegamento} = 0.52 \text{ m}^3$$

El volumen de agua es de:

$$V_{agua} = 1.4 - 0.52 [\text{m}^3] = 0,88 \text{ m}^3$$

### 3.2.1 PREPARACIÓN DE LA MEZCLA

#### 3.2.1.1 CONSIDERACIONES

Para el control del flujo tanto del pegamento como el de agua se lo va a realizar con válvulas solenoides ON/OFF

La velocidad lineal de la resina es:

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
Líquidos viscosos	Línea de Conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
Vapor de Agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

**Tabla 4 Velocidades recomendadas para fluidos en tuberías.**

**Fuente: McCabe et al., Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, 4ª Ed., McGraw-Hill, 1991**

Se escoge una velocidad de 0.15 m/s, debido a que la resina es un fluido con viscosidad de 120 MPa.s

El tiempo requerido por la empresa para la preparación de la resina es de aproximadamente 2 horas, tiempo en el cual son transportados los atados a la sección de impregnación. El tiempo para añadir agua es de 1 hora y el tiempo designado para la adición de la resina será de aproximadamente 35-40 minutos, el tiempo restante es para la agitación y el mezclado

Por lo tanto se selecciona un caudal de 12 litros por minuto (0,72 m<sup>3</sup>/h), obteniendo una tubería de:

$$Q_R = v_R * A_t \quad \text{(Ec. 3.2.)}$$

$$A_t = \frac{Q_R}{v_R}$$

$$A_t = \frac{0,72 \text{ m}^3/h}{0,15 \frac{m}{s} * 3600}$$

$$A_t = 1,33 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Por lo tanto la tubería cuya sección se acerca a la requerida es tubería de acero cedula 40 de diámetro nominal 1 1/2" ( $A_t = 1,33 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ )

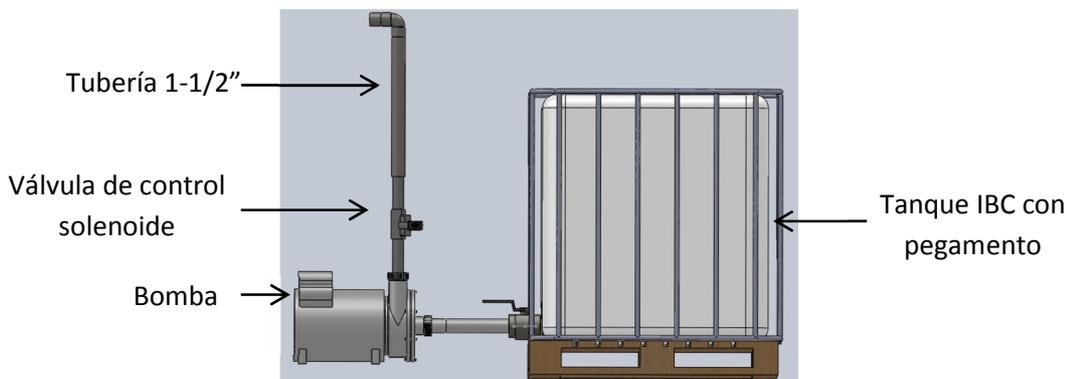
DIAMETRO NOMINAL	EXTERIOR		e mm	ESPESOR pulg	PRESION/PRUEBA		PESO kg/mt
	mm	pulg			kg/cm2	lb/pulg2	
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700	0.63
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700	0.85
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29

**Fig. 7 Selección de tubería para la realización de la mezcla (agua-pegamento)**

**Fuente: DIPAC**

A la tina de inmersión primero se debe añadir agua y después deberá ingresar el pegamento

Para añadir el agua se lo va a realizar mediante una toma de agua con una electroválvula, mientras que para la adición del pegamento se va a colocar el tanque IBC a un costado y se lo va a controlar mediante un sistema de bomba y una electroválvula



**Fig. 8 Impulsión del pegamento**

### 3.2.1.2. SELECCIÓN DE LA BOMBA

Una vez obtenida la tubería y el caudal, se selecciona la bomba. Debido a la viscosidad de la resina (120 MPa.s) se debe escoger una bomba adecuada para ese rango de viscosidades

Tipo de fluido	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
Fluidos abrasivos	3	0	0	3	0	0	0	1	2	1	0	1	0	0
Fluidos con sólidos blandos	3	0	3	3	0	0	1	1	2	0	3	1	0	1
Fluidos con sólidos duros	3	0	0	3	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
Fluidos de baja viscosidad	3	3	1	3	3	1	1	3	1	1	3	3	1	1
Fluidos de media viscosidad	3	0	3	3	0	3	3	1	2	3	3	0	3	3
<b>Fluidos muy viscosos</b>	<b>2</b>	<b>0</b>	<b>3</b>	<b>1</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
Fluidos corrosivos	3	2	2	1	3	3	3	3	1	1	3	3	0	2
Fluidos tóxicos	3	0	1	3	3	3	1	3	0	1	0	0	2	3
Fluidos agresivos o peligrosos	3	0	1	3	3	3	0	3	0	0	0	0	2	3
Soluciones acuosas	3	3	3	3	3	3	3	3	1	0	3	3	0	1
Productos alimenticios	3	1	3	3	2	1	1	3	3	1	3	0	0	1
Fluidos delicados	3	0	3	2	0	0	0	1	3	1	1	0	2	0

Tipo de bomba: A = peristáltica; B = alternativa de alta presión; C = lobulares en inox;  
D = neumática; E = centrífuga magnética; F = engranajes magnética;  
G = engranajes externos; H = dosificadoras; I = neumáticas de caña;  
J = engranajes internos; K = impulsor flexible; L = centrífuga vertical;  
M = de husillo; N = engranajes de alta presión

Grado de adecuación: 3 = bueno; 2 = aceptable;  
1 = solo bajo ciertas condiciones; 0 = no adecuada.

**Fig. 9 Selección bomba según el tipo de fluido**

**Fuente: Lluís Jutglar, Termotecnia, 1ra edición, Marcombo, pag. 142**

Como se observa en la figura 3.4 las bombas recomendadas para fluidos viscosos son: Lobulares Inoxidable, Neumáticas de caña, Engranajes internos, engranes de alta presión. Por disponibilidad en el mercado la bomba adecuada es la de engranes internos

Con el caudal de 0,72 m<sup>3</sup>/h (3,1 GPM), un motor de 1200 rpm y la viscosidad de la resina, se escoge la bomba según la tabla:

SIZE	RPM		1200 RPM			
	Pump PSI [bar]	SSU	30	100	1000	5000
005	50 [3.5]	GPM [l/min] HP [kW]	0.39 [1.5] 0.06 [0.0]	0.56 [2.1] 0.06 [0.0]	0.61 [2.3] 0.13 [0.1]	0.61 [2.3] 0.21 [0.2]
	150 [10.3]	GPM [l/min] HP [kW]		0.48 [1.8] 0.1 [0.1]	0.61 [2.3] 0.15 [0.1]	0.61 [2.3] 0.24 [0.2]
	300 [20.7]	GPM [l/min] HP [kW]		0.39 [1.5] 0.15 [0.1]	0.61 [2.3] 0.2 [0.1]	0.61 [2.3] 0.3 [0.2]
01	50 [3.5]	GPM [l/min] HP [kW]	1 [3.8] 0.09 [0.1]	1.15 [4.4] 0.09 [0.1]	1.19 [4.5] 0.15 [0.1]	1.19 [4.5] 0.26 [0.2]
	150 [10.3]	GPM [l/min] HP [kW]		1.04 [3.9] 0.16 [0.1]	1.19 [4.5] 0.22 [0.2]	1.19 [4.5] 0.33 [0.2]
	300 [20.7]	GPM [l/min] HP [kW]		0.86 [3.3] 0.27 [0.2]	1.18 [4.5] 0.33 [0.2]	1.19 [4.5] 0.44 [0.3]
02	50 [3.5]	GPM [l/min] HP [kW]	1.97 [7.5] 0.13 [0.1]	2.31 [8.7] 0.13 [0.1]	2.49 [9.4] 0.19 [0.1]	2.51 [9.5] 0.3 [0.2]
	150 [10.3]	GPM [l/min] HP [kW]		2.05 [7.8] 0.28 [0.2]	2.44 [9.2] 0.34 [0.3]	2.51 [9.5] 0.45 [0.3]
	300 [20.7]	GPM [l/min] HP [kW]		1.7 [6.4] 0.5 [0.4]	2.38 [9.0] 0.56 [0.4]	2.5 [9.5] 0.67 [0.5]
03	50 [3.5]	GPM [l/min] HP [kW]	2.74 [10.4] 0.2 [0.1]	3.37 [12.8] 0.2 [0.1]	3.73 [14.1] 0.29 [0.2]	3.82 [14.5] 0.46 [0.3]
	150 [10.3]	GPM [l/min] HP [kW]		2.91 [11.0] 0.41 [0.3]	3.64 [13.8] 0.5 [0.4]	3.8 [14.4] 0.67 [0.5]
	300 [20.7]	GPM [l/min] HP [kW]		2.44 [9.2] 0.74 [0.6]	3.53 [13.4] 0.83 [0.6]	3.78 [14.3] 1 [0.7]

**Fig. 10 Selección Bomba de engranes**

**Fuente: Catalogo ROPER PUMPS**

Por lo tanto la bomba seleccionada es:

Marca: ROPER PUMPS

Serie: 1AM03 con sello mecánico

Potencia motor: 1 HP

Revoluciones motor: 1200 rpm

Modelo: Foot Mounted

Caudal: 3.78 GPM

Presión: 300 PSI



**Fig. 11 Bomba de engranes seleccionada**

**Fuente: Catalogo ROPER PUMPS**

Las demás características se encuentran en el anexo 2

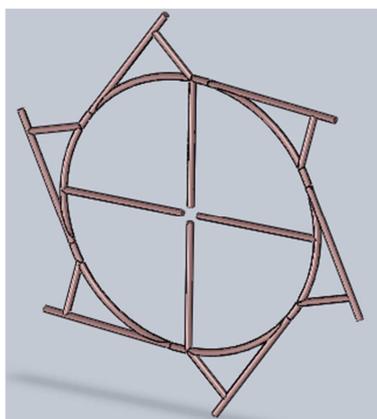
### **3.3. DISEÑO DEL MECANISMO DE INMERSIÓN**

La empresa requiere que la impregnación de la resina en la latilla del bambú sea mediante inmersión de los atados

#### **3.3.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO**

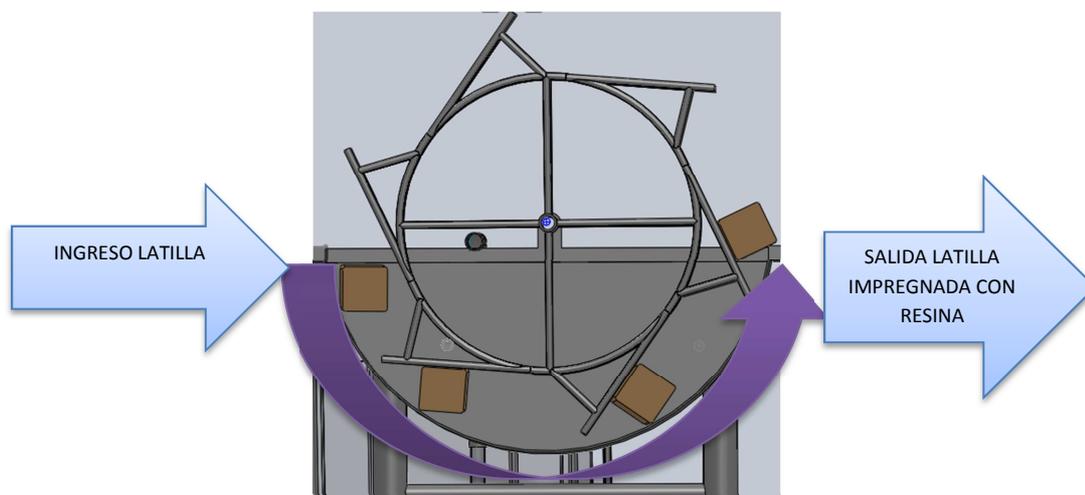
##### **3.3.1.1 ALTERNATIVA A**

La alternativa A, utiliza un motor eléctrico el cual mueve un eje al mismo que se encuentran unidos volantes configurados de una manera especial, mismos que se encargan de sumergir la latilla y automáticamente expulsar la latilla impregnada con resina



**Fig. 12 Volante de inmersión**

Para entender mejor la alternativa planteada, se muestra un esquema de funcionamiento del proceso que llevaría a cabo:



**Fig. 13 Esquema funcionamiento Alternativa A**

### ***Ventajas***

- El diseño del volante facilita la alimentación automática de los atados de latilla
- Se puede impregnar 6 atados de latilla por cada revolución del volante, lo que daría 13 por minuto
- El volante se encarga automáticamente de sumergir y de expulsar el atado de latilla evitando que el operario tenga contacto con la resina
- Debido a la simetría del volante todos los atados se impregnan con la misma cantidad de resina
- La latilla de bambú es copada en su totalidad por la resina debido a que al momento del giro del volante éste empuja el atado haciéndolo girar
- El sistema no se paraliza debido a la alimentación de la latilla

### ***Desventajas***

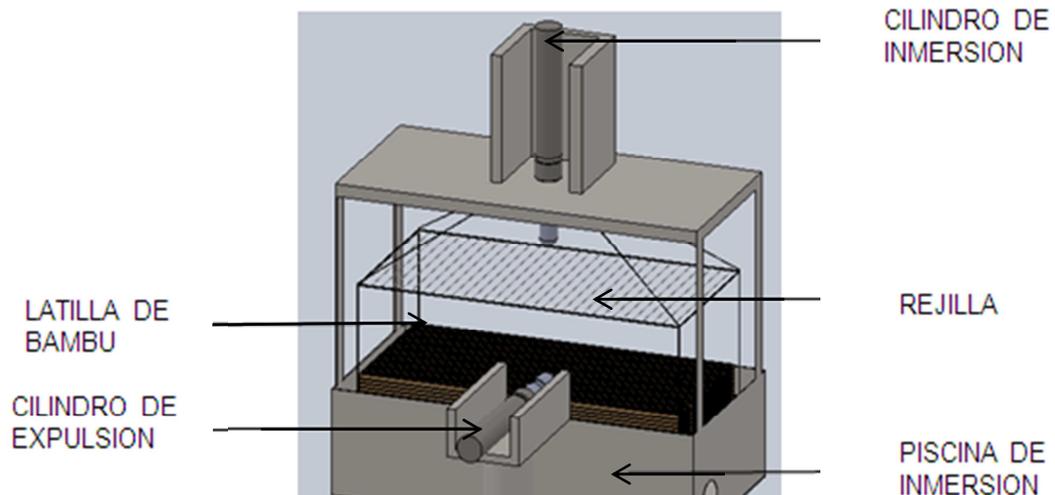
- Debido a la velocidad con la cual va a girar el volante se debe utilizar una forma de reducción de velocidad a aproximadamente 2,5 rpm
- Mantenimiento constante especialmente en las chumaceras que soportan el eje

- El ensamblaje del eje con los volantes puede presentar dificultad debido a que todos deben estar alineados

### 3.3.1.2 ALTERNATIVA B

Se utiliza actuadores neumáticos para realizar el proceso. Un cilindro neumático se utiliza para la inmersión y otro cilindro para la expulsión de la latilla. En esta alternativa la latilla se coloca en una rejilla unida al embolo del actuador neumático, mismo que al desplazarse sumergirá a la latilla por cierto tiempo, y después retornara a su posición inicial.

Un segundo cilindro se desplazara para expulsar la latilla ya impregnada con resina



**Fig. 14 Alternativa B**

#### ***Ventajas:***

- El tiempo de inmersión de la latilla puede ser ingresado por el operario
- El diseño cumple la impregnación de resina por inmersión
- Se utilizan elementos de fácil manipulación y ensamblaje
- Se garantiza que no va a existir atasco de ninguna latilla al momento de sumergir

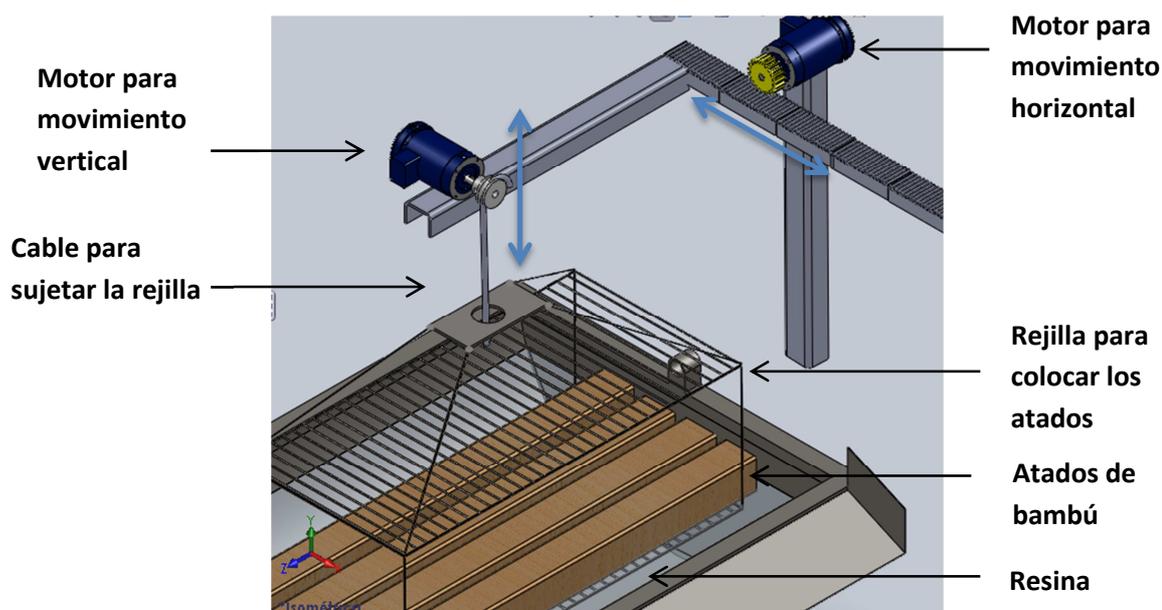
**Desventajas:**

- La expulsión de la latilla se vería afectada si se coloca una gran cantidad de latillas
- Debido a la forma de inmersión. Unas latillas se van a impregnar más que otras de resina
- Al momento de que el cilindro que sumerge a la latilla, regrese a su posición inicial, la resina va a gotear lo que implicaría desperdicios de grandes cantidades de resina
- Se requiere elementos de mayor costo

**3.3.1.3 ALTERNATIVA C**

Se utiliza un motor eléctrico, para llevar a cabo la inmersión de la latilla. Esto lo va realizar mediante cables unido a una rejilla donde se colocara la latilla. El motor empieza a girar desenrollando el cable lo que provocaría que la rejilla con latillas baje a la tina con resina.

Después de impregnar con resina la latilla, un segundo motor hará que la rejilla se mueva en sentido horizontal moviéndolo a una posición tal que se pueda descargar las latillas



**Fig. 15 Esquema Alternativa C**

***Ventajas:***

- El tiempo de inmersión es ingresado por el operario
- El diseño permite impregnar de resina una mayor cantidad de latillas debido a que los motores eléctricos generan mayor torque
- El atascamiento es nulo y la impregnación sería total en todas las latillas
- Se utilizan elementos de fácil manipulación, estándares y económicos en el mercado

***Desventajas***

- Proceso no continuo
- Debido a que se usan dos motores eléctricos con sus respectivos reductores de velocidad esta alternativa se convierte en la de mayor costo
- Ocupa un mayor espacio físico
- Las latillas ubicadas en el fondo de la rejilla van a tener un mayor tiempo de contacto con la resina mientras que la que se encuentra en la parte superior va a tener menos tiempo de impregnación
- El proceso se pararía hasta que regrese nuevamente después de haber descargado las latillas impregnadas

**3.3.1.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA PARA LA INMERSIÓN DE LA LATILLA**

Para realizar la selección de la alternativa para la inmersión de la latilla se va a utilizar el Método Ordinal Corregido de Criterios Ponderados

**3.3.1.4.1 CRITERIOS DE VALORACIÓN PARA LA SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA**

Los criterios de valoración que se consideraron más determinantes son:

- **Tiempo de inmersión:** el tiempo de inmersión es una variable a controlar y debe ser flexible a cambios según las necesidades de la empresa mayor o menor tiempo de inmersión

- **Cantidad de resina impregnada:** Es necesario que todo el atado de latillas se impregne con la misma cantidad
- **Costo:** se requiere un mecanismo de inmersión con un costo moderado y que cumpla con el trabajo a realizar
- **Numero de atados impregnados:** el sistema debe impregnar un número considerable de atados en el menor tiempo posible

### 3.3.1.4.2 PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO

En la tabla se muestra la evaluación del peso específico de cada criterio

Criterio	Tiempo de inmersión	Cantidad de resina impregnada	Costo	Numero de atados impregnados	$\Sigma + 1$	Ponderación
Tiempo de inmersión		1,00	0,00	0,50	2,50	0,21
Cantidad de resina impregnada	1,00		1,00	0,00	3,00	0,25
Costo	1,00	0,00		1,00	3,00	0,25
Numero de atados impregnados	1,00	1,00	1,00		4,00	0,33
				Suma	12	1

**Tabla. 5 Evaluación del peso específico de cada criterio para el método de inmersión de la latilla**

### 3.3.1.4.3. EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO

En la tabla se muestra la evaluación para el criterio de tiempo de inmersión

Tiempo de inmersión	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1,00	1,00	3,00	0,50
Alternativa B	0,00		0,00	1,00	0,17
Alternativa C	1,00	0,00		2,00	0,33
			Suma	6,00	1,00

**Tabla. 6 Evaluación del criterio para el tiempo de inmersión**

En la tabla se muestra la evaluación para el criterio de cantidad de resina impregnada

Cantidad de resina impregnada	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1,00	0,50	2,50	0,42
Alternativa B	0,50		0,00	1,50	0,25
Alternativa C	1,00	0,00		2,00	0,33
			Suma	6,00	1,00

**Tabla. 7 Evaluación del criterio de cantidad de resina impregnada**

En la tabla se muestra la evaluación para el criterio de costo

Costo	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1,00	1,00	3,00	0,40
Alternativa B	0,50		1,00	2,50	0,33
Alternativa C	1,00	0,00		2,00	0,27
			Suma	7,50	1,00

**Tabla. 8 Evaluación del criterio de costo**

En la tabla se muestra la evaluación para el criterio de numero de atados impregnados

Numero de atados impregnados	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1,00	1,00	3,00	0,38
Alternativa B	0,50		1,00	2,50	0,31
Alternativa C	1,00	0,50		2,50	0,31
			Suma	8,00	1,00

**Tabla. 9 Evaluación del criterio de facilidad de control**

### 3.3.1.4.4 TABLA DE CONCLUSIONES

En la tabla se muestra las conclusiones para el equipo de inmersión de la latilla. Para el cálculo se debe multiplicar el valor que se obtiene de cada criterio de evaluación en la ponderación por el peso específico y se obtiene la mejor alternativa

	Tiempo de inmersión	Cantidad de resina impregnada	Costo	Numero de atados impregnados	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa A	0,10	0,09	0,10	0,125	0,42	1,00
Alternativa B	0,03	0,05	0,08	0,10	0,27	3,00
Alternativa C	0,07	0,07	0,07	0,10	0,31	2,00
				Suma	1,00	

**Tabla. 10** Tabla de conclusiones para la selección del equipo de inmersión de la latilla

La alternativa A (inmersión mediante volante accionado por motor eléctrico) se establece como la mejor posicionada. Lo que la convierte en la más adecuada

### 3.3.2 DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE INMERSIÓN

#### 3.3.2.1 DETERMINACION DEL NUMERO DE VOLANTES

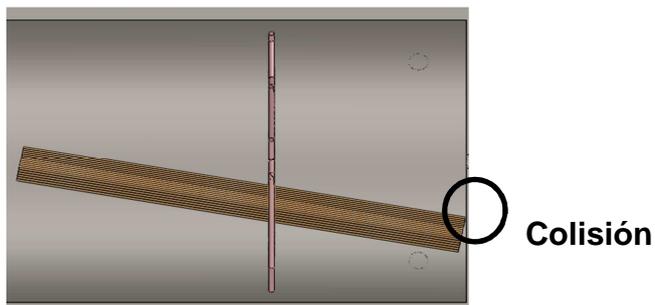
Para determinar el número de volantes se observa el comportamiento con distintos volantes ya que el atado de latillas es flexible

#### CASO 1: un solo volante



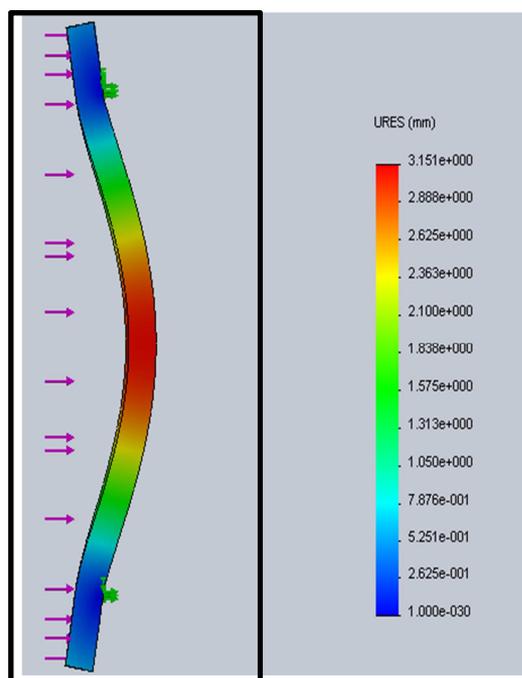
**Fig. 16** Empuje de atado con un solo volante

Debido a la longitud de la latilla (2000 mm) y la fricción provocada, la latilla tiende a girar. El atado solo tiene libertad de movimiento inclinado de 30 mm provocando atascamiento con la tina



**Fig. 17 Colisión del atado de bambú con tina de inmersión**

**CASO 2: Dos volantes**

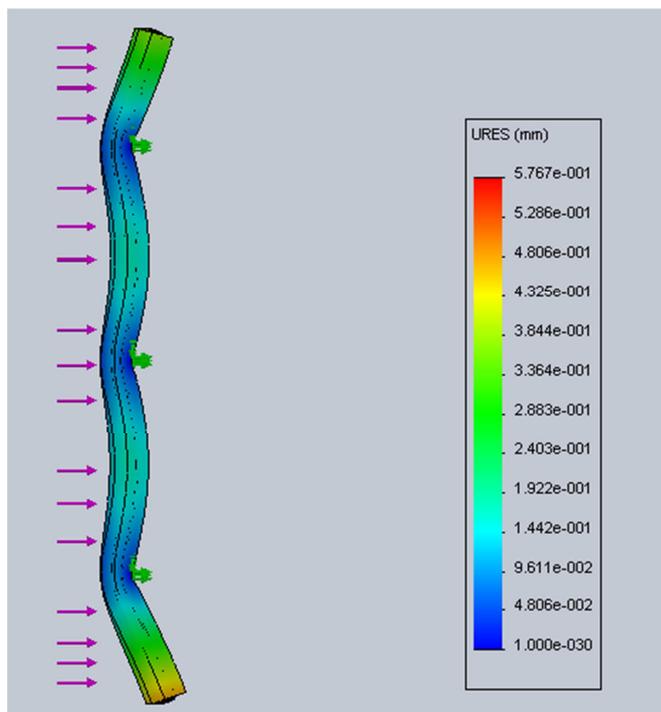


**Fig. 18 Empuje de atado con dos volantes**

El espacio aproximado entre los extremos de la latilla y las paredes de la tina es de 3 mm por lo que no es recomendable con dos volantes

La latilla tiende a flexionarse en la mitad debido a la resistencia de la resina

### CASO 3: Tres volantes



**Fig. 19 Empuje de atado con tres volantes**

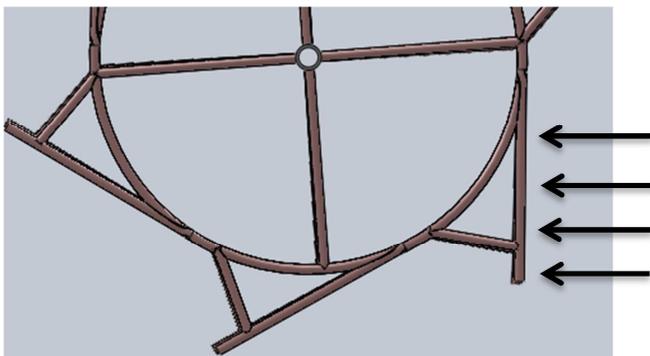
El empuje es uniforme y la flexión máxima es en los extremos siendo este valor de 0,6 mm lo que garantiza que no va a presentar ningún tipo de colisión

Por lo tanto se van a utilizar tres volantes de inmersión de iguales dimensiones, separados por una distancia de 650 mm

#### 3.3.2.2 DISEÑO VOLANTE DE INMERSION

El diseño del volante se basa en seleccionar el tubo adecuado para que no falle el elemento

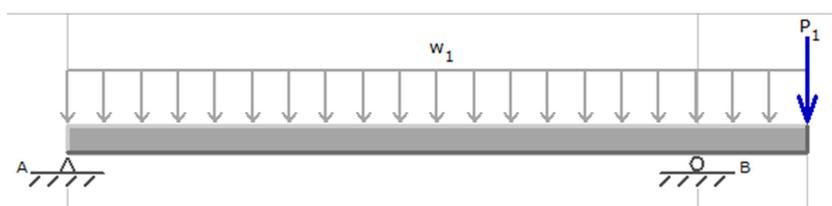
Los elementos unidos al volante deben soportar los esfuerzos provocados por el empuje de la latilla y la resistencia del fluido



**Fig. 20 Resistencia del fluido al volante**

Se va a analizar el elemento como una viga tubular

El diagrama de cuerpo libre seria:



**Fig. 21 DCL tubo volante de inmersión**

Dónde:

$W_1$ : fuerza generada por el fluido

$P_2$ : fuerza generada por el atado de latilla

$W_1$  corresponde al coeficiente de arrastre cuya formulas es:

$$P_1 = C_d * d * l * \rho * \frac{u^2}{2} \quad \text{(Ec. 3.3) (Mott, 1996)}$$

Dónde:

$P_1$  = fuerza de resistencia del fluido (N)

$C_d$ : coeficiente de arrastre (fig. 22)

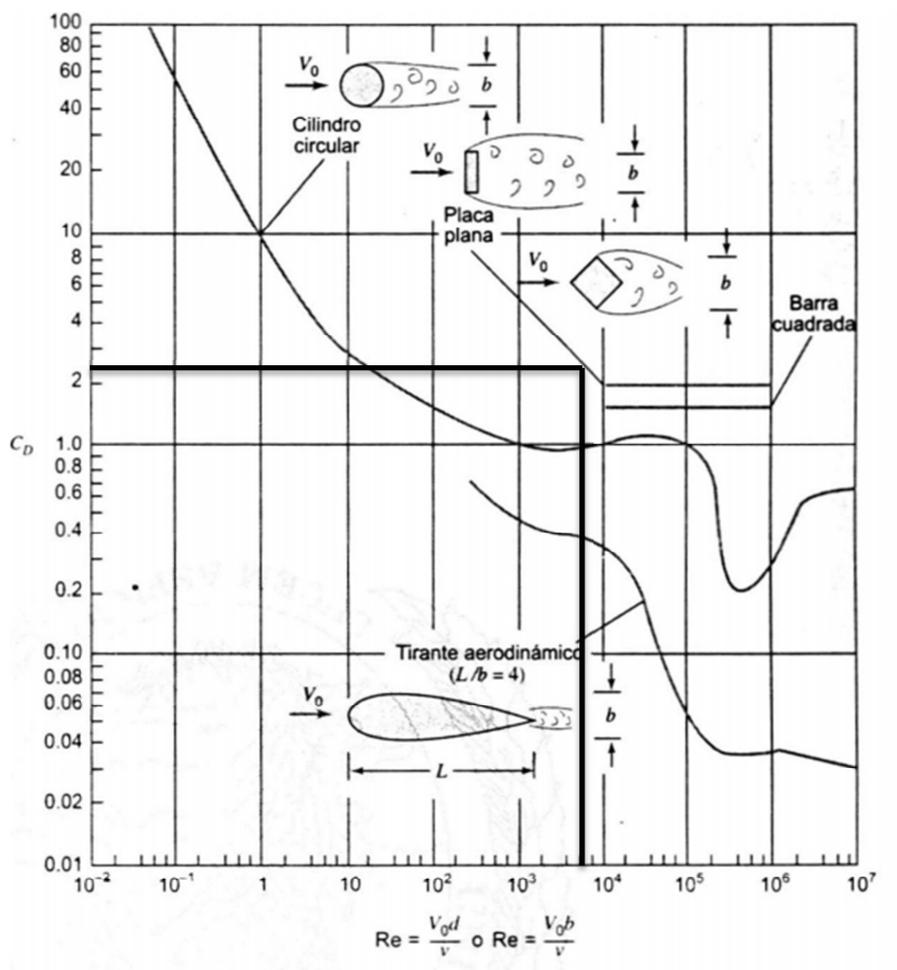
$d$  : diámetro de contacto (m)

$l$  : longitud de contacto (m)

$\rho$  : Densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$u$ : Velocidad del cuerpo en el fluido

$C_d$  depende del número de Reynolds (cantidad calculada más adelante) y la forma del objeto inmerso.



**Fig. 22 Coeficiente de arrastre**

Fuente: [http://zeth.ciencias.uchile.cl/~amartinez/informe\\_final/arrastre2.pdf](http://zeth.ciencias.uchile.cl/~amartinez/informe_final/arrastre2.pdf)

- Por lo tanto  $C_d = 2.5$
- El diámetro de contacto es el valor a encontrar
- La longitud de contacto es de 470 mm
- La mezcla tiene una densidad de  $1051 \text{ kg/m}^3$
- La velocidad del volante al inicio es de 60 rpm y la final es de 2.5 rpm
- Para obtener la velocidad lineal:

$$u = \omega * r \quad (\text{Ec. 3.4.})$$

Dónde:

$u$ : Velocidad lineal (m/s)

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

$r$ : Radio del volante (m)

$$u = \left( 0.26 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - 5.23 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) (0.72) = -3.57 \text{ m/s}$$

Con los datos obtenidos se deja expresado en función del diámetro de contacto que es el valor que se quiere encontrar

$$P_1 = 2.5 * 0.47 * 1051 * \frac{(-3.57)^2}{2} * d$$

$$P_1 = 7869.5 * d \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

El atado pesa 7,5 kg impregnado con resina por lo que:

$$P_2 = 7.5 * 9.81 = 74 \text{ N}$$

La tensión de diseño es:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{(Ec. 3.5.)}$$

Dónde:

$\sigma_d$ : Esfuerzo de tensión (Pa)

$S_y$ : Resistencia máxima a la cedencia (Pa)

N: factor de seguridad

El elemento falla por flexión cuya fórmula es:

$$\sigma_d = \frac{M}{Z} \quad \text{(Ec. 3.6.)(Mott,1995)}$$

Dónde:

$\sigma_d$ : Esfuerzo de tensión (Pa)

M: momento generado por las fuerzas P1 y P2 (Nm)

Z: coeficiente de sección (m<sup>3</sup>)

Para hallar el momento se tiene:

$$M_A = 3369.14 * d * 0.235 + 74 * 0.47$$

$$M_A = 1853.2 * d + 34.78$$

Mediante iteraciones de distintos materiales y diámetros se encuentra un factor de seguridad apropiado:

Variables	Material	ASTM A 569	ASTM A 513	UNIDADES
Momento	$M_A = 1853,2 * d + 34,78$	81,85	81,85	Nm
Fluencia	Sy	207,00	225,00	MPa
F.S.	N	2,02	1,76	
Tensión diseño	$\sigma_d$	102,32	127,90	MPa
Coficiente de sección (m <sup>3</sup> )	Z	0,0000008	0,00000064	m <sup>3</sup>
Coficiente de sección (cm <sup>3</sup> )	Z	0,80	0,64	cm <sup>3</sup>
Diámetro (m)	d	0,0254	0,0254	m
Diámetro (mm)	d	25,40	25,40	mm

**Tabla. 11 Selección diámetro tubería volante de inmersión**

Por lo tanto la tubería seleccionada corresponde a:

DIMENSIONES		PESO		AREA	PROPIEDADES		
DIÁMETRO EXTERIOR (D)	e	P	A	I	W	i	
Pulg	mm	mm	Kg/6m	cm2	cm4	cm3	cm
3/4	19.05	1.5	3.90	0.83	0.32	0.34	0.62
		2.0	5.04	1.07	0.39	0.41	0.61
7/8	22.22	1.5	4.62	0.98	0.53	0.47	0.73
		2.0	6.00	1.27	0.66	0.59	0.72
1	25.40	1.5	5.28	1.13	0.81	0.64	0.85
		2.0	6.90	1.47	1.01	0.80	0.83
1 1/4	31.75	1.5	6.72	1.43	1.63	1.03	1.07
		2.0	8.82	1.87	2.08	1.31	1.05

**Fig. 23 Selección tubo mecánico para el volante**

**Fuente: IPAC**

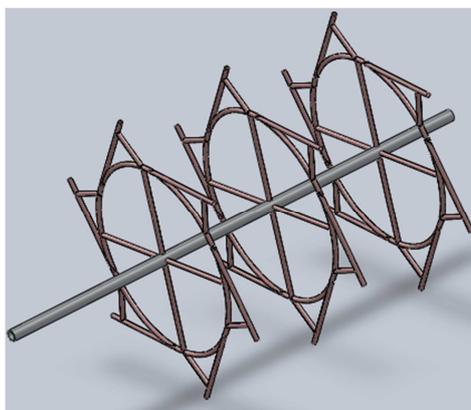
Los volantes se van a construir del mismo material

### 3.3.3. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DEL SISTEMA DE INMERSION

#### 3.3.3.1. CALCULO DE LA POTENCIA Y SELECCIÓN DEL MOTOR

Para calcular la potencia es necesaria la inercia que posee el elemento a mover, vencer la resistencia del fluido y empujar cuatro atados a la vez

El mecanismo que va a mover el motor se muestra en la fig. 24



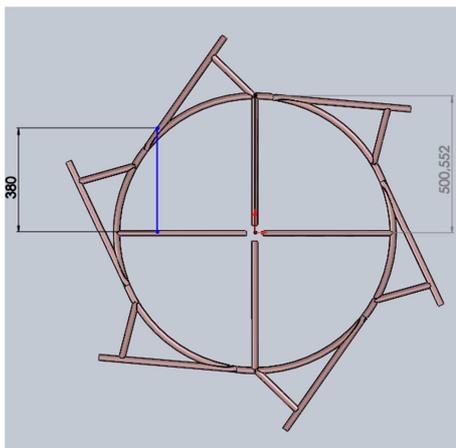
**Fig. 24 Mecanismo de inmersión a mover**

Para encontrar la inercia del sistema se requiere calcular el peso de cada volante:

<i>Partes volante de inmersión</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Longitud</i>	<i>Peso Unitario</i>	<i>Peso total</i>
<b>Extensión larga</b>	6	500 mm	0.58 Kg	3.45 kg
<b>Extensión pequeña</b>	6	210 mm	0.24 Kg	1.45 kg
<b>Peso volante</b>	1	3141 mm	3.61 Kg	3.61 kg
<b>Barras de unión con el eje</b>	4	470 mm	0.54 Kg	2.16 kg
<b>Accesorios</b>				5 kg
<b>Peso volante de inmersión</b>	<b>1</b>			<b>15,67 kg</b>

**Tabla. 12 Resultados peso volante de inmersión**

Para calcular la inercia del sistema se encuentra la inercia de las barras del mecanismo de inmersión:



**Fig. 25 Distancia al eje principal de las barras**

La inercia de la barra más grande es:

$$I_B = \frac{1}{3} m_B * L_B^2 + m_B * d_e^2 \quad \text{(Ec. 3.7.) (Serway, 2004)}$$

Dónde

$I_B$ : Inercia de la barra de mayor longitud ( $kg m^2$ )

$m_B$ : Masa de la barra (0,58 kg)

$L_B$ : Longitud de la barra (0,5 m)

$d_e$ : distancia al eje principal de inercia (0,38)

$$I_B = \frac{1}{3} (0,58) * (0,5)^2 + (0,58) * (0,38)^2$$

$$I_B = 0.13 \text{ kg } m^2$$

Se encuentra las demás inercias de la misma forma. Los valores se registran en la tabla 13

Elemento	Valor	Unidad
Barra pequeña	0,04	$kg m^2$
Barra de unión al eje	0,12	$kg m^2$
Volante	0.0005	$kg m^2$

**Tabla. 13 Resultados inercias partes del volante de inmersión**

Debido a que el volante de inmersión cuenta con varias elementos la inercia total para un volante de inmersión vendría a ser:

Elemento	Valor	Cantidad	Valor total	Unidad
Barra grande	0.13	6	0.78	kg m <sup>2</sup>
Barra pequeña	0.04	6	0.24	kg m <sup>2</sup>
Barra de unión al eje	0.12	4	0.48	kg m <sup>2</sup>
Volante	0.0005	1	0.0005	kg m <sup>2</sup>
Total Inercia			<b>1.5</b>	<b>kg m<sup>2</sup></b>

**Tabla. 14 Resultados inercias volante de inmersión**

Se realiza una tabla con los valores finales para encontrar la inercia total del mecanismo de inmersión

Elemento	Valor	Cantidad	Valor total	Unidad
<b>Volante de inmersión</b>	1.5	3	4.5	kg m <sup>2</sup>
Total Inercia			<b>4.5</b>	<b>kg m<sup>2</sup></b>

**Tabla. 15 Resultados inercias sistema de inmersión**

$$I_t = 4.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Para que el sistema entre en funcionamiento se necesita vencer la inercia. La fórmula de la potencia se calcula:

$$P_i = T_i * W_f \quad \text{(Ec. 3.8.)}$$

$$T_i = I_t * \alpha_m \quad \text{(Ec. 3.9.)}$$

$$\alpha_m = \frac{W_f - W_o}{(t_f)^2 - (t_o)^2} \quad \text{(Ec. 3.10.)}$$

$$t_o = 0 \text{ s}$$

$$W_o = 60 \text{ rpm}$$

$$\alpha_m = \frac{W_f - W_o}{(t_f)^2}$$

Dónde:

Pi = potencia para vencer la inercia del mecanismo (Watts)

$T_i$  = Torque necesario para vencer la inercia (Nm)

$W_f$  = velocidad angular final (rad/s)

$W_o$  = velocidad angular inicial (rad/s)

$I_t$  = inercia total de los elementos que conforman el mecanismo ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$\alpha_m$  = aceleración media producida durante el encendido y plena marcha ( $\text{rad/s}^2$ )

$t_f$  = tiempo de arranque del motor (s)

$$W_f = 2.50 \text{ rpm} = 0.26 \text{ rad/s}$$

$$W_o = 60 \text{ rpm} = 6.28 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

El tiempo estimado para que se estabilice la maquina es de 2 segundos

$$\alpha_m = \frac{0.26 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - 6.28 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{(2 \text{ s})^2} = -1.505 \text{ rad/s}^2$$

$$T_i = 4.5 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \cdot (-1.505) \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T_i = -6.8 \text{ Nm}$$

$$P_i = -6.8 \text{ Nm} \cdot \left(0.26 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - 6,28 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

La potencia para vencer la inercia del sistema es de:

$$P_i = 41 \text{ Watts} = 0.055 \text{ HP}$$

La fuerza para vencer el fluido es:

$$P_1 = 7869,5 \cdot d \left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]$$

$$P_1 = 199.88 \text{ N}$$

Con la fuerza de arrastre y la mayor distancia que tiene el volante con el fluido se calcula el momento

$$T_{\text{arrastre}} = 199.88 \cdot 0.75 = 99.94 \text{ Nm}$$

La potencia necesaria para vencer la resistencia del fluido es de

$$P_{\text{arrastre}} = 99.94 \text{ Nm} * (0.26 \text{ rad/s} - 6.28 \text{ rad/s}) = 601.64 \text{ Watts}$$

Los atados de latillas también genera resistencia al movimiento de giro del mecanismo por lo que se genera una fuerza de:

$$F_{\text{Atado}} = 7\text{kg} * 9.81\text{m/s}^2 = 68.67 \text{ N}$$

El momento que genera el atado es de:

$$T_{\text{Atado}} = 68.67\text{N} * 0.72 \text{ m} = 49.44 \text{ Nm}$$

La potencia para mover los atados es de:

$$P_{\text{Atado}} = 49.44 \text{ Nm} * 0.26 \text{ rad/s} = 12.85 \text{ Watts}$$

El mecanismo de inmersión empuja 4 atados de latillas a la vez

Entonces la potencia necesaria total es:

$$P_{\text{total}} = P_i + P_{\text{arrastre}} + 4 * P_{\text{Atado}} = 41\text{W} + 601 \text{ W} + 4 * 12.82 \text{ W}$$

$$P_{\text{total}} = \mathbf{693.28 \text{ Watts (0.9 HP)}}$$

$$P_{\text{motor\_inm}} = \frac{0.9 \text{ HP}}{0.85 * 0.8}$$

$$P_{\text{motor\_agit}} = 1.38 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor de 1200 rpm y 1.5 HP. Las características se encuentran en el anexo 3

### 3.3.3.2 REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA EL SISTEMA DE INMERSIÓN

Para esta aplicación se seleccionó previamente un motor de 1,5 hp y 1200 rpm. La velocidad del mecanismo de inmersión es de 2,5 rpm, se va a utilizar un motor reductor y un variador de frecuencia, con este último se va a reducir a 50 rpm, y con el motor reductor a 2,5 rpm, siendo la relación de reducción de 20

$P_1$ [kW]	$n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	$M_2$ [Nm]	sf	i		
<b>1.1</b>						
80B4 (1750 min <sup>-1</sup> )	91.8	110	1.1	19.07	CMG012	B5/B14
	88.2	114	1	19.83		B5/B14
	74.3	136	0.9	23.56		B5/B14
	479	21	4.7	3.66	CMG022	B5/B14
	395	26	3.9	4.43		B5/B14
	321	31	3.2	5.45		B5/B14
	237	43	2.8	7.39		B5/B14
	199	51	2.4	8.78		B5/B14
	176	57	2.1	9.93		B5/B14
	159	63	3.2	11.01		B5/B14
	145	69	2.9	12.05		B5/B14
	132	76	2.6	13.21		B5/B14
	118	85	2.3	14.81		B5/B14
	102	99	1.6	17.1		B5/B14
	95.9	105	1.5	18.26		B5/B14
	87.1	116	1.7	20.08		B5/B14
	73.4	137	1.5	23.85		B5/B14
	58.5	172	1.2	29.93	B5/B14	
	48.7	207	1	35.91	B5/B14	

**Tabla. 16 Selección motor reductor para motor de inmersión**

Se selecciona un reductor de engranes cilíndricos marca TRANSTECNO AC cuyas características son:

Potencia: 1,1 KW

Relación de reducción: 20,08

Factor de servicio: 1,7

Por lo tanto la serie del reductor de velocidad sería CMG 022,  $i=20,08$ ;  $P=1,1$  kW,  $FS=1,7$

Las características se encuentran en el anexo 4

### 3.4 DISEÑO DE LA TINA DE INMERSIÓN:

Debido al espacio físico disponible y con la idea de disponer de un alimentador automático, la tina de inmersión y el escurridor se decidió que en la tina de inmersión se realice la mezcla. Por lo que el diseño de la tina va a tener espacio para la inmersión de la latilla y para colocar el agitador encargado de mezclar los fluidos involucrados.

### 3.4.1. DISEÑO DE LA TINA

Para la tina de inmersión se escogió un diseño de la mitad de un tanque cilíndrico horizontal apropiado para el sistema de inmersión

En la figura se observa la forma de la tina escogido



**Fig. 26 Forma de la tina de inmersión**

#### ***Calculo de presión en el fondo de la tina***

La presión en el fondo viene dada por:

$$P = \delta * g * h \quad \text{(Ec. 3.11.)}$$

Dónde:

P: presión en el fondo de la tina (Pa)

$\delta$ : Densidad del fluido de trabajo ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

g: aceleración de la gravedad ( $\text{m}/\text{s}^2$ )

h: altura de la columna del fluido de trabajo (m)

Se tiene:

$$P = 1051 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * 0.65[\text{m}]$$

$$P = 6701.70 \text{ Pa}$$

En el mercado nacional el acero para construcción de recipientes y tanques es el acero ASTM A-283 Gr C, cuyas propiedades son resistentes a la corrosión

Medidas	Valores
<b>Diámetro</b>	1500 mm
<b>Largo</b>	2400 mm
<b>Material</b>	ASTM A-283 Grado C
<b>Fluido</b>	Agua y Pegamento
<b>Densidad</b>	1051 kg/m <sup>3</sup>
<b>Forma de la Tina</b>	Cilíndrico horizontal

**Tabla. 17 Datos iniciales de la tina**

**Calculo espesor de la tina por el método de un pie**

$$td = \frac{50 \cdot D \cdot (h - 0.348) \cdot G}{sd} + C.A. \quad (\text{Ec. 3.12.})$$

$$tt = \frac{50 \cdot D \cdot (h - 0.348)}{St} \quad (\text{Ec. 3.13.})(\text{Inglesa, 1994})$$

Dónde:

td = Espesores por condiciones de diseño (mm.).

tt = Espesor por prueba hidrostática (mm.).

D = Diámetro nominal del tanque (m).

h = Altura de diseño del nivel del líquido (m.).

G = Densidad relativa del líquido a almacenar

CA = Corrosión permisible (mm.).

Sd = Esfuerzo permisible por condiciones de diseño (kg/cm<sup>2</sup>).

St = Esfuerzo permisible por condiciones de prueba hidrostática (kg/cm<sup>2</sup>).

**Para el diseño se tiene:**

Dado que existe rozamiento entre la latilla y el tanque se ha colocado una corrosión permisible de 5 mm

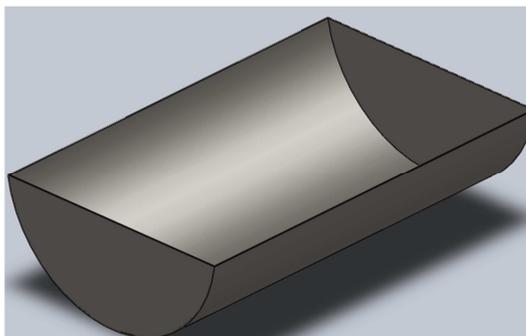
$$td = \frac{50 * 1.50 * (0.65 - 0.348) * 1.051}{160} + 5$$

$$td = 5.015 \text{ mm}$$

$$tt = \frac{50 * 1.50 * (0.65 - 0.348) * 1.051}{171} + 5$$

$$tt = 5.014 \text{ mm}$$

Se selecciona un espesor estándar de 6.35 mm



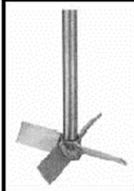
**Fig. 27 Diseño Tina**

Las propiedades del acero se encuentran en el anexo 5

### **3.5. SELECCIÓN Y DISEÑO DEL AGITADOR**

#### **3.5.1 AGITADORES**

En la ingeniería de operaciones y procesos la agitación es una operación básica para mezclar fluidos. Las características más importantes de los distintos tipos de agitadores son:

	<b>Agitador de hélice</b>	<b>Turbina</b>	<b>Agitador impulsor</b>	<b>Agitador helicoidal</b>
<b>Descripción</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 3 álabes</li> <li>• Ángulo de inclinación del aspa constante</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 4-6 palas rectas</li> <li>• Ángulo inclinación = 45°</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 3 palas inclinadas</li> <li>• Palas curvadas hacia atrás</li> </ul>	Forma de espiral
<b>Campo de flujo generado</b>	Axial	Axial / radial	Axial / radial	Axial / radial
<b>Régimen alcanzado</b>	Turbulento	De transición – turbulento	De transición – turbulento	Laminar
<b>Velocidad tangencial</b>	3 – 15 m/s	3 – 15 m/s	3 – 8 m/s	Hasta 2 m/s
<b>Viscosidad del medio</b>	< 8 Pa·s	Hasta 20 Pa·s	Hasta 100 Pa·s	Hasta 1000 Pa·s
<b>Posición del rodete (<math>d_2 / d_1</math>)</b>	0,1 – 0,5	0,2 – 0,5	0,2 – 0,5	0,90 – 0,98
<b>Aplicaciones</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Homogeneizar</li> <li>• Suspende</li> <li>• Favorecer el intercambio de calor</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Homogeneizar</li> <li>• Suspende</li> <li>• Favorecer el intercambio de calor</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Homogeneizar</li> <li>• Favorecer el intercambio de calor</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Homogeneizar</li> <li>• Favorecer el intercambio de calor</li> </ul>
				

**Tabla. 18 Principales características de agitadores**

Continua →

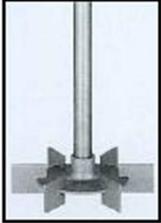
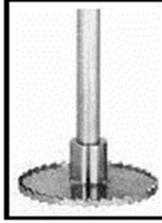
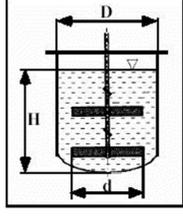
	<b>Agitador de palas planas</b>	<b>Agitador de rueda dentada</b>	<b>Agitador tipo ancla</b>	<b>Agitador de palas cruzadas</b>
<b>Descripción</b>	6 palas rectas	Disco con corona dentada	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dos brazos que llegan cerca de la pared</li> <li>• Forma adaptada al fondo del tanque</li> </ul>	Palas dispuestas perpendicularmente una respecto de otra
<b>Campo de flujo generado</b>	Radial	Radial	Tangencial	Axial / tangencial
<b>Régimen alcanzado</b>	Turbulento	De transición – turbulento	Laminar	Laminar
<b>Velocidad tangencial</b>	3 – 7 m/s	8 – 30 m/s	hasta 2 m/s	2 – 6 m/s
<b>Viscosidad del medio</b>	Hasta 10 Pa·s	Hasta 10 Pa·s	Hasta 1000 Pa·s	Hasta 100 Pa·s
<b>Posición del rodete (<math>d_2 / d_1</math>)</b>	0,2 – 0,5	0,2 – 0,5	0,9 – 0,98	
<b>Aplicaciones</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Homogeneizar</li> <li>• Suspender</li> <li>• Inyección de un gas en un fluido</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trituración</li> <li>• Inyección de gas</li> <li>• Emulsionar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Favorecer el intercambio de calor</li> <li>• Disminuir la capa límite en la pared</li> </ul>	
				

Tabla. 18 Principales características de agitadores (continuación)

### **3.5.2 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE AGITACIÓN**

Se requiere que la mezcla se realice en el menor tiempo posible, con una homogenización total de los componentes. Se va a colocar de forma horizontal el agitador por lo que se necesita de un agitador para tanques grandes

No se necesitan la presencia de baffles debido a que no se va a colocar el agitador en forma vertical y tampoco en el centro del tanque

#### **Requerimientos para la selección del tipo de impulsor**

- Flujo tipo axial y radial
- Uso en tanques grandes
- Evitar formación de vórtices
- Viscosidad hasta 20 Pa.s
- Fácil adaptación
- Construcción económica

Se realiza una tabla para comparar los agitadores que cumplen con los requerimientos

Tipo de Agitador	Ventajas	Desventajas
<b>Hélice</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diámetro del agitador pequeño, independiente del tanque</li> <li>• Giran a grandes velocidades</li> <li>• Pueden ser instalados descentrados o laterales para evitar vórtices</li> <li>• Flujo tipo axial</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se usa en tanques pequeños</li> <li>• Baja agitación en tanques grandes</li> <li>• La viscosidad que maneja es baja</li> <li>• Tiempo de construcción mayor</li> <li>• Alto costo</li> <li>• Velocidades de entre 1000 a 1500 rpm</li> </ul>
<b>Turbina Inclineda</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Flujo tipo axial y radial</li> <li>• Geometría definida de acuerdo al tanque</li> <li>• Tiempo de construcción reducido</li> <li>• Alta gama de viscosidades</li> <li>• Puede ser instalados descentrados o lateralmente</li> <li>• Velocidades entre 30 y 150 rpm</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mayor consumo de energía</li> <li>• En tanques de gran altura de líquido es necesario colocar más de dos impulsores</li> <li>• Si se coloca vertical al tanque es necesario la colocación de deflectores</li> </ul>

**Tabla. 19 Ventajas y desventajas agitador de hélice y turbina inclinada**

Además de la tabla, se utiliza una guía proporcionada por fabricantes de impulsores anexo 6

Según el anexo se selecciona el agitador de tipo turbina axial (aspas inclinadas) con 6 aspas que cumple con los requerimientos

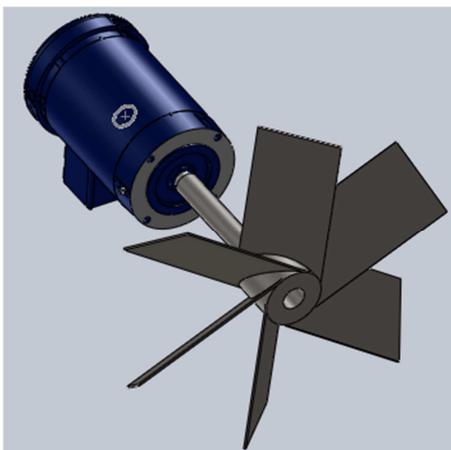


Fig. 28 Agitador tipo turbina

### 3.5.3 DISEÑO DE LA TURBINA DEL AGITADOR

Para efectuar el diseño de la turbina del agitador se toma en cuenta las dimensiones representadas en la figura:

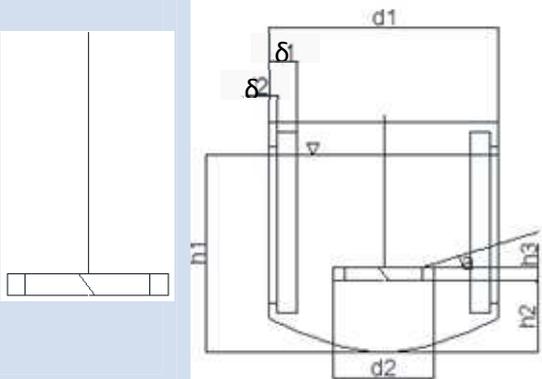
DENOMINACIÓN	SÍMBOLO	GEOMETRIA
Agitador con palas planas inclinadas		$h1/d1 = 1$ $d2/d1 = 0,337$ $h2/d1 = 0,17$ $h3/d2 = 0,177$ $\alpha = 45^\circ$ $\delta1/d1 = 0,1$ $\delta2/d1 = 0,02$

Fig. 29 Dimensiones estándares según la norma DIN 28131

Para el cálculo del diámetro de la turbina

$$d_2 = 0.33 * D \quad (\text{Ec. 3.14.})$$

$$d_2 = 0.33 * 1500 = 450 \text{ mm}$$

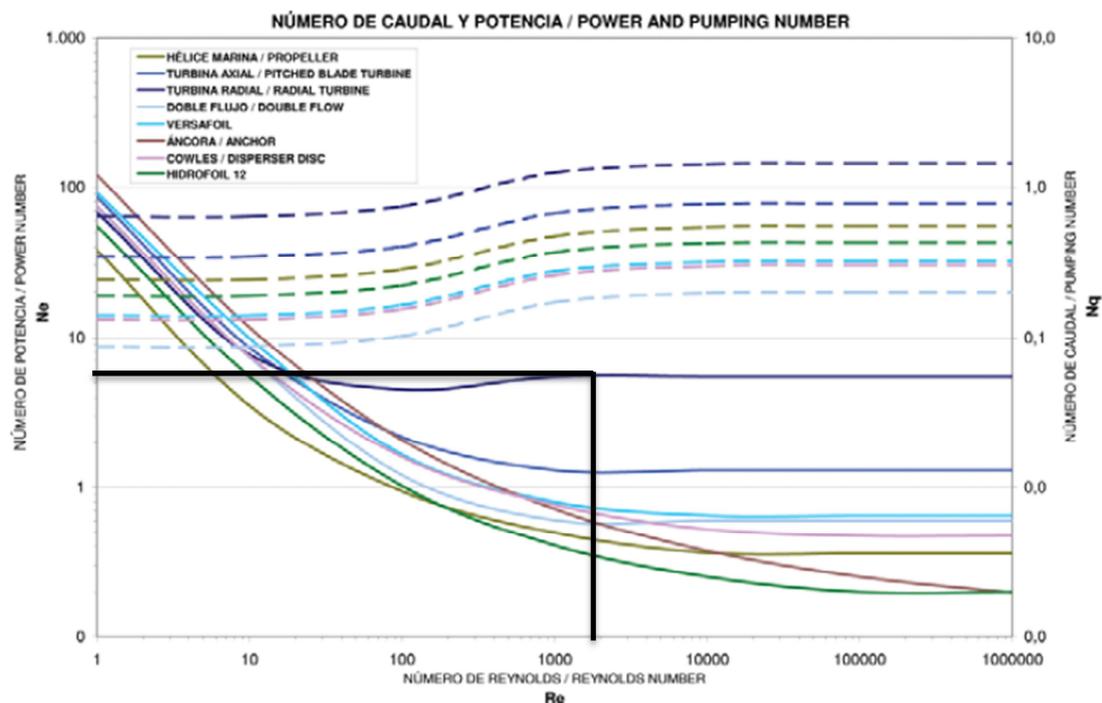
La altura de la turbina es:

$$h_3 = 0.177 * d_2 = 0.177 * 450 \quad (\text{Ec. 3.15.})$$

$$h_3 = 79.65 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$$

### 3.5.4. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Para obtener la potencia del motor se utiliza dos números adimensionales como es el número de Reynolds y el número de potencia, el cual se lo puede obtener de la siguiente gráfica:



**Fig. 30** Calculo de Número de potencia

Fuente: Catalogo LINK INDUSTRIAL

El número de Reynolds se lo puede obtener de la siguiente manera:

$$N_{Re} = \frac{D^2 * N * \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 3.16.})(\text{Perry, 1994})$$

Dónde:

$N_{Re}$ : es el número de Reynolds

D: Diámetro del impulsor (m)

N: velocidad angular (rev/s)

$\rho$ : Densidad de la mezcla ( $\text{kg/m}^3$ )

$\mu$ : Viscosidad del fluido (kg/ms)

El diseño se va a realizar para una velocidad de 90 rpm

Se reemplazan los valores y se tiene que:

$$N_{Re} = \frac{(0.450m)^2 * 90 \frac{rev}{min} * \frac{1 min}{60 s} * 1051 kg/m^3}{120 * \frac{10^{-3}kg}{ms}}$$

$$N_{Re} = 2660.34$$

Dado que el  $10 < N_{Re} < 10000$  el flujo es de transición

Para el cálculo de la potencia del impulsor se tiene la siguiente expresión:

$$Pot = \rho * N_p * N^3 * D^5 \quad (\text{Ec. 3.17.}) \quad (\text{Perry, 1994})$$

En donde:

Pot: es la potencia consumida por el impulsor (W)

$\rho$ : densidad del fluido ( $kg/m^3$ )

$N_p$ : número de potencia obtenido de la figura 3.23

N: revoluciones del impulsor (rev/s)

D: diámetro del impulsor (m)

$$Pot = (1051 kg/m^3) * (4.5) * (90/60 rev/s)^3 * (0.450 m)^5$$

$$Pot = 294,6 W (0.4 HP)$$

La potencia real del motor es:

$$P_{motor\_agit} = \frac{0.4 HP}{0.85 * 0.8}$$

$$P_{motor\_agit} = 0.6 HP$$

Se selecciona un motor estándar de 0.75 HP (559,5 Watts), 1200 rpm de catálogo. Las características se encuentran en el anexo 7

### 3.5.5. DISEÑO DEL ESPESOR DE LAS ASPAS DE LA TURBINA

El aspa de la turbina está sometida a torsión proveniente del torque proporcionado por el motor y flexión debido a la resistencia que ofrece el fluido

Para ello se debe calcular el torque de cada alabe y el momento flector máximo producido por la resistencia del fluido

Calculado la potencia del motor utilizado, se puede encontrar el torque que se genera:

$$Pot = T_{turbina} * \omega \quad (\text{Ec. 3.18.})$$

$$T_{turbina} = \frac{Pot}{\omega} = \frac{559.5 \text{ W}}{90 \frac{rev}{min} * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{60 \text{ s}}} = 59.36 \text{ Nm}$$

El torque de cada álabe de la turbina se obtienen dividiendo el torque total para el número de alabes, en este caso son seis

$$T_{álabe} = \frac{T_{turbina}}{6} = 9.89 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 3.19.})$$

Ahora se encuentra el momento producido por la resistencia del fluido

El momento fluido se lo encuentra a partir de la ecuación Ec. 3.3.

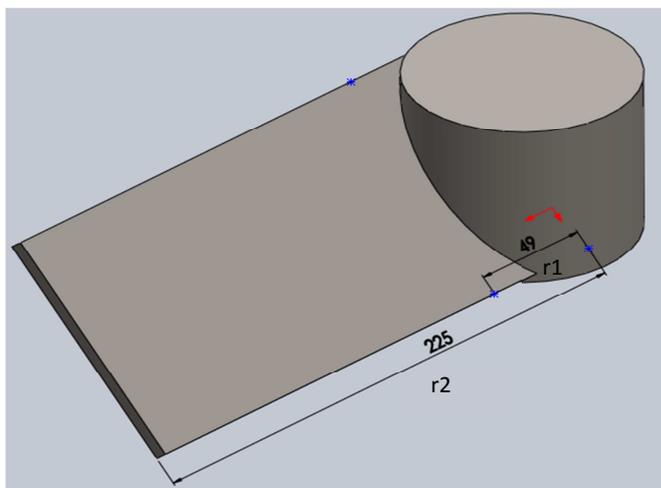
Como el impulsor gira a una velocidad constante de 90 rpm, la velocidad lineal de un diferencial de área varía con el radio, la ecuación queda de la siguiente forma:

$$P_1 = Cd * r * l * \rho * \frac{\omega^2 * r^2}{2} \quad (\text{Ec. 3.20.})$$

Si se multiplica a la ecuación anterior por  $dr$  y se integra entre los límites  $r_1$  y  $r_2$  se obtiene el valor del momento con respecto al centro de la turbina

$$\int_{r_1}^{r_2} P_1 dr = \int_{r_1}^{r_2} Cd * r * l * \rho * \frac{\omega^2 * r^2}{2} dr$$

Los límites se los puede encontrar a partir de la siguiente figura



**Fig. 31 Aspa de la turbina**

$$M_o' = Cd * l * \rho * \frac{\omega^2}{2} \int_{0.049}^{0.225} r^3 dr$$

$$M_o' = 2.5 * 0.08 * 1051 * \frac{(9,43)^2}{2} * \left( \frac{0.225^4}{4} - \frac{0.049^4}{4} \right)$$

$$M_o' = 6 Nm$$

Se calcula el espesor con cada momento

Para calcular el espesor debido al momento flector de cada aspa de la turbina se utiliza la fórmula para el cálculo de flexión.

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad \text{(Ec. 3.21.) (Mott, 1995)}$$

Dónde:

$\sigma$  : Esfuerzo debido a la flexión (Pa)

M: momento de flexión (Nm)

I: momento de inercia (m<sup>4</sup>)

c: distancia del eje neutral a la sección transversal a la viga (m)

Se tiene que la distancia del eje neutral es de:

$$c = \frac{e}{2} \quad (\text{Ec. 3.22.})$$

Dónde:

e: espesor del aspa del agitador (m)

También se tiene que el momento de inercia I se puede calcular:

$$I = \frac{h_3 * e^3}{12} \quad (\text{Ec. 3.23.})$$

Dónde:

$h_3$  : es el ancho del aspa del agitador (m)

Reemplazando Ec. 3.22. y Ec. 3.23. en Ec. 3.21. se tiene que:

$$\sigma = \frac{n * M * \frac{e}{2}}{\frac{h_3 * e^3}{12}} \quad (\text{Ec. 3.24.})$$

La fórmula del esfuerzo de flexión de diseño es:

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

Dónde:

$S_y$  : limite de resistencia a la tracción (Pa)

n : Factor de diseño (2)

Reemplazando en la formula Ec. 3.24 y despejando el espesor (e) queda la siguiente expresión

$$e = \sqrt{\frac{6 * n * M}{S_y * h_3}} \quad (\text{Ec. 3.25.})$$

Se va a construir del mismo acero utilizado en la tina (ASTM A-283 Gr C)

$$e = \sqrt{\frac{6 * 2 * 6 \text{ Nm}}{205 * 10^6 \text{ Pa} * 0.08 \text{ m}}}$$

$$e = 2.1 \text{ mm}$$

El espesor debido al momento torsor

$$\tau_{max} = \frac{T_{\text{álabes}}}{\frac{h_3 * e^2}{3 + 1.8 \left( \frac{e}{h_3} \right)}} \quad (\text{Ec. 3.26.}) \quad (\text{Mott, 1995})$$

Dónde:

$\tau_{max}$ : Tensión máxima por esfuerzo de corte por torsión (Pa)

$T_{\acute{a}labe}$ : Torque producido en el aspa de la turbina (Nm)

$h_3$ : Altura de la turbina (m)

$e$ : espesor del aspa de la turbina (m)

El factor de diseño es:

$$N = \frac{S_{ys}}{\tau_{max}} \quad \text{(Ec. 3.27.) (Mott, 1995)}$$

$$S_{ys} = 0.5 S_y \quad \text{(Ec. 3.28.)}$$

$$\tau_{max} = \frac{0.5 S_y}{N} \quad \text{(Ec. 3.29.)}$$

Dónde:

$S_{ys}$ : Punto cedente del material en esfuerzo de corte (Pa)

$N$ : factor de seguridad (2)

Reemplazando  $\tau_{max}$  se obtiene la ecuación:

$$\frac{0.5 S_y}{N} = \frac{T_{\acute{a}labe}}{h_3 * e^2} \quad \text{(Ec. 3.30.)}$$

$$\frac{0.5 S_y}{N} = \frac{T_{\acute{a}labe}}{3 + 1.8 \left(\frac{e}{h_3}\right)}$$

De donde:

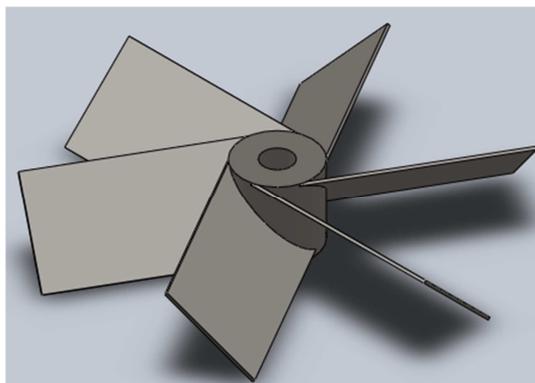
$$\frac{h_3^2 * e^2}{\frac{T_{\acute{a}labe}}{\frac{0.5 S_y}{N}}} - 1.8e - 3 * h_3 = 0$$

$$\frac{(0.08)^2 * e^2}{\frac{9.89}{\frac{0.5 (205 * 10^6)}{2}}} - 1.8e - 3 * (0.08) = 0$$

$$33164,81e^2 - 1.8e - 0,24 = 0$$

$$e = 2,72mm$$

Se va a usar un espesor de 6,35 mm utilizado en la tina de inmersión



**Fig. 32 Turbina Axial**

Turbina	Diámetro	Ancho	Espesor	Material
<b>Axial y Radial 6 aspas</b>	450 mm	80 mm	6.35 mm	A-283 Gr C

**Tabla. 20 Dimensiones del Agitador**

Con el nuevo espesor se recalcula para obtener los valores reales, para ellos se usa la ecuación Ec. 3.30.

$$N = \frac{0.5 S_y}{T_{\text{álabes}}} * \frac{h_3 * e^2}{3 + 1.8 \left(\frac{e}{h_3}\right)} \quad \text{(Ec. 3.31)}$$

$$N = \frac{0.5 (205E06)}{9.89} * \frac{(0,08) * (0,00635)^2}{3 + 1.8 \left(\frac{0,00635}{0,08}\right)}$$

$$N = 10,63$$

Variable	Valor real
Factor de seguridad	10,63
$\tau_{max}$	9,65 MPa
$\sigma$	19,29 MPa
I	1,7E-9 m <sup>4</sup>

**Tabla. 21 Valores recalculados del agitador de turbina**

### 3.5.6. DISEÑO DEL EJE DEL AGITADOR

El eje del mezclador está sometido a torsión y flexión. Se utiliza la ecuación para diseño de ejes y flechas

$$D_e = \left[ \frac{32n}{\pi} * \sqrt{\left[ \frac{k_t * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 3.32.}) \quad (\text{Mott, 1995})$$

Dónde:

$D_e$ : Diámetro del eje (m)

n: factor de seguridad (2)

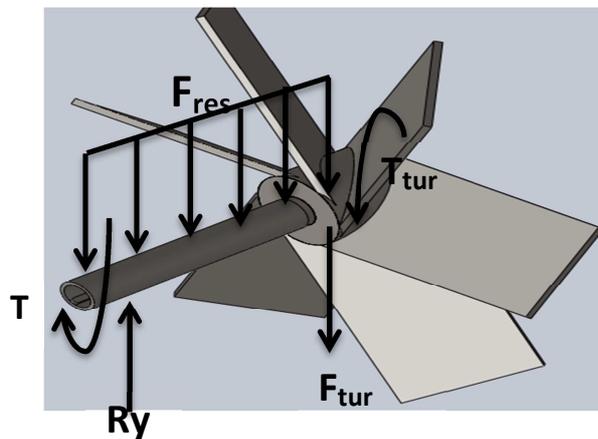
$k_t$ : Factor de concentración de esfuerzos

M: momento máximo aplicado al eje (Nm)

$S'_n$ : Resistencia por durabilidad modificada (Pa)

T: Torque aplicado al eje (Nm)

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia del material (Pa)



**Fig. 33 DCL Agitador**

Dónde:

T: torque generado por el motor (Nm)

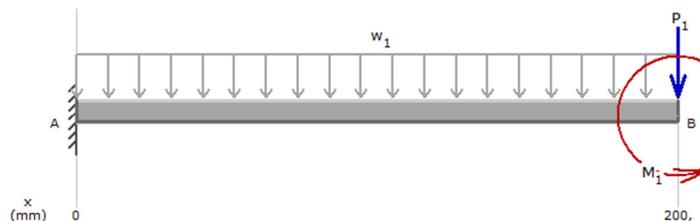
$R_y$ : reacción en rodamiento de apoyo (N)

$F_{res}$ : fuerza generado por el peso del fluido (N/m)

$F_{tur}$ : fuerza generada por la turbina (N)

$T_{tur}$ : torque transmitido por la turbina la resina (Nm)

El eje se comporta como una viga en voladizo:



**Fig. 34 Distribución de cargas en el eje**

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y = F_{tur} + F_{res} * 0.2$$

$$R_y = 469,82 + 42232,05 * 0.2$$

$$R_y = 8916,23 \text{ N}$$

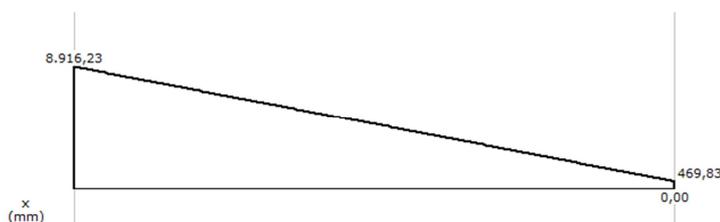
Cálculos para el diagrama de fuerza cortante y momento flector:

$$V_A = 0$$

$$V_{B'} = 0 + 8916,23 = 8916,23 \text{ N}$$

$$V_C = V_{B'} + A_{q/B}^C = 8916,23 \text{ N} - (42232,05 * 0.2) = -469,82 \text{ N}$$

$$V_{C'} = -469,82 + 469,82 = 0 \text{ N}$$



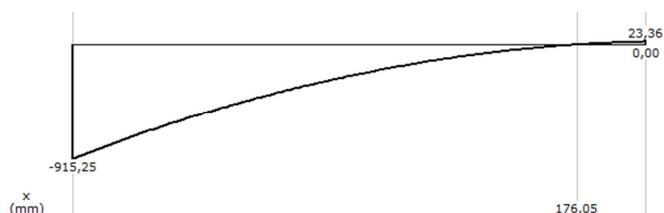
**Fig. 35 Diagrama de fuerzas cortante**

Calculo del momento flector:

$$M_A = 0$$

$$M_{A'} = M_A + A_{V/A}^B = 23,36 - \frac{8916,23 + 469,82}{2} * 0,2 = -915,25 \text{ Nm}$$

$$M_B = 23,36 \text{ Nm}$$



**Fig. 36 Diagrama de momento flector**

Con estos datos se realiza una tabla con distintos materiales existentes en el mercado nacional para encontrar un diámetro adecuado. Se calcula el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_{er} = 0.5 S_{ut}$$

Ahora el valor de diseño de  $S'_{er}$  mediante la siguiente expresión

$$S'_{er} = S_{er} C_s C_R \quad \text{(Ec. 3.33.) (Mott, 1995)}$$

Dónde:

$S'_{er}$ : Esfuerzo de diseño del material

$S_{er}$ : Límite de resistencia a la fatiga

$C_s$ : Gradiente de tensión dentro del material (0.85 comúnmente)

$C_R$ : Factor de confiabilidad (0.81)

Para el valor de  $K_t$  (factor de concentración de esfuerzos) se escoge un valor de 2.5

Variable	Material	AISI 1018	AISI 304	AISI 1045	UNIDADES
Momento	M	915,25	915,25	915,25	Nm
Fluencia	$S_y$	310,00	310,00	530,00	MPa
Esfuerzo Ultimo	$S_{ut}$	500,00	620,00	630,00	MPa
F.S.		2,00	2,00	2,00	
Límite resistencia	$S_{er}$	250,00	310,00	315,00	MPa
Gradiente de tensión	$C_s$	0,85	0,85	0,85	
Factor de confiabilidad	$C_R$	0,81	0,81	0,81	
Esfuerzo de diseño	$S'_{er}$	172,13	213,44	216,88	MPa
Factor de concentración	$K_t$	2,50	2,50	2,50	
Torque total	T	59,36	59,36	59,36	Nm
Diámetro	D	0,06	0,06	0,06	m
Diámetro (mm)		<b>64,70</b>	<b>60,22</b>	<b>59,90</b>	<b>mm</b>

**Tabla. 22 Selección diámetro eje agitador**

Se selecciona un eje de acero AISI 1018 de 2 ¾" (69.85 mm). Las características del acero se encuentran en el anexo 8

Con este nuevo diámetro se recalcula el factor de seguridad:

Diámetro (mm)	F.S. real
69,85	2,51

**Tabla. 23 Valor recalculado del factor de seguridad**

### 3.5.7. DISEÑO DE LA CUÑA DE UNIÓN ENTRE EL EJE Y LA TURBINA

En la figura se puede observar las dimensiones para los cuñero paralelos

TABLA TAMAÑO DE CUÑA CONTRA TAMAÑO DE FLECHA				
Diámetro nominal de la flecha			Tamaño nominal de la cuña	
			Altura, H	
Más de	Hasta (Incluso)	Espesor, W	Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 ¼	1/4	1/4	3/16
1 ¼	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 ¾	3/8	3/8	¼
1 ¾	2 ¼	1/2	1/2	3/8
2 ¼	2 ¾	5/8	5/8	7/16
2 ¾	3 ¼	3/4	3/4	1/5
3 ¼	3 ¾	7/8	7/8	5/8
3 ¾	4 ½	1	1	¾
4 ½	5 ½	1 ¼	1 ¼	7/8
5 ½	6 ½	1 ½	1 ½	1
6 ½	7 ½	1 ¾	1 ¾	1 ½
7 ½	9	2	2	1 ½
9	11	2 ½	2 ½	1 ¾
11	13	3	3	2

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

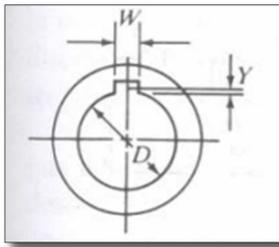
Fuente: ANSI Standard B17,1-1967.Keys and Keyseals (American Society of Mechanical Engineers. Nueva York

**Tabla. 24 Tamaño de cuña contra tamaño de flecha**

Fuente: MOTT, Robert; Diseño de elementos de máquinas; 2da edición:

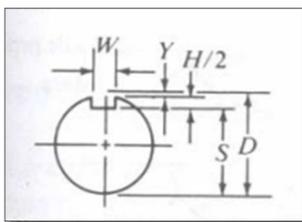
México; 1995; p. 334

## a) Altura de la cuerda



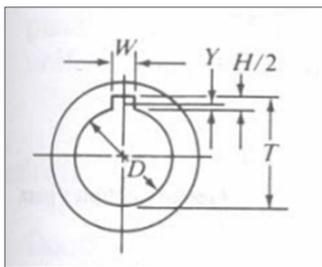
$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

## b) Profundidad del cuñero del eje



$$S = D - Y - \frac{H}{2} = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

## c) Profundidad del cuñero de la maza



$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C$$

**Símbolos:**

C = Tolerancia

+0.005" de espaciamento para cuñas

-0.020" de interferencia para cuñas ahusadas

D = Diámetro nominal del eje o interior, pulg

H = Altura nominal de la cuña, pulg

W = Ancho o espesor nominal de la cuña, pulg

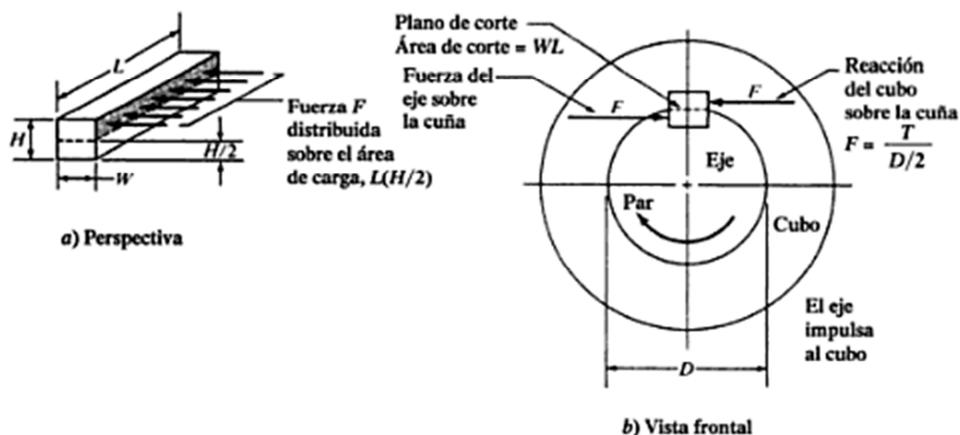
Y = Altura de la cuerda, pulg

paralelas

**Fig. 37 Dimensiones para cuñeros**

**Fuente: MOTT, Robert; Diseño de elementos de máquinas; Segunda edición: México; 1995; p. 335**

En la figura se observa las fuerzas involucradas sobre una cuña



**Fig. 38 Fuerzas que actúan sobre una cuña**

**Fuente: MOTT, Robert; Diseño de elementos de máquinas; 2da edición: México; 1995; p. 339**

De la tabla se obtiene las dimensiones de la cuña:

$$W_C = H_C = 15.88 \text{ mm}$$

La longitud necesaria para la cuña, dependiendo de los esfuerzos es:

$$L_C = \frac{2T}{\tau_d * D_e * W_C} \quad \text{(Ec. 3.34.) (Mott, 1995)}$$

Donde  $\tau_d = \frac{0.5 S_y}{n}$ , y es el esfuerzo cortante de diseño

Para el diseño de cuñas se utiliza un factor de seguridad de  $n = 3$

La longitud de la cuña tomando en cuenta los esfuerzos de compresión es de:

$$L_C = \frac{4T}{\sigma_d * D * H} \quad \text{(Ec. 3.35.) (Mott, 1995)}$$

Donde  $\sigma_d = \frac{S_y}{n}$ , que viene a ser el esfuerzo de diseño para compresión

Con estas fórmulas se realiza la siguiente tabla:

Variable	Material	AISI 1018	ASTM A 36	AISI 1045	UNIDADES
Fluencia	Sy	310,00	250,00	310,00	Pa
F.S.	N	3,00	3,00	3,00	
Esfuerzo cortante		51,67	41,67	51,67	Pa
Diámetro eje	D	69,85	69,85	69,85	mm
Diámetro eje	D	0,0698	0,0698	0,06985	m
Torque	T	59,36	59,36	59,36	Nm
Tamaño cuña	W	15,88	15,88	15,88	mm
Tamaño cuña	W	0,0158	0,01587	0,01588	mm
Longitud cuña	L	0,00208	0,00256	0,00207	m
Longitud cuña	L	2,07	2,56	2,07	mm

**Tabla. 25 Selección longitud de la chaveta**

Debido a que la longitud de la cuña es baja se toma en cuenta al cubo del elemento acoplado como criterio de diseño para estimar el largo de la chaveta, por lo tanto la longitud de la chaveta es de:

$$L_c = 80 \text{ mm}$$

Fabricada con AISI 1045. Las propiedades se encuentran en el anexo 9

### 3.5.8. SELECCION REDUCTOR DE VELOCIDAD

Se va a trabajar con una velocidad de 90 rpm y el motor proporciona 1200 rpm es necesario reducir la velocidad. Para ello se debe conocer los datos de potencia y reducción

La relación de reducción es de 13,33 y la potencia del motor es de 0.75 HP (550 Watts)

REDUCTORES DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS REDUCTORES DE ENGRANAJES CILINDRICOS										CMG			
Dados técnicos					[ IEC - 60 Hz - n <sub>1</sub> 1750 min <sup>-1</sup> ]					Dados técnicos			
P <sub>1</sub> [kW]	n <sub>2</sub> [min <sup>-1</sup> ]	M <sub>2</sub> [Nm]	sf	i		P <sub>1</sub> [kW]	n <sub>2</sub> [min <sup>-1</sup> ]	M <sub>2</sub> [Nm]	sf	i			
3.4	4.16	1.2	3.25/1.9		B5								
4.6	486	1	378.64		B5								
<b>0.37</b>						<b>0.55</b>							
71A4 (1750 min <sup>-1</sup> )	348	10	4.1	5.03	CMG002	B5/B14	71B4 (1750 min <sup>-1</sup> )	348	14	2.8	5.03	CMG002	B5/B14
	287	12	3.4	6.1		B5/B14		287	18	2.3	6.1		B5/B14
	234	15	2.8	7.49		B5/B14		234	22	1.9	7.49		B5/B14
	195	17	2.9	8.99		B5/B14		195	26	1.9	8.99		B5/B14
	172	20	2.5	10.16		B5/B14		172	29	1.7	10.16		B5/B14
	145	23	2.1	12.07		B5/B14		145	35	1.4	12.07		B5/B14
	131	26	2.7	13.4		B5/B14		131	39	1.8	13.4		B5/B14
	116	29	2.4	15.14		B5/B14		116	44	1.6	15.14		B5/B14
	96	35	2	18.17		B5/B14		96	52	1.3	18.17		B5/B14
	81	42	1.7	21.58		B5/B14		81	62	1.1	21.58		B5/B14
	74	46	1.5	23.51		B5/B14		74	68	1	23.51		B5/B14
						B5/B14		70	72	1	25.1		B5/B14
						B5/B14		65	78	0.9	27.08		B5/B14

Tabla. 26 Selección del motor reductor

Se selecciona un reductor Transtecno AC, cuyas características importantes son:

Potencia: 0,55 kW

Relación de reducción: 13,4

Factor de servicio: 1,8

Par transmitido: 39 Nm

Las demás características se encuentran en el anexo 10

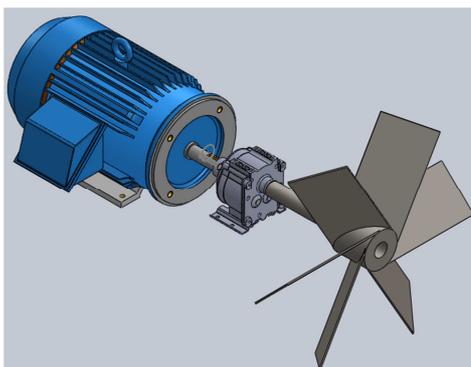


Fig. 39 Reducción agitador

### 3.6. DISEÑO DE LOS SOPORTES DE LA TINA

Para el diseño de los soportes de la tina, se lo analiza como columnas, ya que pueden fallar por pandeo

Para el diseño de los soportes en primer lugar hay que calcular el peso total que va a soportar:

$$PESO\ TOTAL_{TINA+LIQUIDO} = PESO_{LIQUIDO} + PESO_{TINA} \quad (\text{Ec. 3.36.})$$

Para encontrar el peso del líquido:

$$m = \rho * V$$

$$m = 1051 \frac{kg}{m^3} * 1.4 m^3 = 1471,4 kg$$

$$PESO_{LIQUIDO} = 1471,4 kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$PESO_{LIQUIDO} = 14434,43 N$$

Para encontrar la masa de la tina se usa el volumen de las planchas y también la densidad del acero (7850 Kg/m<sup>3</sup>)

Se va a usar para la parte cilíndrica una plancha de acero cuyas longitudes son de 2390 x 2381 x 6,35 mm y para las tapas se va a utilizar dos planchas de diámetro 1429 mm

Con estos datos se calcula el volumen de acero para la tina

$$V_{Mat\_Tina} = 2,39x2,381x0.00635 + \pi * (0,7145^2)x0.00635$$

$$V_{Mat\_Tina} = 0,046 m^3$$

Se multiplica por la densidad del acero (7850 kg/m<sup>3</sup>) para obtener la masa de la tina:

$$m_{TINA} = 363 kg$$

$$PESO_{TINA} = 363 kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$PESO_{TINA} = 3561,03 N$$

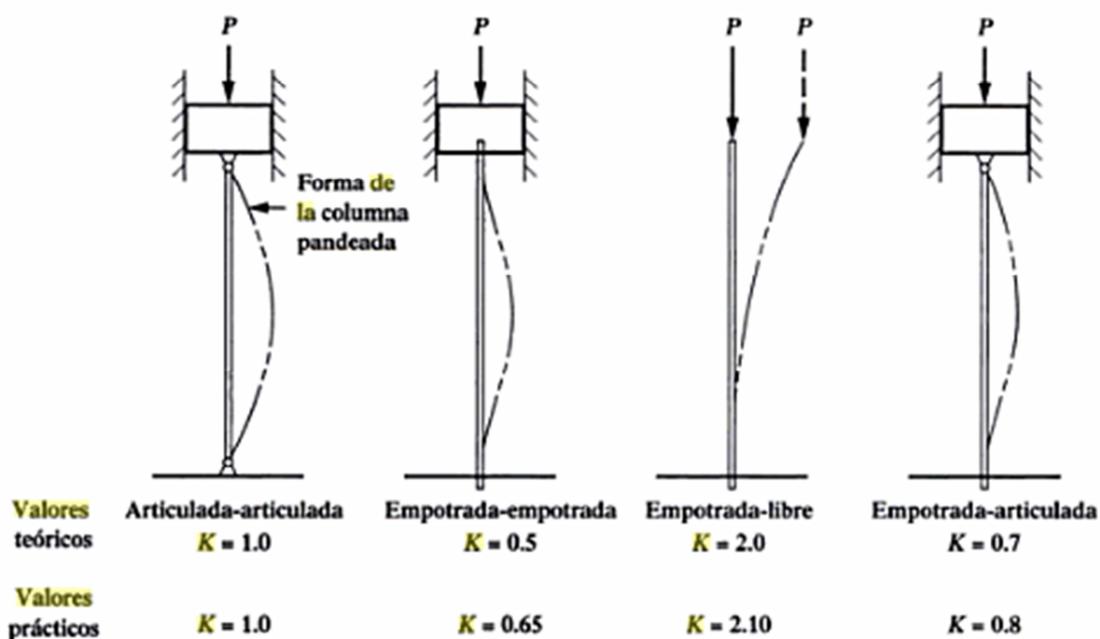
Con estos datos se obtiene el peso total

$$PESO\ TOTAL = PESO_{LIQUIDO} + PESO_{TINA} + PESO_{ACCESORIOS}$$

$$PESO\ TOTAL = 14434,43\ N + 3561,03 + 980\ N$$

$$PESO\ TOTAL = 18975,46\ N$$

Otra consideración a tomar en cuenta es el tipo de empotramiento o fijación en un extremo. Para ello se tiene que escoger el tipo de sujeción para el diseño valiéndose de la longitud efectiva:



**Fig. 40 Valores de K para la longitud efectiva**

**Fuente: MOTT, Robert; Diseño de elementos de máquinas; Segunda edición: México; 1995; p. 178**

La manera en que se apoyan o sustentan ambos extremos de la columna afecta la longitud efectiva de la columna, que se define como:

$$L_e = K * L \quad (\text{Ec. 3.37.})$$

Donde L es la longitud real de la columna entre los soportes y K es una constante que depende de la fijación de los extremos

### Razón de delgadez o relación de esbeltez

La razón de delgadez es la relación de la longitud efectiva de la columna con su radio de giro mínimo. Esto es:

$$\text{Razón de delgadez} = L_e / r_{\min} = K * L / r_{\min} \quad (\text{Ec. 3.38.})$$

Para soportes tipo tubo redondo es:

$$r = \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4} \quad (\text{Ec. 3.39.})$$

La relación de delgadez ayuda a la selección del método para realizar el análisis de columnas rectas

### Razón de transición de delgadez

Para poder seleccionar el método de cálculo de la columna es necesario utilizar el valor real de la razón real de delgadez para la columna objeto de análisis en relación con la razón de transición de delgadez, o constante de columna.  $C_c$ , que se define como:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{S_y}} \quad (\text{Ec. 3.40.})$$

Donde E es el coeficiente o módulo de elasticidad del material y  $S_y$  es la resistencia a punto cedente del material

Para escoger la fórmula adecuada se utiliza las siguientes relaciones

- Si  $KL/r > C_c$ . la columna es larga. Utilice la ecuación de Euler
- Si  $KL/r < C_c$ . la columna es corta. Utilice la ecuación de J. B. Johnson

Si:

$$KL/r < C_c$$

La ecuación a utilizar es la de J. B. Johnson

$$P_{cr} = A * S_y \left[ 1 - \frac{S_y * (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (\text{Ec. 3.41.}) \quad (\text{Mott, 1995})$$

La carga permisible para este diseño es de:

$$P_a = \frac{P_{cr}}{3} \quad (\text{Ec. 3.42.})$$

El número total de soportes para la tina son 4 por lo tanto

$$PESO\ SOPORTE = PESO\ TOTAL/4 = \frac{18975,46\ N}{4} = 4743,87N$$

Mediante iteraciones tanto de materiales como de diámetros se busca un adecuado factor de seguridad

Variable	Material	ASTM A 500	ASTM A 500	ASTM A 513	UNIDADES
Esfuerzo de fluencia	$S_y$	228	228	225,00	MPa
Módulo de elasticidad	E	2E+11	2E+11	2E+11	Pa
Peso a soportar	$P_T$	18975,46	18975,46	18975,46	N
Peso por columna	$P_C$	4743,87	4743,87	4743,87	
Empotramiento K	K	2,10	2,10	2,10	
Longitud real	$L_r$	830,00	830,00	830,00	mm
Longitud efectiva	$L_e$	1743,00	1743,00	1743,00	mm
Diámetro exterior	$D_e$	114,30	88,90	73,03	mm
Diámetro interior	$D_i$	110,30	84,90	69,03	mm
Área	A	7,06	5,46	3,86	cm <sup>2</sup>
Área		0,000706	0,000546	0,000386	m <sup>2</sup>
Radio de giro	$r_{min}$	39,71	30,73	25,12	mm
Razón de delgadez		43,89	56,72	69,38	
Constante de columna	$C_c$	131,59	131,59	132,46	
Tipo de columna		COLUMNA CORTA	COLUMNA CORTA	COLUMNA CORTA	
Formula a usar		J B JHONSON	J B JHONSON	J B JHONSON	
Carga critica	$P_{cr}$	152012,864	112924,53	74937,043	N
Carga permisible	$P_a$	50670,95	28231,13	18734,26	N
F.S.		10,68	5,95	3,95	

**Tabla. 27 Selección diámetro soportes tina**

El tubo seleccionado corresponde a la segunda opción para el material ASTM A 500 siendo sus propiedades:

DIMENSIONES				PROPIEDADES			
DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR	PESO	AREA			
D		e	P	A	I	W	I
Pulg.	mm	mm	Kg/m	cm2	cm3	cm3	cm
1"	25.40	1.80	1.09	1.34	0.93	0.73	0.83
1"	25.40	2.00	1.21	1.47	1.01	0.79	0.83
1 1/4"	31.75	1.80	1.37	1.69	1.90	1.20	1.06
1 1/4"	31.75	2.00	1.52	1.87	2.07	1.30	1.05
1 1/2"	38.10	1.80	1.65	2.05	3.38	1.78	1.28
1 1/2"	38.10	2.00	1.84	2.27	3.70	1.94	1.28
1 3/4"	44.45	1.80	1.98	2.41	5.48	2.47	1.51
1 3/4"	44.45	2.00	2.20	2.67	6.01	2.70	1.50
1 7/8"	47.63	1.80	2.11	2.59	6.80	2.86	1.62
1 7/8"	47.63	2.00	2.34	2.87	7.46	3.13	1.61
2"	50.80	1.80	2.22	2.77	8.32	3.27	1.73
2"	50.80	2.00	2.48	3.07	9.13	3.59	1.73
2 3/8"	60.33	2.00	2.92	3.67	15.58	5.17	2.06
2 1/2"	63.50	2.00	3.09	3.86	18.27	5.75	2.17
2 7/8"	73.03	2.00	3.56	4.46	28.14	7.71	2.51
3"	88.90	2.00	4.35	5.46	51.54	11.60	3.07
4"	114.30	2.00	5.67	7.06	111.23	19.46	3.97

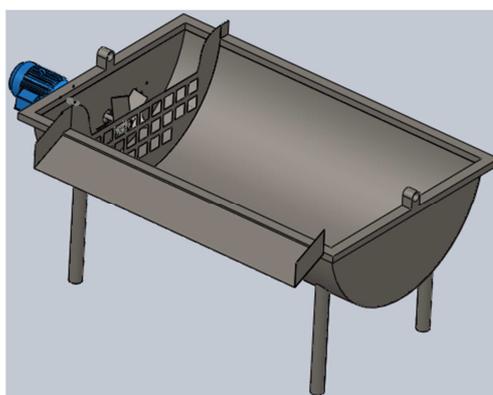
**Fig. 41 Dimensiones y propiedades del tubo tipo poste**

**Fuente: DIPAC**

Para realizar la limpieza y mantenimiento de la tina se va a colocar una salida en el fondo, de vaciado de 1 plg. de diámetro nominal

Para evitar posibles atascos entre la latilla y el agitador de turbina se va a colocar una malla

El diseño final de la tina se muestra en la figura



**Fig. 42 Ensamble final tina de inmersión con agitador**

### 3.7. SELLOS PARA MEZCLADORES

El agitador está sumergido y colocado de forma lateral por lo que es necesario colocar un sello para evitar que se derrame la resina. Para realizar esto se va a colocar un sello mecánico propio para equipos de mezclado

El sello mecánico seleccionado debe cumplir con las siguientes especificaciones

<b>Temperatura de trabajo</b>	10-30 °C
<b>Velocidad tangencial</b>	<1 m/s
<b>Díámetro del eje</b>	70 mm
<b>Fluido</b>	Resina fenólica
<b>Aplicación</b>	Mezcladores
<b>Sentido de rotación</b>	Independiente

**Tabla. 28 Parámetros de selección para sellos**

Siguiendo el proceso para selección de sellos mecánicos para mezcladores proporcionado por el fabricante Jhon Crane se selecciona el sello mecánico type 32 elastomer O-ring mixer seal (sello con ring elastómero para mezcladores)

Marca: Jhon Crane

Serie: Type 32

Temperatura: -45°C a 150°C

Velocidad: 2 m/s



**Fig. 43 Sello mecánico**

**Fuente: Catalogo Jhon Crane**

Las características y el montaje se encuentran en el anexo 11

### 3.8 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

La idea es alimentar continuamente al sistema de inmersión, esto con el fin de aprovechar cada revolución del volante. En cada revolución del volante se impregna 4 atados de latillas con resina. Al término de un minuto el sistema arrojaría 13 atados de latillas Lo que provocara una mayor eficiencia en el proceso

El número total de bloques impregnados en el día son de 200 bloques de latillas.

Cada bloque de latillas pesa 30 Kg

El atado que se impregna es de 5 kg. Lo que daría que, para cumplir con el trabajo se deberán impregnar:

$$\text{Numero atados} = (200 * 30 \text{ kg})/5 = 1200 \text{ atados} \quad (\text{Ec. 3.43.})$$

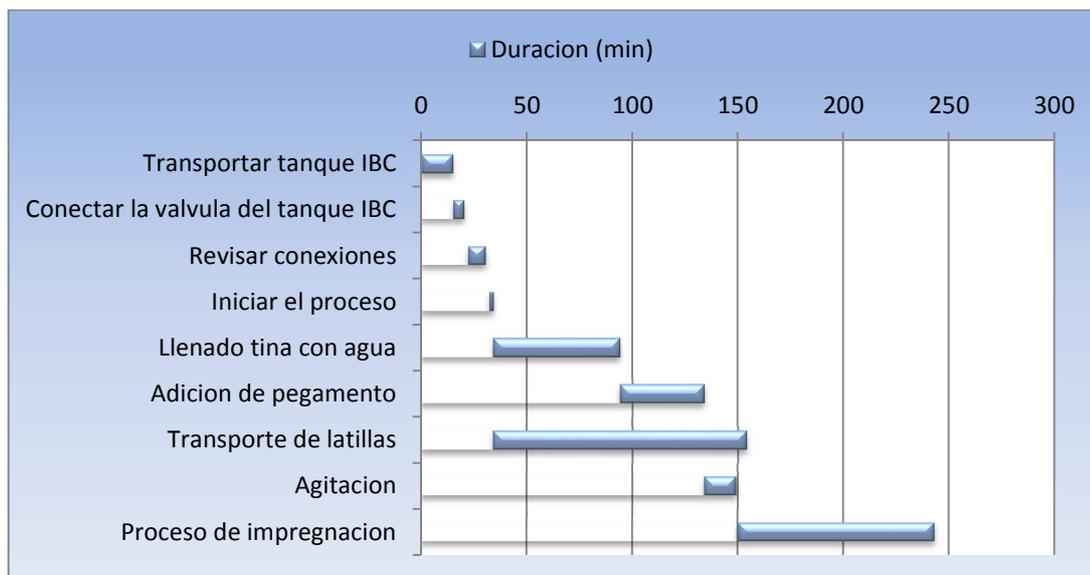
Se impregna 13 atados por minuto, lo que daría un tiempo de impregnado total de:

$$t_{\text{impregnado}} = 1200 \text{ atados} / 13 = 92.3 \text{ min} \quad (\text{Ec. 3.44.})$$

Se realiza un diagrama de tiempos para analizar cuál es el tiempo real para producir 1200 atados

Tarea	Inicio	Duración (min)
Transportar tanque IBC	0	15
Conectar la válvula del tanque IBC	15	5
Revisar conexiones	22	8
Iniciar el proceso	32	2
Llenado tina con agua	34	60
Adición de pegamento	94	40
Transporte de latillas	34	120
Agitación	134	15
Proceso de impregnación	150	93
<b>Duración total proceso</b>		<b>243</b>

**Tabla. 29 Duración de tiempos para impregnación de resina**



**Fig. 44 diagrama de tiempos para proceso de impregnación de resinas**

En consecuencia el proceso de impregnación de los 1200 atados de latillas es de 243 minutos (4 horas y 3 minutos)

### 3.8.1. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

El alimentador debe cumplir:

- 4 atados por revolución, en total 13 por minuto
- Sincronización con el mecanismo de inmersión
- El tiempo entre cada atado alimentado es de 4.07 segundos
- Debe tener un control en lazo cerrado con el fin de poder cambiar las variables como velocidad de acuerdo a las necesidades

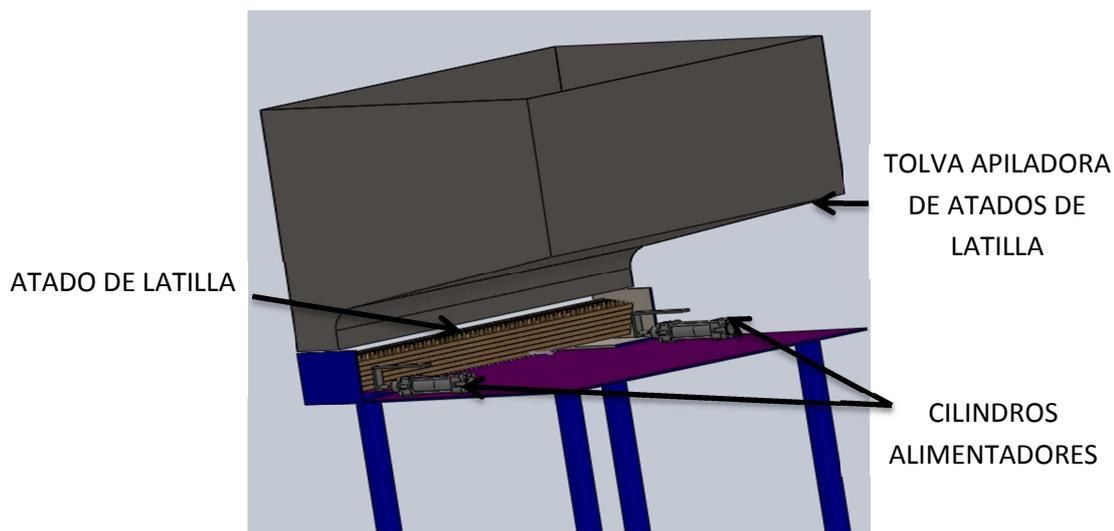
### 3.8.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

#### 3.8.2.1 ALTERNATIVA A

La primera alternativa se compone de una tolva donde se colocan todos los atados de latilla

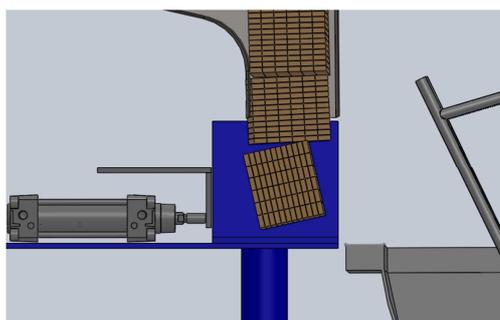
Para alimentar al sistema de inmersión se utilizan dos cilindros neumáticos ubicados casi en los extremos de los atados de latillas.

De la tolva va cayendo uno por uno los atados a la mesa alimentadora y mediante un accionamiento mecánico del sistema de inmersión activaría los actuadores neumáticos para alimentar la latilla



**Fig. 45 Esquema alimentación alternativa uno**

El embolo del actuador neumático está diseñado con una placa para que al momento de que el pistón salga, el siguiente atado de latillas se repose sobre la placa evitando que se alimente más de un atado al mismo tiempo



**Fig. 46 Diseño embolo actuador neumático**

***Ventajas:***

- Al colocar todos los atados en la tolva y encender la maquina no es necesario la presencia continua de un operario
- La sincronización se la realiza con sensores de presencia

- Alimentación continua
- Gran capacidad de alimentación

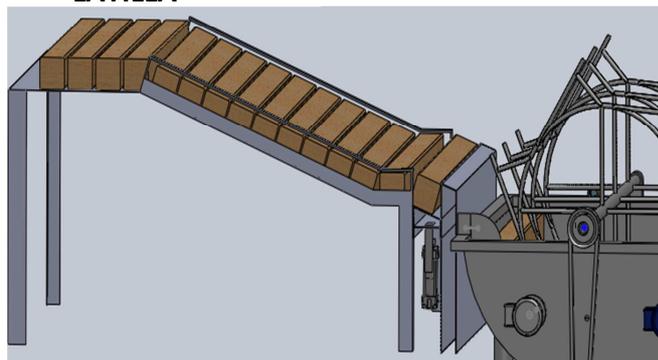
### ***Desventajas***

- El costo de la tolva es muy alta por sus dimensiones
- Se utiliza dos cilindros neumáticos, puesto que uno solo podría provocar un empuje no deseado
- Puede existir atascamiento en la tolva, a menos que se elabore con un sistema basculante que origine vibración para evitar éste inconveniente

### **3.8.2.2. ALTERNATIVA B**

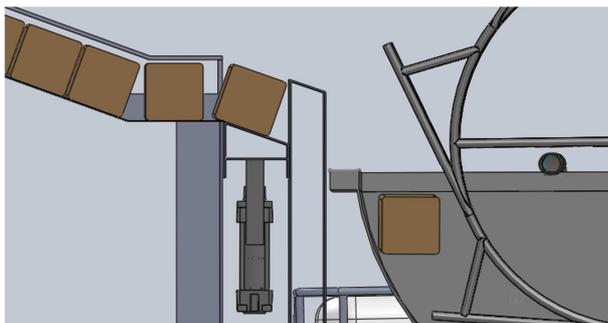
Se dispone de una rampa de traslado donde se colocan los atados de latilla. Al final de la rampa se encuentra el alimentador de latillas que se compone de una mesa móvil en sentido vertical accionado por un cilindro. El cilindro neumático se desplaza moviendo la mesa móvil, la misma que tiene una inclinación para que la latilla caiga al mecanismo de inmersión

#### **RAMPA DE TRASLADO DE LATILLA**



**Fig.47 Esquema general de la alternativa B**

El cilindro encargado de subir la mesa móvil recibe la señal del mecanismo de inmersión para que se active y realice su carrera de desplazamiento cuando el volante de inmersión active un final de carrera.



**Fig. 48 Cilindro Alimentador**

La latilla topa al final con una plancha fija, la cual cumple las funciones de detener la latilla para que no caiga directamente a la tina y también de posicionar correctamente la latilla al momento de que el cilindro neumático suba

### ***Ventajas***

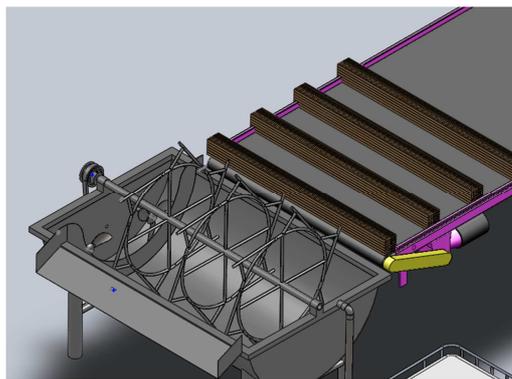
- Capacidad de alimentación de 13 atados por minuto
- Sincronización mediante sensores de presencia
- Alimentación continua

### ***Desventajas***

- Se pueden producir atascos en la rampa de traslado
- La sincronización se vería afectada si el volante de inmersión gira a mayor velocidad
- Construcción con mayor componentes que las otras alternativas

### **3.8.2.3 ALTERNATIVA C**

Se trata de una banda que cumple las funciones de transporte y alimentación de los atados de latilla. Los atados se ponen en la banda en un número determinado con el fin de dar tiempo al operario para que coloque más atados de latilla.



**Fig. 49 Esquema Alternativa C**

### ***Ventajas***

- No existe atascamiento al momento de la alimentación
- Colocación de 5 atados en cada fase de transporte de la banda
- Sistema con tiempos flexibles, dependientes directamente de la velocidad del mecanismo de inmersión
- Debido a la ausencia de articulaciones de rápido desgaste el mantenimiento no es tan seguido
- El control para la sincronización con el mecanismo de inmersión se facilita mucho debido a la flexibilidad que ofrece este equipo

### ***Desventajas***

- El operario debe cargar a la cinta transportadora los atados
- La eficiencia del sistema dependería de la longitud de la banda

## **3.8.2.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA**

### **3.8.2.4.1 FACTORES DE EVALUACIÓN**

Los ítems para evaluar la mejor alternativa son:

- **Costo:** el ítem del costo del diseño es uno de los más importantes y que siempre se debe evaluar en cualquier diseño debido a que de este depende de la construcción del sistema de impregnación, por lo que una alternativa que cumpla con las necesidades y que su costo sea accesible siempre será valorado

- **Capacidad de alimentación (número de atados):** debe cumplir la capacidad de alimentación requerida por el sistema debiendo ser flexible a cambios de tiempos y numero de atados alimentados
- **Sincronización:** para que funcione el sistema es necesario que el sistema de alimentación y el mecanismo de inmersión se encuentren sincronizados
- **Atascamiento:** se debe seleccionar una alternativa en la cual no existan atascos de los atados de latillas

### 3.8.2.4.2. PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO DE EVALUACIÓN

En la siguiente tabla se muestra el peso específico de cada criterio de evaluación

Criterio	Capacidad de alimentación	Sincronización	Costo	Atascamiento	$\Sigma + 1$	Ponderación
Capacidad de alimentación		1,00	0,50	0,30	2,80	0,22
Sincronización	1,00		0,50	0,30	2,80	0,22
Costo	1,00	0,00		1,00	3,00	0,24
Atascamiento	1,00	1,00	1,00		4,00	0,32
				Suma	12,6	1

**Tabla. 30 Evaluación del peso específico de cada criterio para la selección de la alternativa del sistema de alimentación de los atados de latilla**

### 3.8.2.4.3 EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO

Evaluación del peso específico del criterio de capacidad de alimentación

Capacidad de alimentación	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1,00	1,00	3,00	0,43
Alternativa B	0,00		0,00	1,00	0,14
Alternativa C	1,00	1,00		3,00	0,43
			Suma	7,00	1,00

**Tabla. 31 Evaluación del criterio de capacidad de alimentación**

Evaluación del peso específico del criterio de sincronización

Sincronización	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		1,00	0,50	2,50	0,36
Alternativa B	0,50		0,00	1,50	0,21
Alternativa C	1,00	1,00		3,00	0,43
			Suma	7,00	1,00

**Tabla. 32 Evaluación del criterio de sincronización**

Evaluación del peso específico del criterio de Costo

Costo	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,50	0,50	2,00	0,29
Alternativa B	0,50		1,00	2,50	0,36
Alternativa C	0,50	1,00		2,50	0,36
			Suma	7,00	1,00

**Tabla. 33 Evaluación del criterio de costo**

Evaluación del peso específico del criterio de atascamiento

Atascamiento	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,50	0,50	2,00	0,27
Alternativa B	0,50		1,00	2,50	0,33
Alternativa C	1,00	1,00		3,00	0,40
			Suma	7,50	1,00

**Tabla. 34 Evaluación del criterio de atascamiento**

#### 3.8.2.4.4 TABLA DE CONCLUSIONES

En la tabla siguiente se puede observar el cálculo para obtener la mejor alternativa para el sistema de alimentación

	Capacidad de alimentación	Sincronización	Costo	Atascamiento	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa A	0,10	0,08	0,07	0,08	0,33	2,00
Alternativa B	0,03	0,05	0,09	0,10	0,27	3,00
Alternativa C	0,10	0,10	0,09	0,12	0,40	1,00
				Suma	1,00	

**Tabla. 35 Tabla de conclusiones de la selección de la alternativa para el sistema de alimentación de la latilla de bambú**

Después de analizar cada alternativa se concluyó que la alimentación y transporte de los atados de bambú se lo realice por medio de una banda transportadora

### **3.8.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN**

#### **3.8.3.1 GENERALIDADES DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS**

Los sistemas de cintas transportadoras se emplean cuando los materiales deben ser desplazados en cantidades relativamente grandes entre posiciones específicas de un rutado fijo

#### **3.8.3.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE TRANSPORTE**

A continuación se presentan las tres alternativas para el transporte y alimentación de los atados de latilla de bambú, cada una con sus ventajas y desventajas

##### **3.8.3.2.1 ALTERNATIVA A: TRANSPORTADOR MEDIANTE RODILLOS (ROLLER CONVEYOR)**



**Fig. 50 Cinta con rodillos**

#### ***Ventajas:***

- Su duración y resistencia es alta
- Transporte de material muy pesado a largas distancias
- Velocidad autoajustable

**Desventajas:**

- Debido a la longitud de la latilla (2 metros), se tendría que usar rodillos de iguales dimensiones
- La velocidad del atado no sería constante
- Desalineamiento de los atados al variar la velocidad
- Posibles atascamientos
- La sincronización se vería afectada al no existir un punto de referencia específico en el transportador

**3.8.3.2.2 ALTERNATIVA B: TRANSPORTADOR MEDIANTE BANDA**

**Fig. 51 Cinta con banda**

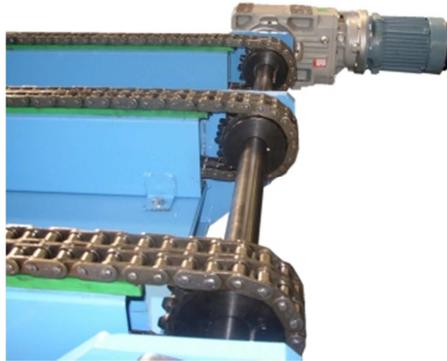
**Ventajas:**

- Velocidad es ajustable
- Sincronización adicionando otros dispositivos
- Gran capacidad de transporte

**Desventajas:**

- Debido al uso de rodillos la velocidad no es constante
- Existen desalineamientos si no existe algún sistema de corrección de rodillos y tambores
- El ancho de la banda es de gran dimensión, provocando un alto costo
- Mantenimiento constante

### 3.8.3.2.3 ALTERNATIVA C: TRANSPORTADOR DE CADENA



**Fig. 52 Transportador de cadena**

#### ***Ventajas:***

- Velocidad constante
- Sincronización más sencilla
- Flexibilidad de acoplar dispositivos a la cadena como canaletas, perfiles etc.
- Gran capacidad de transporte
- Se puede colocar una canaleta del tamaño de la latilla evitando la necesidad de que el ancho del transportador sea de las dimensiones de la latilla

#### ***Desventajas***

- Potencia de motor elevada
- Mayor uso de componentes para la fabricación del transportador
- Lubricación continua de la cadena

### 3.8.3.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA PARA EL SISTEMA DE TRANSPORTE

Los criterios de valoración para la selección del sistema de transporte son:

- **Velocidad constante:** debe tener una velocidad constante para facilitar el control y la sincronización
- **Sincronización:** el transportador debe tener una facilidad para sincronizar con la velocidad de giro del mecanismo de inmersión
- **Capacidad de transporte:** debe cumplir con la capacidad requerida por el sistema en el menor tiempo posible
- **Posicionamiento:** el operario debe saber en qué posición exacta va a colocar los atados para garantizar la correcta alimentación del atado

### 3.8.3.3.1. PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO DE EVALUACIÓN

En la siguiente tabla se encuentra el peso específico de cada criterio de evaluación para la selección de la alternativa del sistema de transporte y alimentación de la latilla

Criterio	Velocidad constante	Sincronización	Capacidad de transporte	Posicionamiento	$\Sigma + 1$	Ponderación
Velocidad constante		1,00	0,50	0,00	2,50	0,20
Sincronización	1,00		1,00	1,00	4,00	0,32
Capacidad de transporte	0,50	0,50		0,50	2,50	0,20
Posicionamiento	1,00	1,00	0,50		3,50	0,28
				Suma	12,5	1

**Tabla. 36** Peso específico de cada criterio para la selección del sistema de transporte y alimentación de la latilla

### 3.8.3.3.2. EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA ALTERNATIVA

Evaluación del criterio de velocidad constante

Velocidad constante	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,00	0,50	1,50	0,25
Alternativa B	0,50		0,00	1,50	0,25
Alternativa C	1,00	1,00		3,00	0,50
			Suma	6,00	1,00

**Tabla. 37 Evaluación del criterio de velocidad constante**

Evaluación del criterio de sincronización

Sincronización	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,00	0,00	1,00	0,18
Alternativa B	0,50		0,00	1,50	0,27
Alternativa C	1,00	1,00		3,00	0,55
			Suma	5,50	1,00

**Tabla. 38 Evaluación del criterio de sincronización**

Evaluación del criterio de capacidad de transporte

Capacidad de transporte	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,50	0,50	2,00	0,25
Alternativa B	1,00		1,00	3,00	0,38
Alternativa C	1,00	1,00		3,00	0,38
			Suma	8,00	1,00

**Tabla. 39 Evaluación del criterio de capacidad de transporte**

Evaluación del criterio de posicionamiento

Posicionamiento	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa A		0,50	0,50	2,00	0,29
Alternativa B	0,50		0,50	2,00	0,29
Alternativa C	1,00	1,00		3,00	0,43
			Suma	7,00	1,00

**Tabla. 40 Evaluación del criterio de posicionamiento**

### 3.8.3.3.3. TABLA DE CONCLUSIONES SELECCIÓN ALTERNATIVA TRANSPORTADOR

En la siguiente tabla se presenta las conclusiones y la elección de la mejor alternativa para el sistema de transporte y alimentación de la latilla

	Velocidad constante	Sincronización	Capacidad de transporte	Posicionamiento	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa A	0,05	0,06	0,05	0,08	0,24	2,00
Alternativa B	0,05	0,09	0,08	0,08	0,29	3,00
<b>Alternativa C</b>	<b>0,10</b>	<b>0,17</b>	<b>0,08</b>	<b>0,12</b>	<b>0,47</b>	<b>1,00</b>
				Suma	1,00	

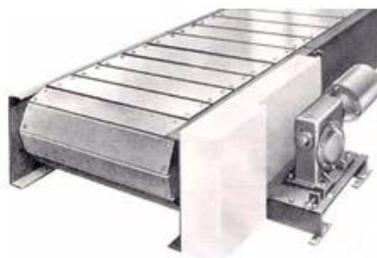
**Tabla. 41 Tabla de conclusiones del sistema de transporte y alimentación de la latilla**

El transportador de cadena es la alternativa más adecuada para las condiciones requeridas para el sistema de alimentación de los atados de latillas

### 3.8.3.4 DISEÑO DEL TRANSPORTADOR DE CADENA

El transportador de cadena consta de las siguientes partes:

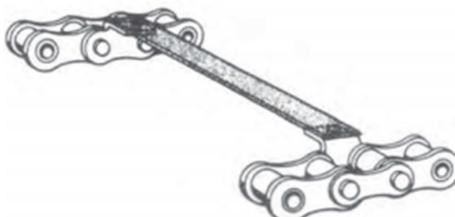
1. Parte móvil del transportador con dos cadenas de tracción
2. Catalinas de transmisión
3. Motor eléctrico
4. Reductor
5. Transmisión dentada abierta
6. Catalinas finales
7. Dispositivo de tensión
8. Barras guías
9. Bancada del transportador.



**Fig. 53 Transportador de cadena**

El material a transportar son los atados de bambú de 5 kg. Se va a diseñar para un largo de 1.5 m del transportador.

El sistema de transportación está constituido principalmente por la cadena, las canaletas de transporte y las catalinas



**Fig. 54 Acoplamiento de la canaleta a las cadenas**

#### **3.8.3.4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO**

La latilla de bambú tiene una longitud de 2 metros, por lo que un banda de 1.5 m de distancia entre el rodillo motriz y el rodillo de retorno y de 2.2 m de ancho sería las medidas a realizar

- Longitud de la banda: 1.5 m
- Los atados se los ira colocando uno a uno por el operario en las canaletas de transporte
- El peso máximo de cada atado es de 5 kg, como son 4 atados sería de 20 kg el peso a mover
- La producción que debe realizar es de 1200 atados/día. Se sabe que la producción de los 1200 atados es en 92 minutos, se tiene que calcular para una hora entonces:

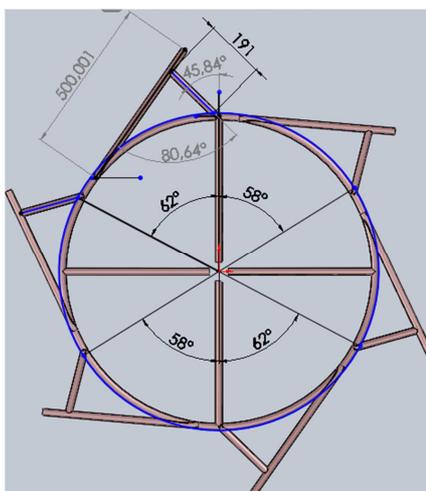
$$\text{Numero atados/hora} = \frac{1200 \cdot 60}{92} = 782 \text{ atados/hora} \quad (\text{Ec. 3.45.})$$

Un atado equivale a 5 kg, entonces:

$$Q_t = 782 * \frac{5 \text{ kg}}{1000} = 3.9 \text{ ton/h} \quad (\text{Ec. 3.46.})$$

Para sacar la velocidad de la banda se tiene que calcular la velocidad de tal forma que se pueda sincronizar con la velocidad del sistema de inmersión a la mitad

Para realizar la sincronización se utiliza el volante de inmersión para obtener las dimensiones de la sección circular que existe entre cada tubo que realiza el empuje de la latilla:



**Fig. 55 Dimensiones volante de inmersión**

Se tiene que el volante gira a 2.50 rpm (0.26 rad/s). El espaciamiento entre cada tubo es en promedio  $60.61^\circ$  (1.057 rad) entonces se obtiene la longitud del arco de circunferencia:

$$S_{cir} = (1.057 \text{ rad})(680 \text{ mm}) \quad (\text{Ec. 3.47.})$$

$$S_{cir} = 71.88 \text{ cm}$$

Debido a que se van a colocar el doble de canaletas que de espaciamientos en el volante se divide por dos

$$S_{cir} = 35,94 \text{ cm}$$

Este valor también ayuda para distribuir las canaletas de transporte donde se va a colocar la latilla

Se obtiene el tiempo de alimentación

$$t = \frac{1.057 \text{ rad}}{0.26 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 4.07 \text{ s}$$

$$t = \frac{4.07}{2} \text{ s}$$

$$t = 2,035 \text{ s}$$

Y finalmente la velocidad de la banda en función del volante de inmersión que sería la longitud del arco de la circunferencia dividida para el tiempo de alimentación:

$$V_{Tra} = 35,94 \frac{\text{cm}}{2,035 \text{ s}} = 17.67 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

	<b>Cantidad</b>	<b>Unidades</b>
Longitud	1500	mm
Ancho	2200	mm
Inclinación	0	Grados
Producción	3.9	ton/hora

**Tabla. 42 Dimensiones generales del transportador**

### 3.8.3.4.2 SELECCIÓN DE LA CADENA Y CATALINA

Datos necesarios:

Para seleccionar la cadena más apropiada en una determinada aplicación es necesario conocer los siguientes datos:

- Tipo de transportador o elevador.
- Número de horas diarias de funcionamiento.
- Peso del material a transportar y características del mismo.

- Velocidad lineal de la cadena.
- Distancia entre ejes de la instalación.
- Inclinación del transportador respecto a la horizontal.
- Número de cadenas que trabajan en paralelo.
- Dimensiones y peso de los accesorios.
- Ambiente de trabajo (temperatura, polvo, humedad, ...)

La densidad del bambú oscila entre 0.6 a 0.7 gr/cc, Para el proyecto el bloque pesa 5kg, entonces da una densidad de 3500 kg/m<sup>3</sup>  
Con estos requerimientos se realiza la siguiente tabla

<b>TRANSPORTADOR DE CADENA</b>	
Densidad del material	3500 kg/m <sup>3</sup>
Distancia entre centros de las catalinas	1500 mm
Inclinación	0°
Ancho	2200 mm
Hileras de cadenas	2
Capacidad del transportador	3.9 ton/h

**Tabla. 43 características de transporte**



**Fig. 56 Cadena de doble hilera**

Una vez obtenido los datos del material se calcula el peso:

$$W_m = \frac{16.67 * TPH}{v_{trans.}} \quad (\text{Ec. 3.48.})(\text{Villegas, 2008})$$

Dónde:

$W_m$ : Peso del material (Kg/m)

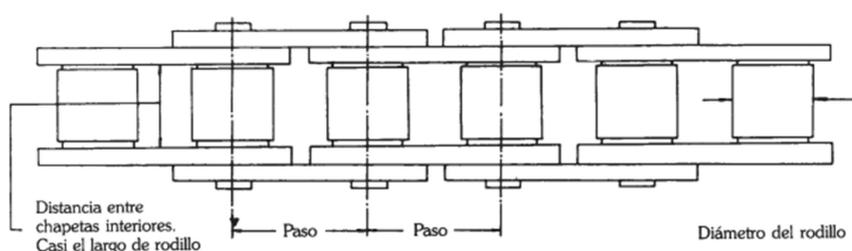
TPH: Capacidad del transportador (ton/h)

$v_{trans.}$ : Velocidad del transportador (m/min)

$$W_m = \frac{16.67 * (3.9 \frac{ton}{h})}{10.6 m/min}$$

$$W_m = 6.13 \text{ kg/m}$$

Se va a seleccionar las cadenas de rodillos que se encuentran en el mercado y por sus características pueden trabajar a bajas velocidades



**Fig. 57 Identificación partes cadena**

Debido a que la distancia entre centros del transportador es de 1500 mm se usa la siguiente tabla para seleccionar el tipo de cadena

<b>PASO</b>	<b>Pulg (mm)</b>	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4
		9,525	12,70	15,875	19,05	25,40	31,75
<b>DISTANCIA ENTRE CENTROS</b>	<b>(mm)</b>	450	600	750	900	1000	1200
<b>PASO</b>	<b>Pulg (mm)</b>	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	3	
		38,10	44,45	50,80	63,50	76,20	
<b>DISTANCIA ENTRE CENTROS</b>	<b>(mm)</b>	1350	1500	1700	1800	2000	

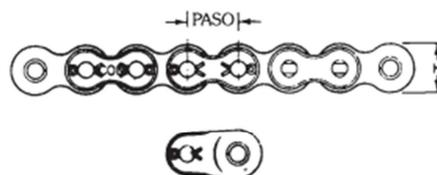
**Tabla. 44 Paso de cadena recomendado según distancia entre centros**  
Fuente. Robert Mott

Por lo tanto para una distancia de 1500 mm la recomendación de cadena es la de paso 1 3/4 de pulgada

De la siguiente tabla de características de cadena se selecciona el peso aproximado de la cadena “ $w_{cad}$ ” para luego calcular el peso total de la cadena

### DE LAS CADENAS ANSI DOBLES

En pulgadas. El paso figura tanto en pulgadas como en milímetros. Para convertir a milímetros cualquier otra dimensión, multiplíquese por 25.4



CADENA NUMERO	DIMENSIONES								LIMITE PROMEDIO DE ROTURA. LBRS.	PESO EN LIBRAS POR CADA PIE (30.5 cm)
	PASO	LARGO DEL RODILLO -W-	DIAMETRO DEL RODILLO -D-	DIAMETRO DEL PASADOR -C-	GRUESO DE LA CHAPETA -F-	LARGO DEL PASADOR -L-	ANCHO DE LA CHAPETA -H-	M.		
35 - 2*	3/8" 9.52 mm	0.187	.200	.141	.050	.866	.350	.467	4.200	.40
40 - 2	1/2" 12.7 mm	0.312	.312	.156	.060	1.194	.466	.662	7.400	.82
50 - 2	5/8" 15.87 mm	0.375	.400	.200	.080	1.507	.584	.832	12.200	1.36
60 - 2	3/4" 19.05 mm	0.500	.468	.234	.094	1.893	.700	1.038	17.000	1.99
80 - 2	1" 25.4 mm	0.625	.625	.312	.125	2.432	.934	1.320	29.000	3.40
100 - 2	1 1/4" 31.75 mm	0.750	.750	.375	.156	2.963	1.166	1.625	43.000	5.10
120 - 2	1 1/2" 38.10 mm	1.000	.875	.437	.187	3.749	1.400	2.047	68.000	7.65
140 - 2	1 3/4" 44.45 mm	1.000	1.000	.500	.219	4.041	1.634	2.187	92.000	9.80
160 - 2	2" 50.80 mm	1.250	1.125	.562	.250	4.827	1.866	2.625	116.000	13.10
200 - 2	2 1/2" 63.50 mm	1.500	1.562	.781	.312	5.937	2.250	3.281	190.000	21.50

**Fig. 58 Selección número de cadena**

Se selecciona una cadena numero 140

Para calcular el peso total de la cadena y accesorios se usa la siguiente ecuación:

$$W_C = n_H * w_{cad} + \frac{w_{mol}}{d_{mol}} \quad \text{(Ec. 3.49.) (Villegas, 2008)}$$

Dónde:

$W_C$ : Peso total de la cadena (kg/m)

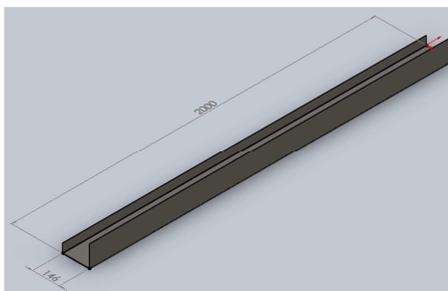
$n_H$ : numero de hileras de cadena

$w_{cad}$ : Peso por metro de la cadena (kg/m)

$w_{mol}$ : Peso de la canaleta donde se colocara la latilla (kg)

$d_{mol}$ : Espaciamiento entre canaletas de transporte (kg)

La canaleta sobre la cual va a ir el atado de latillas, es de plástico y va atornillada a la cadena



**Fig. 59 Canaleta de transporte**

De la canaleta de transporte el peso es la magnitud a tomar en cuenta. La canaleta tiene un peso 2 kg, debido a que van a estar 7 perfiles en el lado tenso de la cadena el peso total seria de 14 Kg.

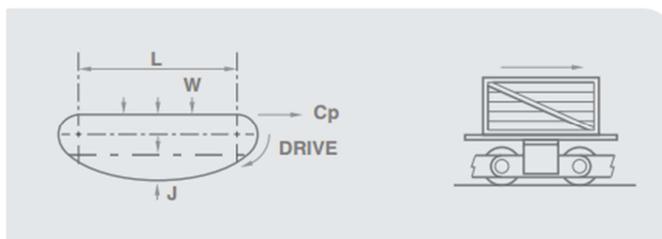
Con estos datos se calcula el peso total de la cadena y accesorios

$$W_C = n_H * w_{cad} + \frac{w_{mol}}{d_{mol}}$$

$$W_C = 2 * 9.80 \frac{lb}{pie} * \frac{1 pie}{0.305 m} * \frac{1 kg}{2.2 lb} + \frac{14 kg}{0.718 m}$$

$$W_C = 48,71 \frac{kg}{m}$$

Según el manual de diseño de cadenas transportadoras de Renold Sección 4, la tensión máxima para la cadena según nuestro diseño es:



**Fig. 60 Modelo de tensión de cadena**

Donde la tensión de prueba máxima viene representada por la siguiente expresión:

$$Cp = 9.81 \left[ 1.05 \left( \frac{C_{cad}^2 * Wc}{8 * J} + (Wc * J) \right) + (\mu_c * Wc * C_{cad}) + (\mu_c * W) \right] \quad \text{(Ec. 3.50.) (Renold, 2007)}$$

Dónde:

$Cp$ : Tensión máxima de la cadena (N)

$C_{cad}$ : Distancia entre centros de las catalinas (m)

$Wc$ : peso total de la cadena (kg/m)

$J$ : pandeo de la cadena (m)

$\mu_c$ : Coeficiente de fricción

$W$ : peso de la carga total (kg)

Para obtener el valor de  $\mu_c$  se tomara el valor recomendado para cadenas con lubricación ocasional que es un valor de 0.20

El pandeo de la cadena mientras menor sea, se va a tener un mejor diseño por lo que se pondría un valor de 10 cm

El peso total de la carga se tiene que la canaleta de transporte pesa 2kg, y el atado de bambú pesa 5 kg. Lo que daría una suma de 7 kg. Como es para 7 canaletas da un peso total de 49 kg. A este peso hay que añadir las otras canaletas de 2 kg, lo que da un peso total de 65 kg

Una vez obtenido estos valores se procede al cálculo de la máxima tensión en la cadena:

$$Cp = 9.81 \left[ 1.05 \left( \frac{(1.5)^2 * 48,71}{8 * 0.1} + (48,71 * 0.1) \right) + (0.2 * 48,71 * 1.5) + (0.2 * 65) \right]$$

$$Cp = 1732,2 \text{ N}$$

La tensión encontrada es teórica, falta encontrar la tensión de diseño propiamente dicha utilizando los factores de servicio, En las siguientes tablas se puede encontrar la tensión de diseño correcta:

$$Cp_{DISEÑO} = Cp * f1 * f2 * fu \quad \text{(Ec. 3.51.)}$$

Dónde:

$Cp_{DISEÑO}$ : Tensión en la cadena de diseño

$Cp$ : tensión teórica de la cadena

$f1$ : factor según la inclinación del transportador

$f2$ : función del transportador

$fu$ : factor de uso

Cuadro n°1 (Coeficiente de cálculo  $f1$  y  $f2$ )

Clasificación instalación	Menos de 15° de inclinación		Más de 15° de inclinación	
	$f1$	$f2$	$f1$	$f2$
a) Transportador elevador	1	1	1	0,5
b) Transportador arrastrador	2	1	1,2	0,5
c) Arrastrador	4	1	1,5	0,5

**Tabla. 45 Coeficiente  $f1$  y  $f2$  para cadenas**

**Fuente: Catalogo COTRANSA**

Cuadro N°2 (Coeficiente de utilización –  $fu$ )

Lubricación de la cadenas	Horas de funcionamiento		
	8 h / día	16 h / día	24 h / día
a) Engrase normal y mantenimiento regular	1	1,2	1,7
b) Engrase irregular y ambiente limpio	1,1	1,4	1,8
c) Falta de engrase y ambiente abrasivo	1,2	1,6	2

**Tabla. 46 Coeficiente  $fu$  para cadenas**

**Fuente: Catalogo COTRANSA**

Con estas tablas se encuentra la tensión de diseño:

$$Cp_{DISEÑO} = 1732,2 * 2 * 1 * 1.2$$

$$Cp_{DISEÑO} = 4157,26 \text{ N}$$

Aplicando un factor de seguridad de 5 se obtiene el esfuerzo último de la cadena:

$$E.\text{ultimo} = 4157,26 * 5 = 20786,3 \text{ N (4661,56 lb)}$$

Por lo tanto la cadena seleccionada es correcta. Se seleccionada una cadena N° 140 con  $1 \frac{3}{4}$  pulgadas de paso con una carga de rotura de 92000 lbs (410236 N), el número de dientes de la catalina  $N_h = 12$

Para poder determinar la longitud de la cadena. Debe ser divisible para el espaciamiento entre canaletas. Se establece la longitud de la cadena con la siguiente formula:

$$L_{cad} = N_h + 2 * \frac{C_{cad}}{p_{cad}} \quad \text{(Ec. 3.52.) (Villegas, 2008)}$$

Dónde:

$L_{cad}$ : Longitud de la cadena (pasos por cadena)

$N_h$ : numero de dientes de la catalina

$C_{cad}$ : Longitud entre centros (m)

p: paso de la cadena (m)

$$L_{cad} = 12 + 2 * \frac{1.5}{0.04445}$$

$$L_{cad} = 79.49 \text{ pasos /cadena (353.34 cm)}$$

Para que el diseño este correcto la longitud de la cadena en pasos deba ser un número par, por lo tanto se toma como 80 el número de pasos para la longitud de la cadena. Con este número se recalcula la distancia entre catalinas utilizando la siguiente formula:

$$C_{cad} = \frac{L_{cad} - N_h}{2}$$

Dónde:

$C_{cad}$ : Distancia entre catalinas (pasos)

$L_{cad}$ : Longitud de la cadena (80 pasos)

$N_h$ : numero de dientes de la catalina (12)

$$C_{cad} = \frac{80 - 12}{2}$$

$$C_{cad} = 34 \text{ pasos (149.2 cm)}$$

La longitud de la cadena es de 80 pasos (3556 cm) por lo tanto se puede colocar 12 canaletas para alimentar los atados de latillas separados una distancia de 296.3 mm

La catalina tiene 12 dientes, entonces se procede a encontrar el diámetro de paso con la siguiente ecuación

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N_h}\right)} \quad (\text{Ec. 3.53.})$$

$$D_p = \frac{1.75 \text{ plg}}{\text{sen}\left(\frac{180}{12}\right)}$$

$$D_p = 6.76 \text{ plg} (171.74 \text{ mm})$$

El diámetro exterior de la catalina se calcula mediante la siguiente expresión:

$$d_{ex} = p \left[ 0.6 + \cot\left(\frac{180}{N_h}\right) \right] \quad (\text{Ec. 3.54.})(\text{Correa, 2001})$$

Dónde:

$d_{ex}$ : Diámetro exterior de la catalina (mm)

$p$ : paso de la cadena (1.75 plg)

$\cot$ : función cotangente

$N_h$ : numero de dientes de la catalina (12)

$$d_{ex} = 44.45 \left[ 0.6 + \cot\left(\frac{180}{12}\right) \right]$$

$$d_{ex} = 192.56 \text{ mm}$$

Las catalinas son fabricadas normalmente con acero AISI 1045

En resumen el transportador de cadena tiene las siguientes especificaciones

<b>ESPECIFICACIONES DE CADENA Y CATALINA</b>	
Numero de cadena	140
Paso de la cadena	1.75 plg
Lubricación	Manual
Numero de hileras	2
Límite de rotura	92000 lbs.
Longitud de cadena	80 pasos
Distancia entre catalinas	34 pasos
Numero de dientes catalina	12
Diámetro de paso de catalina	171.74 mm
Diámetro exterior	192.56 mm
Material Catalina	AISI 1045

**Tabla 47 Especificaciones de cadena y catalina**

La catalina seleccionada se la observa en el anexo 12

### 3.8.3.4.3 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Para obtener la potencia del motor según la característica del proceso se usa la siguiente expresión:

$$P_{MC} = \frac{n_h * C_{p_{DISEÑO}} * V_{Tra}}{1000} \text{ (Ec. 3.55.) (Renold,2007)}$$

Dónde:

$P_{MC}$ : Potencia del motor (kW)

$n_h$ : numero de hileras de la cadena (2)

$C_{p_{DISEÑO}}$ : Tensión máxima de diseño (4157,26 N)

$V_{tra}$ : velocidad de la cadena (0.1767 m/s)

Reemplazando los datos se tiene una potencia de:

$$P_{MC} = \frac{2 * 4157,26 * 0.1767}{1000}$$

$$P_{MC} = 1,5 \text{ kW (2.01 HP)}$$

La potencia real del motor con la eficiencia y el factor de uso:

$$P_{motor\_tra} = \frac{2.01}{0.85 * 0.8}$$

$$P_{motor\_tra} = 2,96 \text{ HP}$$

Por lo tanto se selecciona un motor de 3 HP a 1200 rpm, estándar para motores. Las características se encuentran en el anexo 13

### 3.8.3.4.4 SELECCIÓN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Para esta aplicación se usa un motor de 3 hp y 1200 rpm. Se sabe que la sincronización se la va a realizar con los variadores se selecciona un reductor de igual o semejante relación de transmisión al reductor del mecanismo de inmersión por lo tanto:

 <b>REDUCTORES DE ENGRANAJES CILÍNDRICAS</b> REDUCTORES DE ENGRANAJES CILINDRICOS													
Datos técnicos [ IEC - 60 Hz - n <sub>1</sub> 1750 min <sup>-1</sup> ]					Datos técnicos								
P <sub>1</sub> [kW]	n <sub>2</sub> [min <sup>-1</sup> ]	M <sub>2</sub> [Nm]	sf	i		P <sub>1</sub> [kW]	n <sub>2</sub> [min <sup>-1</sup> ]	M <sub>2</sub> [Nm]	sf	i			
<b>2.2</b>						<b>3.0</b>							
90L4 (1750 min <sup>-1</sup> )	319	63	2.4	5.48	CMG032	100LA4 (1750 min <sup>-1</sup> )	177	156	3.3	9.9	CMG052		
	277	73	2.5	6.31		B5/B14		132	208	3		13.25	B5/B14
	221	91	2	7.93		B5/B14		108	255	2.9		16.2	B5/B14
	193	105	1.7	9.08		B5/B14		86.2	319	2.4		20.31	B5/B14
	160	126	1.4	10.93		B5/B14		72.9	378	2.4		24.02	B5/B14
	139	145	1.7	12.6		B5/B14		54.5	505	1.8		32.13	B5/B14
	132	153	1.6	13.3		B5/B14		37.8	728	1.2		46.31	B5/B14
	114	176	1.6	15.3		B5/B14		32.6	844	1.1		53.74	B5/B14
	96.1	210	1.3	18.21		B5/B14							
	91	222	1.3	19.24		B5/B14							
	82.7	244	1.1	21.15		B5/B14							
	70.0	288	1.0	24.99		B5/B14		27.1	992	0.9		64.48	CMG053
	193	105	2.7	9.08		CMG042	<b>3.7</b>						
	160	126	2.2	10.93	B5/B14		100LB4 (1750 min <sup>-1</sup> )	468	73	2.1	3.74	CMG032	
	139	145	2.4	12.60	B5/B14			389	87	1.7	4.5		B5/B14
	132	153	2.3	13.30	B5/B14			319	106	1.4	5.48		B5/B14
	114	176	2.4	15.30	B5/B14			277	122	1.5	6.31		B5/B14
	96.1	210	2.0	18.21	B5/B14			221	154	1.2	7.93		B5/B14
	91.0	222	1.9	19.24	B5/B14			193	176	1	9.08		B5/B14
	70.0	288	1.7	24.99	B5/B14			160	212	0.8	10.93		B5/B14
	57.2	352	1.4	30.57	B5/B14			139	244	1	12.6		B5/B14
	51.2	394	1.3	34.20	B5/B14			132	258	1	13.3		B5/B14
	45.3	445	1.1	38.63	B5/B14			114	297	0.9	15.3		B5/B14
	39.6	509	1.0	44.18	B5/B14			468	73	3.2	3.74		CMG042
	34.1	591	0.8	51.30	B5/B14			389	87	2.6	4.5		
	96.2	234	3.2	20.31	CMG052		319	106	2.2	5.48	B5/B14		
	72.9	277	3.3	24.02		B5/B14		277	122	2.1	6.31	B5/B14	
							221	154	1.7	7.93	B5/B14		

Tabla. 48 Selección reductor mecánico motor transportador

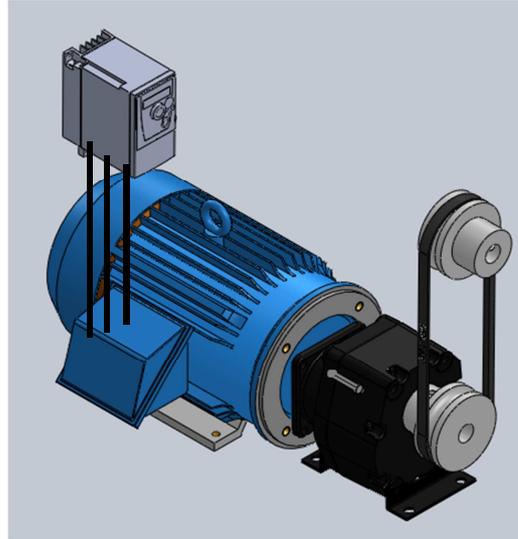
Potencia: 2,2 KW

Relación de reducción: 20,31

Factor de servicio: 2,6

Por lo tanto la serie del reductor de velocidad seria CMG 052,  $i=20,31$ ;  $P=2,2$  kW,  $FS=2,6$

Las características se encuentran en el anexo 14

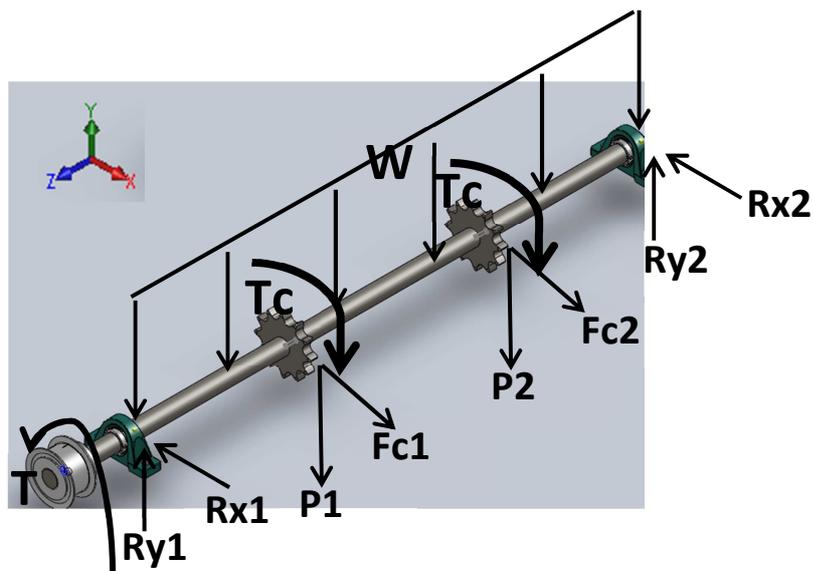


**Fig. 61 Sistema de reducción de velocidad  
(Sistema de inmersión y transporte)**

#### **3.8.3.4.5 DISEÑO DEL EJE MOTRIZ**

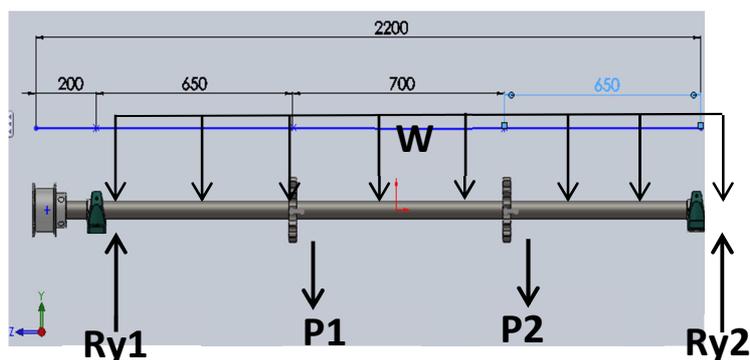
El objetivo del diseño del eje es encontrar el diámetro adecuado para que éste no falle por flexión o torsión

Para diseñar el eje se realiza un diagrama de cuerpo libre, donde se colocaran todas las fuerzas que se presentan en el eje, reacciones en las chumaceras y fuerzas en las catalinas



**Fig. 62 Fuerzas presentes en el eje motriz**

Análisis de fuerzas en el plano "YZ"



**Fig. 63 Análisis de fuerzas plano "YZ"**

Para calcular el peso distribuido a lo largo del eje se usa el valor de 100 kg (981 N), entonces se encuentra el peso por unidad de longitud

$$W_{eje} = \frac{P_{eje}}{2.0 m} \quad (\text{Ec. 3.56.})$$

$$W_{eje} = \frac{981 N}{2.0 m} = 490,5 N/m$$

Los valores de P1 y P2 representan los pesos de las catalinas cuyo valor es de 4 kg (39.24 N)

Aplicando sumatorias de fuerzas en el eje y:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{y1} - P_1 - P_2 + R_{y2} - W_{eje} * 2.2 = 0$$

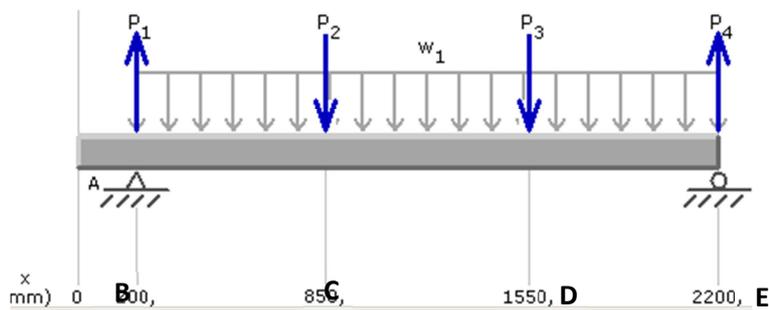
$$R_{y1} = R_{y2} \quad y \quad P_1 = P_2$$

$$2 * R_{y1} - 2 * P_1 = 490,5 * 2.0$$

$$R_{y1} = \frac{981 + 2 * 39.24}{2}$$

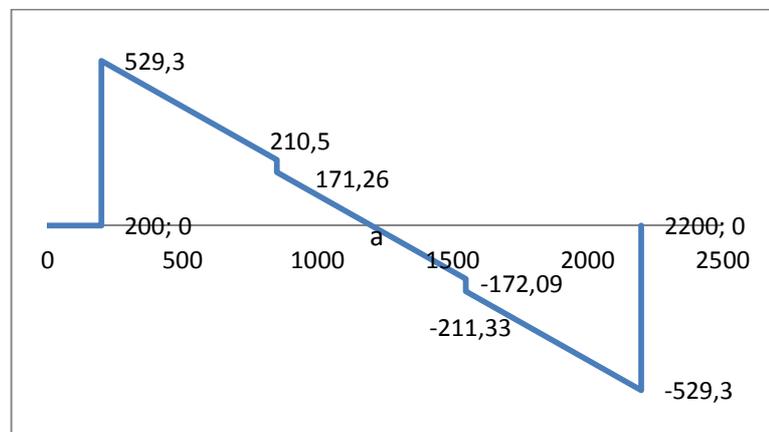
$$R_{y1} = R_{y2} = 529.29 \text{ N}$$

Fuerzas sobre el eje:



**Fig. 64 Distribución de fuerzas en el eje**

Se realiza el diagrama de fuerza cortante:



**Fig. 65 Diagrama de fuerza cortante**

Se encuentra el punto en el cual la fuerza cortante es cero:

$$V_a = V_B + A_q/B^a = 210,5 - (490,5)(a) = 0$$

$$a = 0,35$$

$$a' = 0,35 + 0,85 = 1,20 \text{ m}$$

Se calcula los momentos para encontrar el momento flector de mayor magnitud:

$$M_A = 0$$

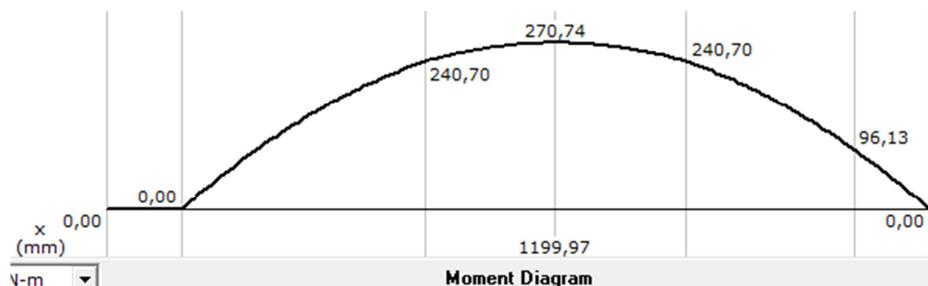
$$M_B = 0 + 0 = 0$$

$$M_C = M_B + A_V/B^C = 0 + \frac{529,3+210,5}{2} * 0,65 = 240,44 \text{ Nm}$$

$$M_a = M_C + (0,35*171,26)/2 = 240,44 + 29,97 = 270,41 \text{ Nm}$$

$$M_D = M_a + A_V/a^D = 270,41 - \frac{172,09}{2} * 0,35 = 240,29 \text{ Nm}$$

$$M_E = M_D + A_V/D^E = 240,29 - \frac{529,3+211,3}{2} * 0,65 = -0,03 \text{ Nm}$$



**Fig. 66 Diagrama de momento**

Mediante estos diagramas se determina que el mayor momento es de 270,74 Nm

Ahora se realiza el análisis de fuerzas en el plano "XZ". La fuerza representada por Fc es la tensión en la cadena cuyo valor es de 4157,26 N, se hace el mismo análisis que en el punto anterior por lo tanto los diagramas son:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{x1} - F_{C1} - F_{C2} + R_{x2} = 0$$

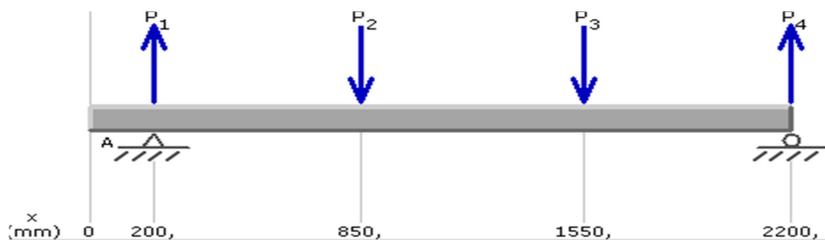
$$R_{x1} = R_{x2} \quad y \quad F_{C1} = F_{C2}$$

$$2 * R_{x1} - 2 * F_{C1} = 0$$

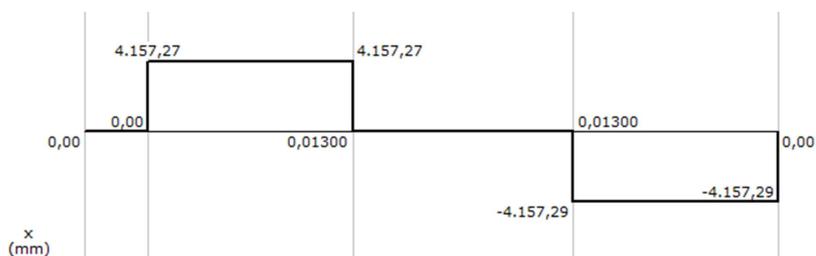
$$R_{x1} = F_{C1}$$

$$R_{x1} = R_{x2} = 4157,26 \text{ N}$$

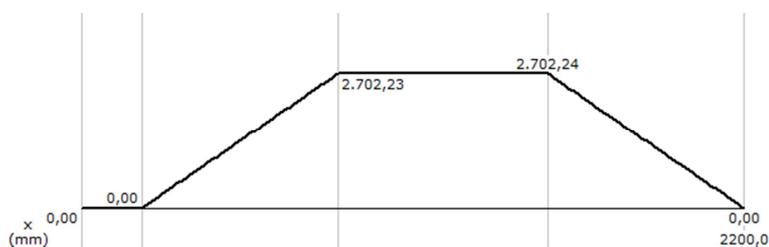
Se realiza los diagramas de esfuerzo cortante y momento para el plano "XZ"



**Fig. 67 Diagrama de cargas sobre el eje**



**Fig. 68 Diagrama de fuerza cortante**



**Fig. 69 Diagrama de momento**

El momento de mayor magnitud es de 2702.24 Nm

Ahora se determina el momento resultante:

$$M_R = \sqrt{2702,24^2 + 270,4^2}$$

$$M_R = 2715,74 \text{ Nm}$$

Para el diseño del eje van a existir 3 diámetros distintos

El primer diámetro del eje es el punto donde van las catalinas que es donde se encuentra mayor concentración de esfuerzos, después se va a calcular el diámetro donde van las chumaceras y finalmente el diámetro donde van los acoples

Mediante iteraciones de materiales y diámetros que se encuentran en el mercado nacional, se encuentra el diámetro apropiado

Variable	Material	AISI 1018	AISI 304	AISI 1045	UNIDADES
Momento	M	2715,74	2715,74	2715,74	Nm
Fluencia	Sy	310000000,00	310000000,00	530000000,00	Pa
Esfuerzo Ultimo	Sut	500000000,00	620000000,00	630000000,00	Pa
F.S.	N	2,00	2,00	2,00	
Limite resistencia	$S_{el}$	250000000,00	310000000,00	315000000,00	Pa
Gradiente de tensión	$C_s$	0,85	0,85	0,85	
Factor de confiabilidad	$C_R$	0,81	0,81	0,81	
Esfuerzo de diseño	$S'_{el}$	172125000,00	213435000,00	216877500,00	Pa
Factor de concentración	$K_t$	2,50	2,50	2,50	
Tensión diseño	$C_{PDISEÑO}$	4157,39	4157,39	4157,39	N
paso diametral	PD	0,17	0,17	0,17	m
Torque catalina	$T_C$	357,00	357,00	357,00	Nm
Torque total	T	714	714	714	Nm
Diámetro	$D_{eje\_tra\_cat}$	0,971	0,0866	0,0866	m
Diámetro (mm)	$D_{eje\_tra\_cat}$	93,00	86,6	86,1	mm

**Tabla. 49** Calculo de diámetros para el eje motriz para distintos aceros

Se selecciona un eje de 3 ¾ " (95,25 mm)

Ahora se calcula el diámetro donde van a ir apoyadas las chumaceras. Para esto se encuentra el momento máximo en ese punto. De los diagramas de momentos máximos se saca el momento para esa sección:

$$M_{R\_Ch} = 221.14 \text{ Nm}$$

$$D_{eje\_tra\_coj} = \left[ \frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[ \frac{2.5 * 221.14}{151470000} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{714}{235000000} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

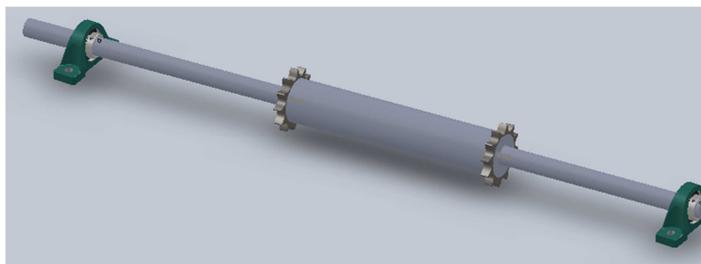
$$D_{eje\_tra\_ch} = 0.0451m$$

$$D_{eje\_tra\_ch} = 45,1 \text{ mm}$$

Variable	Material	AISI 1018	AISI 304	AISI 1045	UNIDADES
Momento	M	221,14	221,14	221,14	Nm
Fluencia	Sy	310000000,00	310000000,00	530000000,00	Pa
Esfuerzo Ultimo	Sut	500000000,00	620000000,00	630000000,00	Pa
F.S.	N	2,00	2,00	2,00	
Limite resistencia	$S_{eT}$	250000000,00	310000000,00	315000000,00	Pa
Gradiente de tensión	$C_S$	0,85	0,85	0,85	
Factor de confiabilidad	$C_R$	0,81	0,81	0,81	
Esfuerzo de diseño	$S'_{eT}$	172125000,00	213435000,00	216877500,00	Pa
Factor de concentración	$K_t$	2,50	2,50	2,50	
Tensión diseño	$C_{PDISEÑO}$	4157,39	4157,39	4157,39	N
paso diametral	PD	0,17	0,17	0,17	m
Torque catalina	$T_C$	357,00	357,00	357,00	Nm
Torque total	T	713,99	713,99	713,99	Nm
Diámetro	$D_{eje\_tra\_cat}$	0,04	0,04	0,04	m
Diámetro (mm)	$D_{eje\_tra\_cat}$	<b>42,55</b>	<b>40,5</b>	<b>38,5</b>	mm

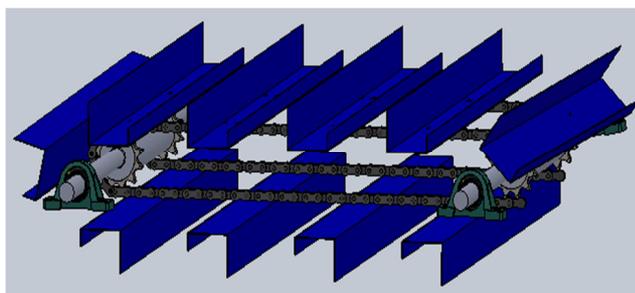
Tabla: 50 Calculo diámetro para los cojinetes

Por lo tanto hay que reducir el eje 3  $\frac{3}{4}$  "hasta 1  $\frac{3}{4}$ " estándar en el mercado nacional



**Fig. 70 Eje motriz transportador de cadena**

Se colocó dos hileras de cadena con la finalidad de que una cadena se mueva sobre su respectiva catalina y sobre la otra cadena va unido mediante un pasador a las canaletas de transporte



**Fig. 71 Ensamblaje eje, catalina, cadena, canaleta de transporte**

#### **3.8.3.4.6 CALCULO DE LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA**

La transmisión de potencia se lo va a realizar mediante poleas y bandas. Debido a que solo es transmisión de potencia y no reducción se van a utilizar poleas de iguales dimensiones

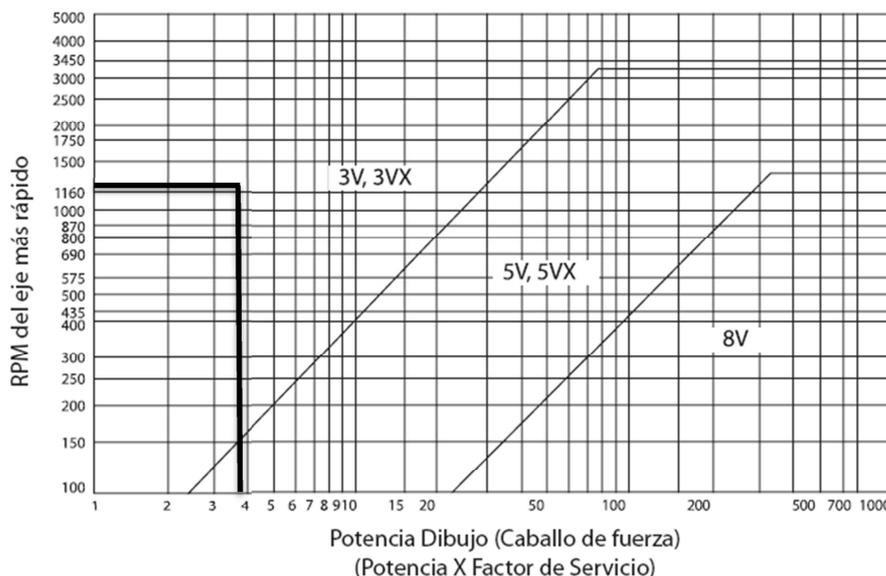
Se calcula la potencia de diseño, para eso se usa el anexo 15

El factor de servicio para la aplicación es de 1.3, Así la potencia de diseño es de:

$$P_{dis} = 1.3 * (3 \text{ HP}) = 3,9 \text{ HP}$$

La sección de la banda es seleccionada a partir de la figura:

Para un motor de velocidad de 1200 rpm y una potencia de diseño de 3,9 HP



**Fig. 72 Selección para bandas en V industriales de sección estrecha**

**Fuente: Maska\_Catalogo\_S**

La sección recomendada para utilizar corresponde a la banda de sección 3V

Debido a que solo va a existir transmisión de potencia y no reducción, el tamaño de las poleas son iguales

Por lo tanto la relación de transmisión es de uno

Los diámetros de las poleas son de 75 mm de diámetro primitivo seleccionados del anexo 16

La distancia entre ejes es:

$$E_{ejes} \geq \frac{(R+1) \cdot D_{polea}}{2} + D_{polea} \quad (\text{Ec. 3.57.})$$

Donde R es la relación de transmisión por lo tanto la distancia entre ejes sería de:

$$E_{ejes} \geq 150 \text{ mm}$$

Para evitar que las canaletas de transporte colisionen con el motor la distancia entre ejes es de 440 mm

$$C_{ejes} = 440 \text{ mm}$$

La longitud de la banda:

$$L_B = 2C_{ejes} + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C_{ejes}} \quad (\text{Ec. 3.58.})$$

$$L_B = 2(440) + 1,57(75 + 75)$$

$$L_B = 1115,5 \text{ mm}$$

Se selecciona una longitud estándar de banda anexo 17

Para la aplicación la longitud de banda que más se aproxima es de 45'' (1143 mm). Con este valor se recalcula la distancia entre ejes de las poleas:

$$C_{ejes} = \left(\frac{1}{2}\right)(L_B - 1,57(D_2 + D_1))$$

$$C_{ejes} = \left(\frac{1}{2}\right)(1143 - 1,57(75 + 75))$$

$$C_{ejes} = 453,75 \text{ mm}$$

El ángulo de contacto es de 180° debido a que la relación de transmisión es 1

El factor de corrección del ángulo de la envolvente se lo puede obtener del anexo 18

Y el factor de corrección para la longitud de la banda se lo obtiene del anexo 19

Para la potencia corregida por banda es seleccionada del anexo 20 que es de 1,75 HP

$$\text{Potencia corregida} = C_\theta C_L P \quad (\text{Ec. 3.59.})$$

$$\text{Potencia corregida} = (1)(0,84)(1,75 \text{ HP})$$

$$\text{Potencia corregida} = 1,47 \text{ HP}$$

$$\text{Numero de bandas: } 3,9/1,47 = 2,65 \text{ (Utilice 3 bandas)}$$

*Resultado final:*

Tipo de correa: trapecoide 3V

Nº de correa: 45''

Nº de correas: 3 correas

Diámetros poleas: 75mm

Distancia entre centros: 454 mm

Longitud de la banda: 1143 mm

Las bandas se las observa en el anexo 21

### 3.8.3.4.7 SELECCIÓN DE LA CHUMACERA

Para seleccionar la chumacera primeramente se debe seleccionar el tipo de rodamiento que se va a utilizar. Para aplicaciones de transportadores y además de velocidades bajas se recomienda usar rodamientos de rodillos cilíndricos



**Fig. 73 Rodamientos de rodillos cilíndricos**

**Fuente: Catalogo C-FAG**

Una vez seleccionado el tipo de rodamiento, se calcula la capacidad de carga, por lo que las reacciones en los apoyos son:

$$R_{x1} = 4157,39 \text{ N}$$

$$R_{y1} = 592.29 \text{ N}$$

$$R_{ch} = \sqrt{4157,39^2 + 529.29^2}$$

$$R_{ch} = 4190,95 \text{ N}$$

El rodamiento va a soportar cargas radiales, por lo que la carga dinámica equivalente es:

$$P_{d_e} = R_{ch} = 4190,95 \text{ N}$$

Con este valor se calcula la capacidad de carga:

$$C_c = \left( \frac{60 * \omega_{eje} * L_{10h}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * P_{d_e} \quad \text{(Ec. 3.60.)}$$

Dónde:

$C_c$ : Capacidad de carga dinámica

$\omega_{eje}$ : Velocidad angular del rodamiento

$L_{10h}$ : Duración nominal en horas de servicio

$p$ : exponente de vida (10/3)

$P_{d_e}$ : Carga dinámica equivalente

Para calcular la velocidad angular se usa la siguiente ecuación:

$$\omega_{eje} = \frac{V_{Tra} * 60}{D_p * \pi} \quad \text{(Ec. 3.61.)}$$

Dónde:

$\omega_{eje}$ : Velocidad angular del eje

$V_{Tra}$ : Velocidad de la cadena (0.1767 m/s)

$D_p$ : Paso diametral (0.17174 m)

$$\omega_{eje} = \frac{0.1764 * 60}{0.17174 * \pi}$$

$$\omega_{eje} = 19.62 \text{ rpm}$$

Para obtener el valor correspondiente a la vida o duración nominal en horas de servicio se usa la siguiente tabla:

▼ Valores  $f_L$  para rodamientos de rodillos

$$f_L = \sqrt[10]{\frac{L_h}{500 f_L}}$$

$L_h$ h	$f_L$								
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75

**Tabla. 51 Vida  $L_h$  para rodamiento de rodillos**

El factor de velocidad  $f_L$  depende de la aplicación. Este valor se lo obtiene de la siguiente tabla:

Lugar de aplicación	Valor $f_L$ que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
<b>Máquinas para trabajar la madera</b>		
Husillos de tupis y ejes portacuchillas	3 ... 4	Fuerzas de corte y de accionamiento; velocidad nominal
Rodamiento principal de sierras de bastidor	3,5 ... 4	Fuerzas máxicas; velocidad nominal
Rodamiento de la biela de sierras de bastidor	2,5 ... 3	Fuerzas máxicas; velocidad nominal
Sierras circulares	2 ... 3	Fuerza de corte y accionamiento; velocidad nominal
<b>Transmisiones de maquinaria en general</b>		
Transmisiones universales	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Motoreductores	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Grandes transmisiones estacionarias	3 ... 4,5	Potencia nominal; velocidad nominal

**Tabla. 52 Valores de orientación para  $f_L$  y valores usuales de cálculo**

Por lo tanto se escoge un valor de 3 para  $f_L$ . Con este valor se selecciona el valor de vida útil

Da un valor de 20000 horas

Con estos datos se procede a sacar la capacidad de carga dinámica y seleccionar el rodamiento adecuado

$$C_c = \left( \frac{60 * \omega_{eje} * L_{10h}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * P_{d_e}$$

$$C_c = \left( \frac{60 * 19.62 * 20000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} * 4190,95$$

$$C_c = 10811,3 N$$

Con este valor y el diámetro del eje se selecciona el rodamiento del catálogo KDF

Se selecciona el rodamiento UC 210 con diámetro de 50 mm

Finalmente se selecciona la cajera con los datos obtenidos



**Fig. 74 Soportes para rodamientos**

Del anexo 22 se selecciona el soporte UCP 210-P210

### 3.8.3.4.8 DISEÑO DEL BASTIDOR

Se debe encontrar la carga que va a soportar la estructura:

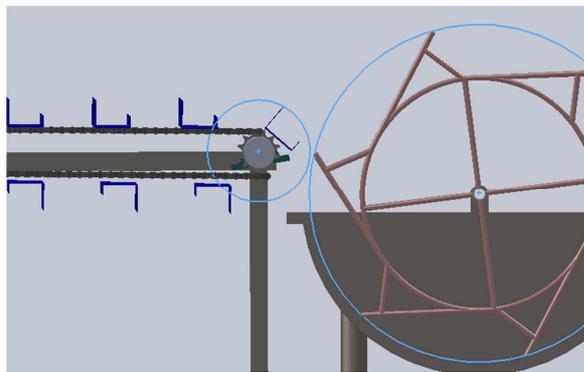
- Peso canaletas de transporte: 14 x 2Kg = 28Kg
- Peso de las cadenas: 4 x 9.8 lb/pie x (1/2.2) x (1/0.305) x 3.556 m = 207.7 kg
- Peso eje: 2 x 13 kg = 26 kg
- Peso catalina: 4 x 1.4 kg = 5.6 kg
- Peso motor y accesorios: 81 Kg
- Peso aproximado de los travesaños: 25 Kg
- Peso atados: 20 Kg

- Por lo tanto el peso total que debe soportar el bastidor es de 392.6 kg (3851.41 N). Se aumenta un 10% por seguridad siendo el peso a soportar 4236.55 N

Se van a colocar 4 columnas, por lo tanto cada columna va soportar una carga de 1059.15 N

Para encontrar la longitud de las columnas el sistema de alimentación no debe colisionar con el sistema de impregnación

La siguiente imagen ayuda a encontrar el punto exacto para evitar que ambos sistemas colisionen



**Fig. 75 Colocación correcta para evitar colisión**

Por lo tanto la longitud de la columna sería de 1395 mm

Como se analizó en el punto 3.6 *Diseño de los soportes de la tina*, el análisis sería el mismo obteniendo los siguientes resultados:

Variable	Material	ASTM A 500	ASTM A 500	ASTM A 500	UNIDADES
Esfuerzo de fluencia	$S_y$	228000000	228000000	228000000	Pa
Módulo de elasticidad	E	2E+11	2E+11	2E+11	Pa
Tipo de perfil		Tubo cuadrado	Tubo cuadrado	Tubo cuadrado	
Peso a soportar	$P_T$	4236,55	4236,55	4236,55	N
Peso por columna	$P_C$	1059,14	1059,14	1059,14	N
Empotramiento K	K	2,10	2,10	2,10	
Longitud real	$L_r$	1395,00	1395,00	1395,00	mm
Longitud efectiva	$L_e$	2929,50	2929,50	2929,50	mm
Dimensión exterior	$D_e$	75,00	75,00	75,00	mm
Dimensión interior	$D_i$	67,00	71,00	69,00	mm
Área	A	10,95	5,74	8,41	cm <sup>2</sup>
Área	A	0,001095	0,000574	0,000841	m <sup>2</sup>
Radio de giro	$r_{min}$	29,03159199	29,81330799	25,47793163	mm
Razón de delgadez		100,91	98,26	114,98	
Constante de columna	$C_c$	131,59	131,59	131,59	
Tipo de columna		COLUMNA CORTA	COLUMNA CORTA	COLUMNA CORTA	
Formula a usar		J B JHONSON	J B JHONSON	J B JHONSON	
Carga critica	$P_{cr}$	176252,6777	94383,28869	118544,0313	N
Carga permisible	$P_a$	58750,89258	23595,82217	29636,00783	N
F.S.		13,86762639	5,569584254	6,995316432	

Tabla. 53 Resultados análisis para el diseño del bastidor

El tubo estructural seleccionado es:

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm2	cm4	cm3	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92

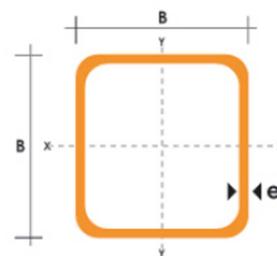
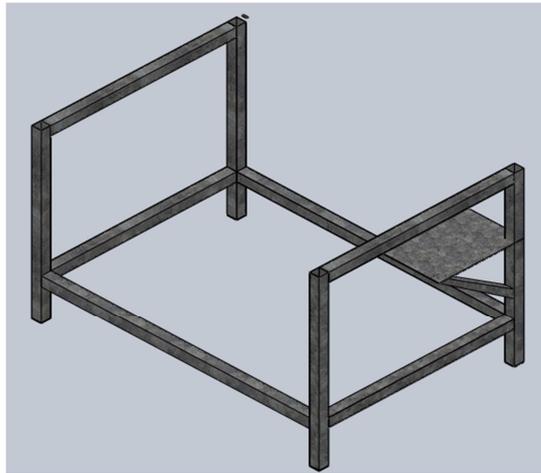


Fig. 76 Catalogo tubo estructural cuadrado

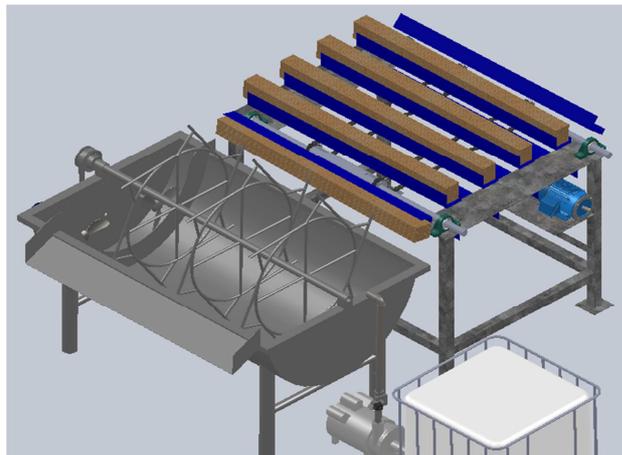
Fuente: DIPAC

Sobre las columnas se van a colocar tubo para anclar las chumaceras, dado que no se generan esfuerzos no se analiza el elemento



**Fig. 77 Estructura transportador de cadena**

En la siguiente figura se observa la planta con el sistema de alimentación e inmersión



**Fig. 78 Ensamblaje sistema de inmersión y alimentación**

### **3.9 DISEÑO DEL SISTEMA PARA ESCURRIR LA LATILLA**

En la empresa el método que se utiliza para escurrir la latilla impregnada con resina es dejar la latilla inclinada y apoyada sobre la pared por un tiempo de 30 minutos

La latilla se la ubica sobre un recipiente donde se almacena el excedente de resina

### 3.9.1 PROPUESTA PARA ESCURRIR EL EXCESO DE RESINA

La propuesta de diseño para escurrir se lo planteo mediante una mesa vibratoria

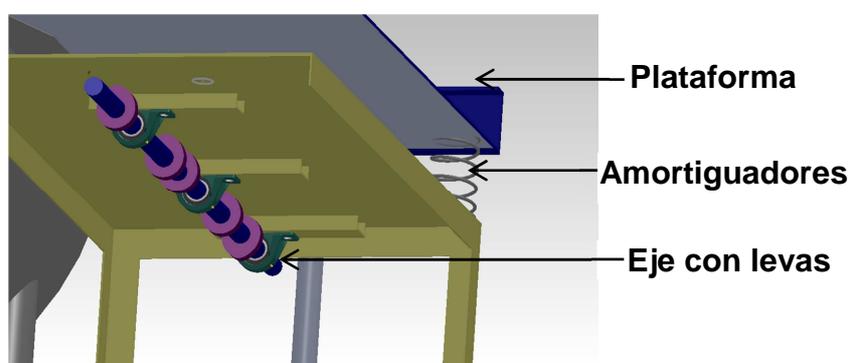
Después de ser impregnada con resina y expulsada por el volante de inmersión cae a la mesa vibratoria donde mediante vibraciones mecánicas hará que el atado de latillas se escurra debido al movimiento que se genera

El sistema planteado se compone de las siguientes partes:

- Motor
- Eje con levas
- Bastidor
- Plataforma vibrante
- Amortiguadores

El sistema de vibración consiste mediante el giro del eje con levas mismas que golpearían una placa denominada de impacto que transmite el movimiento a una plataforma sobre la cual se encuentra los atados de latillas impregnados con resina

El esquema general del funcionamiento del sistema de vibración se puede observar en el siguiente esquema



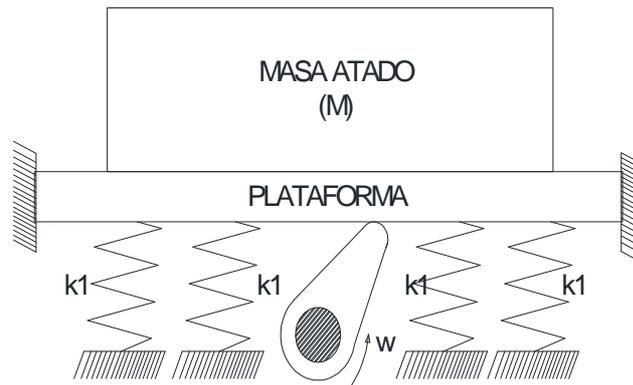
**Fig. 79 Mesa vibratoria partes**

El sistema generara vibraciones en sentido vertical y horizontal con lo que se lograría que los atados despidan el excedente de resina y con la resina

sobranter poder hacer un sistema de recirculación para que retorne a la tina de inmersión

### 3.9.2 MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA DE VIBRACIONES

En el siguiente diagrama se puede ver el sistema de vibraciones



**Fig. 80 Modelo matemático sistema de vibraciones**

Dónde:

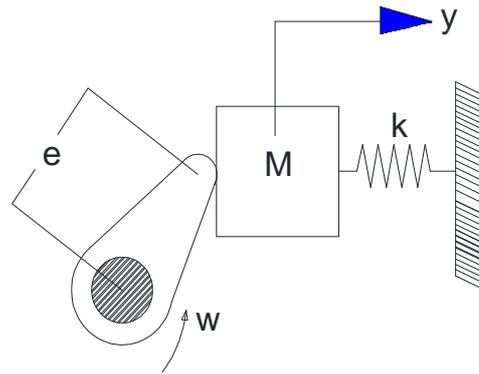
M: Masa del sistema

k: elasticidad del sistema

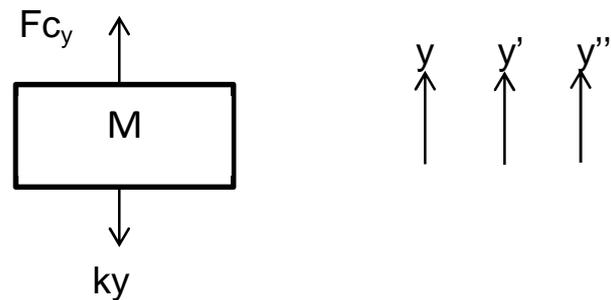
w: velocidad angular de la leva

#### 3.9.2.1 ANALISIS DE LA FUERZA VIBRATORIA VERTICAL

Primero se realiza un diagrama de cuerpo libre, asumiendo que no existe movimiento lateral



**Fig. 81 Diagrama de cuerpo libre, movimiento vertical**



**Fig. 82 Fuerzas presentes en el sistema**

Aplicando la segunda ley de Newton se obtiene la ecuación del movimiento:

$$\sum F_y = Ma \quad \text{(Ec. 3.63.)}$$

$$F_{cy} - ky = M\ddot{y} \quad \text{(Ec. 3.64.)}$$

$$M\ddot{y} + ky = F_{cy} \quad \text{(Ec. 3.65.)}$$

La frecuencia natural es:

$$w_n^2 = \frac{k}{M} \quad \text{(Ec. 3.66.)}$$

Sustituyendo la frecuencia natural del sistema queda:

$$\ddot{y} + w_n^2 y = F_{cy}/M \quad \text{(Ec. 3.67.)}$$

La expresión general de la fuerza armónica es:

$$F_{ar} = F_{cy} \text{sen}(\omega) \quad \text{(Ec. 3.68.)}$$

La amplitud de la fuerza generada por la leva es:

$$F_{cy} = ke + Pr \quad (\text{Ec. 3.69.})$$

En donde  $e$  es el brazo de excentricidad de la leva y  $Pr$  es la fuerza que se genera por acción del peso propio de la plataforma vibrante, esta fuerza se denomina *Precarga*

Sustituyendo queda:

$$\ddot{y} + \omega^2 y = \frac{ke+Pr}{M} * \text{sen}(wt) \quad (\text{Ec. 3.70.})$$

La solución a la ecuación diferencial es:

$$Y = A \cos w_n t + B \text{sen} w_n t + \frac{ke+Pr}{M} * \frac{\text{sen}(wt)}{w_n^2 - w^2} \quad (\text{Ec. 3.71.})$$

Dónde:

$Y$ : amplitud de la vibración

$w_n$ : Frecuencia natural del sistema

$w$ : frecuencia forzada del sistema correspondiente a la velocidad angular

$M$ : masa del sistema

$e$  : distancia de excentricidad

Observando la solución del sistema, la amplitud es la suma de dos tipos de vibraciones las vibraciones libres representadas en los dos primeros términos y las vibraciones forzadas representadas en el tercer término. Debido a la presencia de los amortiguadores las vibraciones libres desaparecen quedando las vibraciones forzadas. La ecuación del movimiento se reduce a:

$$Y = \frac{ke+Pr}{M} * \frac{\text{sen}(wt)}{w_n^2 - w^2} \quad (\text{Ec. 3.72.})$$

Dónde:

$Y$ : amplitud de la vibración

$M$ : masa del sistema

$e$  : distancia de excentricidad

Con esta expresión se puede controlar los valores para obtener una amplitud vertical adecuada

### 3.9.3 CALCULO PARA EL DISEÑO DE LA EXCENTRICIDAD

Lo que se necesita encontrar es la longitud de la excentricidad de la leva por lo tanto a la ecuación se la divide para la frecuencia natural del sistema ( $w_n^2$ ), entonces queda la siguiente expresión:

$$Y = \frac{ke + Pr}{M} * \frac{\text{sen}(wt)}{w_n^2 - w^2}$$

$$Y = \frac{ke + Pr}{M * w_n^2} * \frac{\text{sen}(wt)}{\frac{w_n^2 - w^2}{w_n^2}}$$

(Ec. 3.73.)(Martínez, 2011)

$$Y = \frac{ke+Pr}{M*w_n^2} * \frac{\text{sen}(wt)}{1-r_f^2}$$

Dónde:

Y: amplitud de la vibración (cm)

r: relación de frecuencias  $w/w_n$

$M_{\text{sist}}$ : masa del sistema (kg)

$e$  : distancia de excentricidad (cm)

NOTA: $\text{sen}(wt) = \pm 1$ ; valor máximo cuando  $wt = 90^\circ$  y  $270^\circ$

Como se tiene que hallar el brazo de excentricidad:

$$e = \frac{1}{k} * \left[ \frac{Y(M * w_n^2)(1 - r_f^2)}{\text{sen}(wt)} - Pr \right] \quad (\text{Ec. 3.74.})$$

#### 3.9.3.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA EL CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE LA EXCENTRICIDAD

Motor de velocidad angular transmitida al eje de 1200 rpm

$$\omega = 1200 \text{ rpm} = 125,66 \text{ rad/s}$$

En la ecuación de análisis de movimiento vibratorio vertical se toma como constante los valores de  $M_{\text{sist}}$ ,  $e$  y  $\text{sen}(\omega t)$ . Entonces queda la siguiente expresión

$$Y = \frac{1}{1 - r_f^2} * \frac{1}{\omega_n^2}$$

Es aconsejable no seleccionar valores de  $r$  cercanos a 1, mientras más alejados es mejor. Entonces se selecciona un valor de  $r = 3$

La frecuencia natural del sistema es

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M_{\text{sist}}}}$$

Despejando y reemplazando se tiene que:

$$k = M_{\text{sist}} * \omega_n^2 \quad \text{(Ec. 3.75.)}$$

$$k = \frac{M_{\text{sist}} * \omega^2}{3^2} * \frac{1}{981}$$

$M_{\text{sist}}$ : masa del sistema (120 kg)

$\omega$ : frecuencia forzada del sistema correspondiente a la velocidad angular (125,66 rad/s)

$k$ : constante elástica (kgf/cm)

$$k = 214.63 \text{ kgf/cm}$$

Con este valor se calcula la deflexión estática debido al peso de la maquina:

**(Ec. 3.76.)**

$$\delta = \frac{M_{\text{sist}}}{k}$$

Dónde:

$\delta$  : Deflexión estática

Remplazando los valores se tiene que:

$$\delta = 0.56 \text{ cm}$$

La amplitud máxima sería de 0.9 cm debido a que la deflexión por cuestiones del peso de la plataforma debe ser mayor al desplazamiento producido por el golpe de leva tanto para compresión como expansión. Entonces:

$$Y = Y_{\text{positiva}} + Y_{\text{negativa}}$$

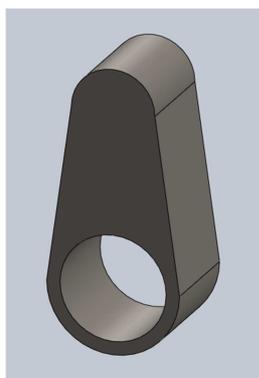
$$Y_{\text{positiva}} = Y_{\text{negativa}} = 0.45 \text{ cm}$$

Con estos valores se reemplaza en la ecuación para obtener:

$$e = \frac{1}{214,63} * \left[ \frac{0.45 * (120 * 1,79)(1 - 3^2)}{\text{sen}(270)} - 120 \right]$$

$$e = 3,02 \text{ cm}$$

Se va a utilizar un total de 3 levas, con espesor de 3 cm y una excentricidad de 4 cm



**Fig. 83 Leva**

### 3.9.4 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

La fórmula del torque producido por el golpe de la leva es:

$$\tau_m = P_{to} * e \text{ sen}(wt) \quad \text{(Ec. 3.77.)}$$

Dónde:

$\tau_m$  : Torque producido por la leva

$P_{to}$ : Peso que se necesita vencer

$e * \text{sen}(wt)$ : Brazo de momento

Se tiene:

$$P_{to} = 120 \text{ kg}$$

Debido a que se va a usar 3 levas cada una debe generar una fuerza de:

$$F_{cy_U} = 40 \text{ Kg}$$

$$\tau_m = 160 \text{ Kg*cm}$$

Para encontrar la potencia se usa la formula

$$P_{MV} = \tau_m * w$$

$$P_{MV} = \frac{160 \text{ kg} * \text{cm} * 125,66 \text{ rad/s}}{100 \text{ cm/m}}$$

$$P_{MV} = 201,06 \text{ Kg} * \text{m/s}$$

La equivalencia en hp es:

$$1HP = 76 \frac{\text{kg m}}{\text{s}}$$

Por lo tanto la potencia del motor en HP es:

$$P_{MV} = 201,06 \text{ Kg} * \frac{\text{m}}{\text{s}} * \frac{1 \text{ HP}}{76 \frac{\text{kg m}}{\text{s}}}$$

$$\mathbf{P_{MV} = 2,6 \text{ HP}}$$

Para calcular la potencia real del motor se divide por su eficiencia:

$$P_{RMV} = \frac{2,6 \text{ HP}}{0.65} = 4 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor de 4 HP y 1200 rpm. Las características se las observa en el anexo 23

### 3.9.4.1 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Se realiza el mismo análisis efectuado en el punto 3.8.3.4.6 *Cálculo de transmisión de potencia para el transportador de cadena*, obteniendo los siguientes resultados:

*Resultado final:*

Tipo de correa: trapezoide 3V

Nº de correa: 53"

Nº de correas: 2 correas

Diámetros poleas: 140 mm

Distancia entre centros: 485 mm

Longitud de correa: 1410 mm

Debido a que no se utiliza ningún tipo de reductor de velocidad para el motor, se facilita el cálculo para encontrar la velocidad y fuerzas generadas en la banda:

*Velocidad tangencial:*

$$V_{tan} = \frac{D_{polea} * N}{19100} \quad \text{(Ec. 3.78.)}$$

Dónde:

$V_{tan}$ : Velocidad tangencial (m/s)

$D_{polea}$ : Diámetro de la polea (140 mm)

$N$ : Revoluciones por minuto (1200 rpm)

$$V_{tan} = \frac{140 \text{ mm} * 1200 \text{ rpm}}{19100}$$

$$V_{tan} = 8,8 \text{ m/s}$$

Se encuentra las fuerzas que se generan en la banda para poder diseñar el eje

La diferencia de fuerzas entre el lado flojo y el lado tenso de la polea viene dado por la expresión:

$$P_{dis} = (F_1 - F_2) * V_{tan} \quad \text{(Ec. 3.79.)}$$

Dónde:

$P_{dis}$ : Potencia de diseño (5,2 HP)

$F_1 - F_2$ : Diferencia entre el lado flojo y el lado tenso de la banda

$V_{tan}$ : Velocidad tangencial (8,8 m/s)

$$F_1 - F_2 = 440,8 \text{ N}$$

La relación existente entre las dos fuerzas viene dado por la expresión:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu * \theta} \quad \text{(Ec. 3.80.)(Soriano, 2007)}$$

Dónde:

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre la banda y la polea (0,342 generalmente)

$\theta$ : Ángulo de contacto de la polea y la banda ( $\pi$  rad)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0,3 * \pi)}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,928$$

$$2,928F_2 - F_2 = 440,8 \text{ N}$$

$$F_2 = 228,59 \text{ N}$$

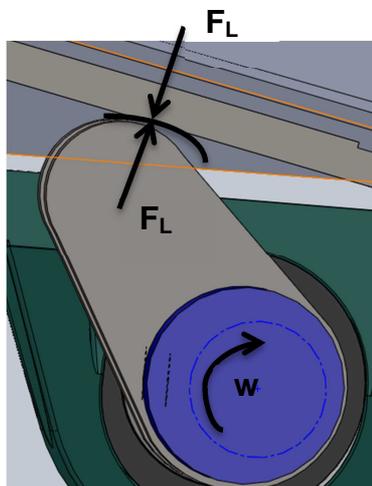
$$F_1 = 669,77 \text{ N}$$

Por lo tanto el eje soporta una fuerza de:

$$F_1 + F_2 = 898,36 \text{ N}$$

### 3.9.4.2 DISEÑO DE LA LEVA Y PLACA DE IMPACTO

Para poder encontrar el esfuerzo generado tanto en la leva como en la placa donde se produce el impacto es necesario conocer el área de contacto



**Fig. 84 DCL Leva-placa de impacto**

Según la referencia (Doctor Carlos H. Acevedo Peñaloza) el área de contacto se la define por:

$$a_c = \sqrt{\frac{4 * F_L}{\pi * l_L} * \frac{\frac{(1-v_1^2)}{E_1} + \frac{(1-v_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}} \quad \text{(Ec. 3.81.) (Acevedo, 2005)}$$

Dónde:

$a_c$ : Área de contacto (m)

$F_L$ : Fuerza generada por la leva (N)

$l_L$ : Longitud de contacto (m)

$v_1$  y  $v_2$  : Relaciones de Poisson de cada material

$E_1$  y  $E_2$ : Módulos de elasticidad de cada material

$R_1$  y  $R_2$ : radio de curvatura de cada material

El esfuerzo máximo es:

$$\sigma_{Max} = \frac{2*F_L}{\pi*a_c*l_L} \quad \text{(Ec. 3.82.) (Acevedo, 2005)}$$

Dónde:

$\sigma_{Max}$ : Esfuerzo máximo (Pa)

$a_c$ : Área de contacto (m)

$F_L$ : Fuerza generada por la leva (N)

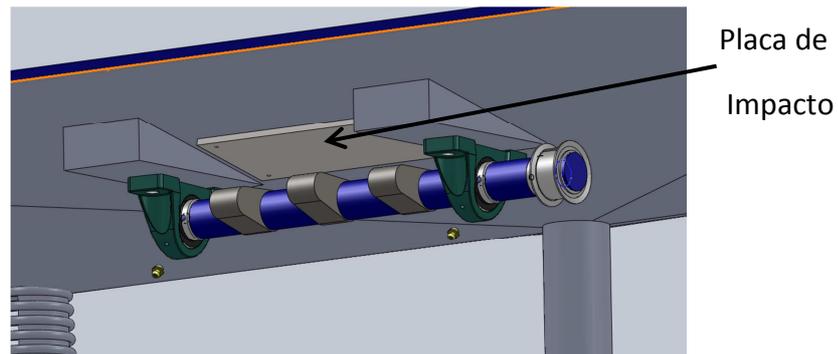
$l_L$ : Longitud de contacto (m)

Mediante iteraciones de materiales tanto para la placa de impacto como para la leva se encuentra la mejor alternativa de diseño

Variable	Material	Leva	Placa de impacto	Leva	Placa de impacto	UNIDADES
		<b>AISI 8620</b>	<b>ASTM A 588</b>	<b>AISI 4340</b>	<b>ASTM A 36</b>	
Esfuerzo de fluencia	$S_y$	637	345	687	250	<b>MPa</b>
Módulo de elasticidad	$E$	2,07	2	2,1	2	<b>GPa</b>
Relación de Poisson	$\nu$	0,27	0,3	0,3	0,28	
Fuerza leva	N	209,58	209,58	209,58	209,58	N
Longitud de contacto	$l_L$	0,03	0,03	0,03	0,03	m
Radio de curvatura	$R_c$	0,01322	0	0,01322	0,00	m
Superficie de contacto	$a_c$	0,0325	0,0325	0,0324	0,0324	mm
Esfuerzo máximo	Le	136	214	137	215	MPa
F.S.		4,67	1,61	5,01	1,16	

**Tabla. 54 Selección material leva y placa de impacto**

Por lo tanto se escoge un acero AISI 4340 para la leva y un acero ASTM A 588 para la placa de impacto. Las propiedades el acero se observa en el anexo 24



**Fig. 3.80 Placa de impacto**

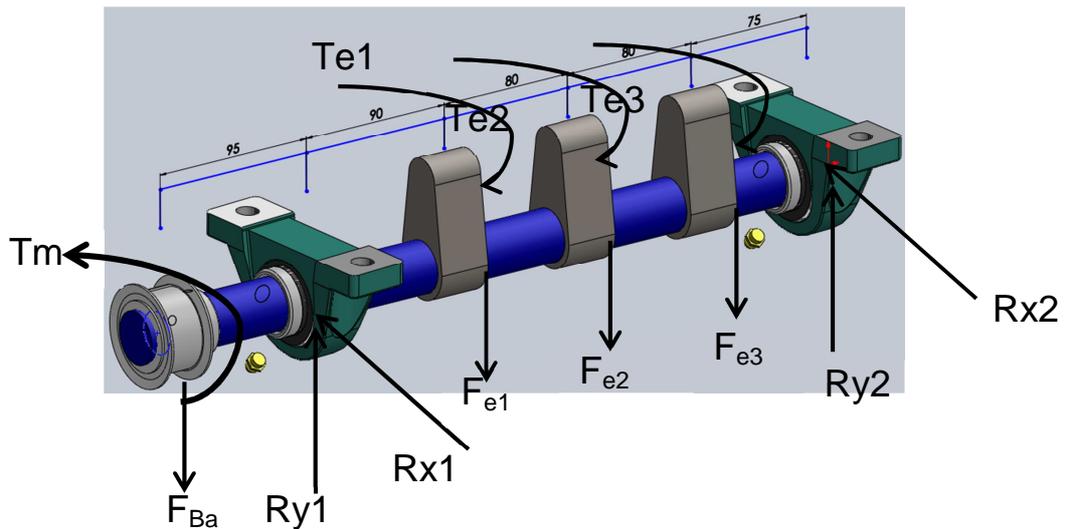
### **3.9.5. DISEÑO DEL EJE CON LEVAS**

Sobre el eje se colocan 3 levantas, calculadas anteriormente. Al eje además se le ha colocado dos cojinetes que van unidos a la plataforma vibrante. Una polea completa el eje para la transmisión de potencia

Las cargas a las que está sometido el eje es la fuerza centrífuga provocada por la leva y la reacción provocada por el golpe a la plataforma vibrante. Debido a que la leva gira, la dirección del peso de la masa siempre va a ser cambiante, por lo que se va a analizar cuando se presenta la reacción por el golpeteo

#### **3.9.5.1 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE**

El eje con las dimensiones y el análisis de sus respectivos elementos se lo puede observar en el siguiente esquema



**Fig. 86 Cargas sobre el eje**

Del diagrama se tiene que:

$$F_{e1} = F_{e2} = F_{e3} = \text{reacción al golpeo de la plataforma vibrante}$$

Debido a que el motor transmite un torque al eje y este a su vez a la leva, al dividir este torque por la excentricidad se tiene la fuerza a la cual va a estar sometido el eje

$$F_{e1} = F_{e2} = F_{e3} = 209,58 \text{ N}$$

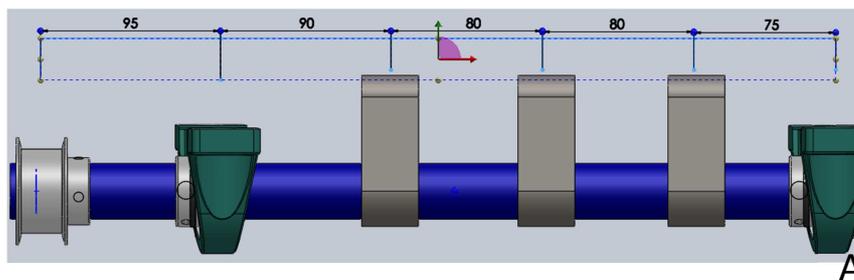
$F_{Ba}$  corresponde a la sumatoria de fuerzas que se generan en la banda:

$$F_{Ba} = 898.36 \text{ N}$$

$T_m$  = torque proporcionado por el motor = 25,15 Nm

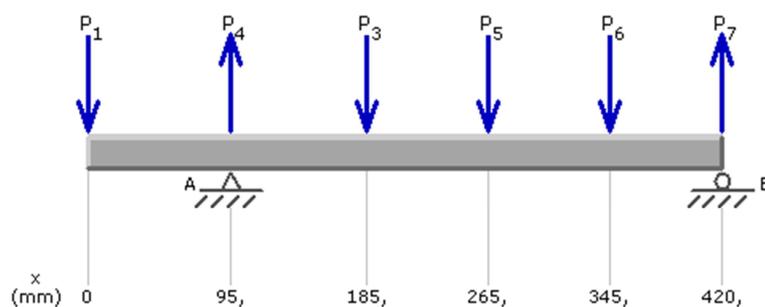
$T_{e1}$ ,  $T_{e2}$ ,  $T_{e3}$  son los torques necesarios para mover las levas. Para el estudio cada masa consume igual torque. Entonces cada leva consumiría 1/3 del torque proporcionado por la polea, por lo que:

$$T_{e1} = T_{e2} = 8,38 \text{ Nm}$$



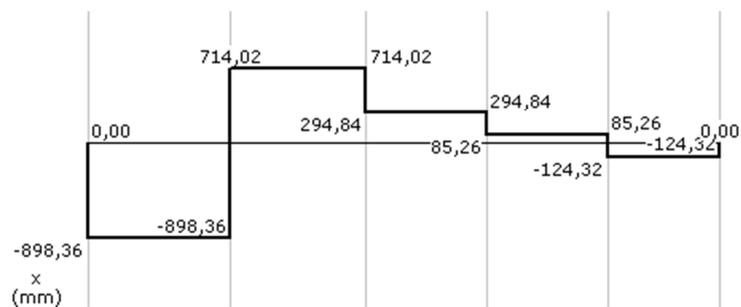
**Fig. 87 Dimensiones eje mesa vibratoria**

Se realiza el mismo análisis efectuado en el punto 3.8.3.4.5 *Diseño del eje motriz para el transportador de cadena*, dando los siguientes resultados:  
Diagrama de cargas distribuidas en el eje

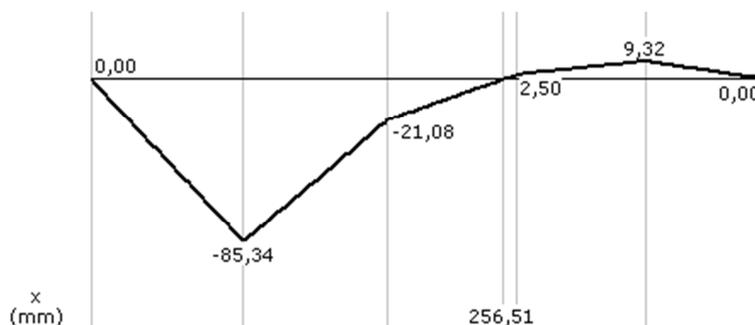


**Fig. 88 Distribución cargas en el eje**

Diagramas de fuerza cortante y momento flector:



**Fig. 89 Diagrama de esfuerzo cortante**



**Fig. 90 Diagrama de momento**

Observando las figuras anteriores se muestra que el punto crítico es en el punto E, para lo cual se encuentran los siguientes valores de momento y torque

$$M = 85,34 \text{ Nm}$$

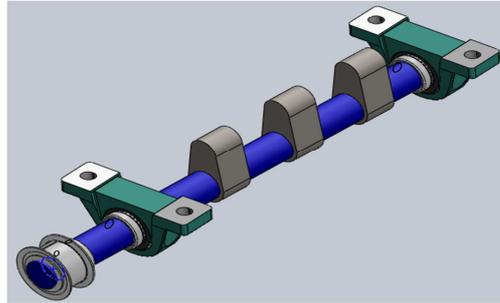
$$T = 8,38 \text{ Nm}$$

La tabla con los diámetros para los diferentes aceros es:

Variable	Material:	AISI 1018	AISI 304	AISI 1045	UNIDADES
<b>Momento</b>	M	85,34	85,34	85,34	Nm
<b>Fluencia</b>	Sy	310,00	310,00	530,00	MPa
<b>Esfuerzo Ultimo</b>	Sut	500,00	620,00	630,00	MPa
<b>F.S.</b>	N	2,00	2,00	2,00	
<b>Limite resistencia</b>	$S_{ef}$ $C_s$	250,00	310,00	315,00	MPa
<b>Gradiente de tensión</b>	$C_R$ $S'_{ef}$	0,85	0,85	0,85	
<b>Factor de confiabilidad</b>		0,81	0,81	0,81	
<b>Esfuerzo de diseño</b>		151,47	213,44	216,88	MPa
<b>Factor de concentración</b>	$K_t$	2,50	2,50	2,50	
<b>Torque total</b>	T	8,38	8,38	8,38	Nm
<b>Diámetro</b>	$D_{eje\_vibra}$ $D_{eje\_vibra}$	0,03	0,03	0,03	m
		<b>29,34</b>	<b>27,3</b>	<b>27,2</b>	<b>mm</b>

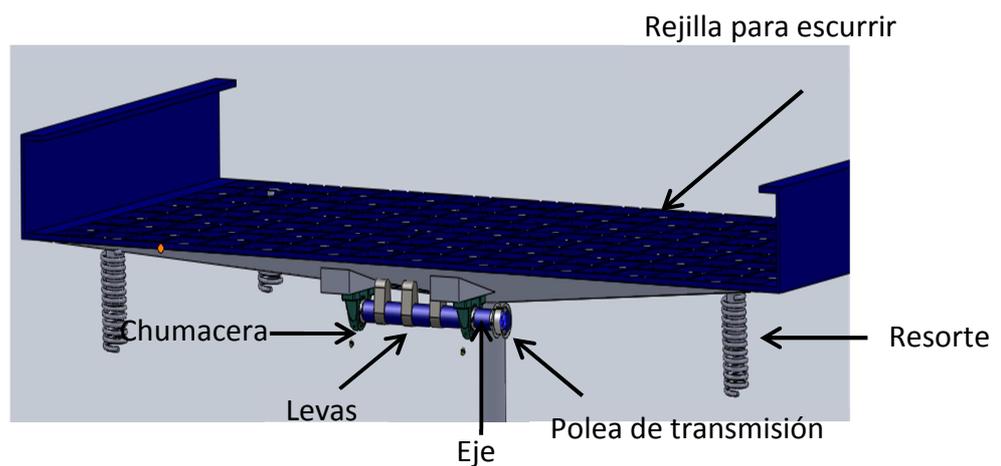
**Tabla. 55 Diferentes diámetros para eje mesa vibratoria**

Se selecciona un diámetro estándar de 1 ¼" de acero de transmisión AISI 1018



**Fig. 91 Eje completo mesa vibratoria**

Una rejilla colocada sobre la plataforma vibrante, que posee una inclinación para que se recircule la resina, completa la mesa vibratoria



**Fig. 92 Parte superior mesa vibradora**

### 3.9.5.2 CALCULO PARA LA SELECCIÓN DE CHUMACERAS

Se realiza el mismo análisis efectuado en la sección 3.8.3.4.6  
Por lo tanto el valor de carga que es de:

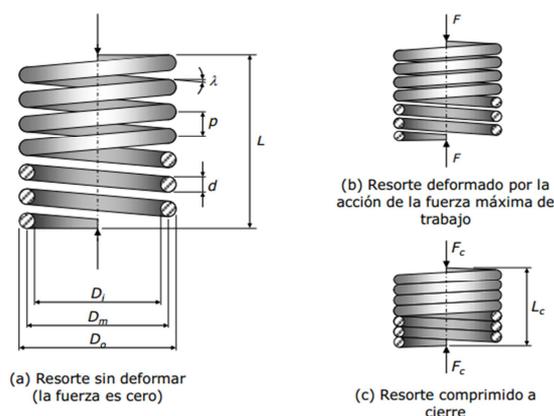
$$C_c = 12879,82 \text{ N}$$

Con este valor y el diámetro del eje se selecciona el rodamiento del catálogo KDF

Del ANEXO 25 se obtiene una chumacera serie UCP 207, P 207,  $\varnothing$  35 mm

### 3.9.6. DISEÑO DE RESORTES

Para el diseño de los resortes, se basa en la suposición de que la carga está dirigida a lo largo del eje del resorte, por lo tanto para el diseño del resorte se toma en cuenta la carga que produce la flexión del resorte y el momento que se hace girar al resorte



**Fig. 93 Resorte Helicoidal**

Dónde:

$F_c$  : fuerza máxima de trabajo

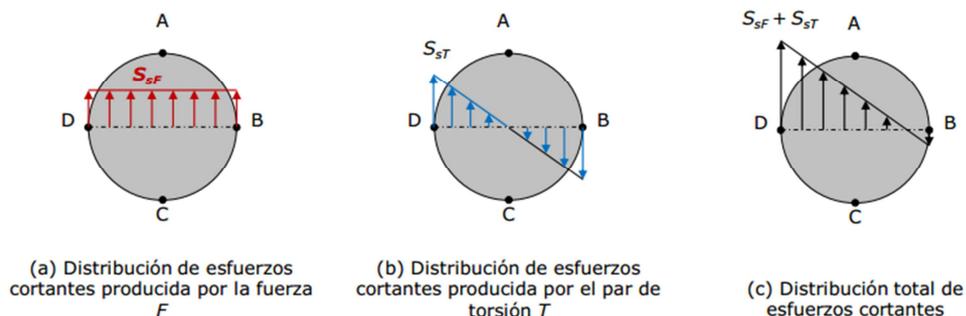
$D_m$  : diámetro del resorte entre las fibras neutras

$d$ : diámetro del alambre del resorte

$p$ : paso de las espiras

$N_t$ : número de espiras

Debido a la presencia de la fuerza de flexión y de un momento sobre el resorte se puede observar los siguientes esfuerzos



**Fig. 94 Esfuerzos a los que está sometido el resorte**

Por lo tanto la tensión máxima por esfuerzo de corte que se produce en el resorte es:

$$\tau = \frac{8 * K_w * F_c * D_m}{\pi * d_{re}} \quad \text{(Ec. 3.83.) (Mott, 1995)}$$

Dónde:

$\tau$ : Tensión máxima por esfuerzo de corte

$K_w$ : Factor de Wahl

$F_c$ : Fuerza de trabajo

$D_m$ : diámetro del resorte entre las fibras neutras

$d_{re}$ : diámetro del alambre del resorte

El factor de Wahl, es el término que se atribuye la curvatura del alambre, se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad \text{(Ec. 3.84.) (Mott, 1995)}$$

Dónde:

$K_w$ : Factor de Wahl

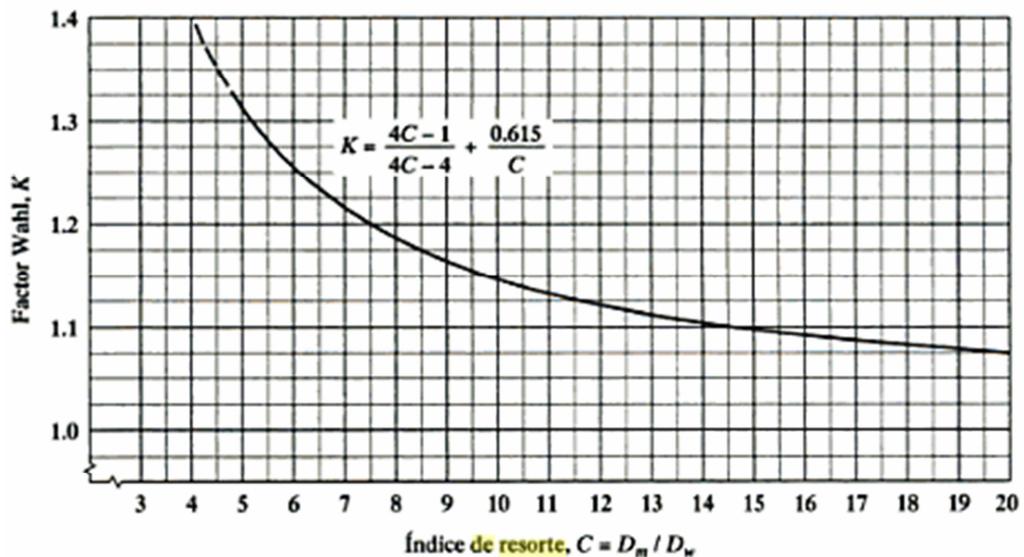
$C$ : Índice de resorte

El índice de resorte se lo puede calcular mediante:

$$C = \frac{D_m}{d_{re}} \quad (\text{Ec. 3.85.}) \quad (\text{Mott, 1995})$$

Se sugiere utilizar un mínimo de  $C = 5$  debido a que el valor de  $C$  aumenta con rapidez para  $C < 5$

Para encontrar el valor de la constante de Wahl se usa la siguiente figura:



**Fig. 95 Factor de Wahl contra índice de resorte**

**Fuente: Mott, Robert;(1995); *Diseño de elementos de máquinas*; pág. 219**

Sabiendo estos antecedentes las consideraciones para el diseño del resorte serian:

CONSIDERACIONES:

- Material: ASTM 227
- Extremos del resorte: Extremo escuadrado
- Factor de seguridad:  $1.2 < F_s < 2.5$
- Longitud máxima:  $L < 4$  veces el diámetro del resorte

ALAMBRE LISO		
Diámetro Nominal mm	g/m	m/kg
1,10	7,46	134,05
1,25	9,63	103,81
1,50	13,87	72,09
1,70	17,82	56,12
1,80	19,98	50,06
2,15	28,50	35,09
2,40	35,51	28,16
2,60	41,68	23,99
2,80	48,34	20,69
2,95	53,65	18,64
3,10	59,25	16,88
3,25	65,12	15,36
3,45	73,38	13,63
3,80	89,03	11,23
4,20	108,76	9,19
4,50	124,85	8,01
4,80	142,05	7,04
5,00	154,13	6,49
5,20	166,71	6,00
5,50	186,50	5,36
5,60	193,35	5,17
6,00	221,95	4,51
6,50	260,49	3,84
7,00	302,10	3,31
7,50	346,80	2,88
8,00	394,58	2,53
9,00	499,40	2,00
9,50	556,43	1,80
10,00	616,54	1,62
11,00	746,01	1,34
12,00	887,81	1,13

Tabla: 56 Diámetros normalizados de alambres

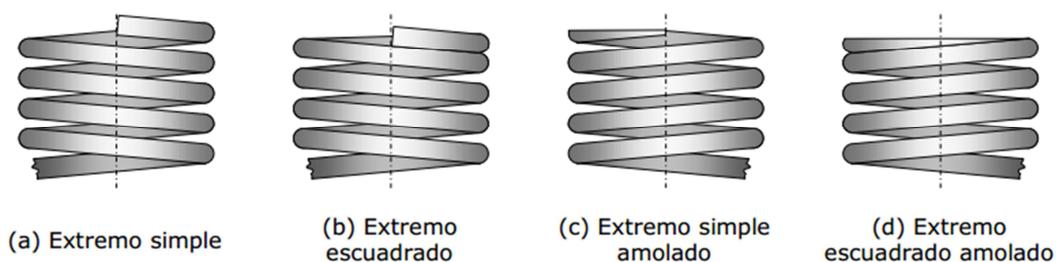


Fig. 96 Tipos de extremos de resorte

Fuente: [http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/PresCap9\\_Res.pdf](http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/PresCap9_Res.pdf)

Los extremos del resorte se los han considerado extremo escuadrado para asegurar una mejor estabilidad y mejora la transferencia de carga hacia el resorte. Para la selección del factor de seguridad se lo realizo por

recomendaciones de referencias bibliográficas. La longitud máxima depende del diámetro del resorte, y se evita el pandeo del resorte

Para el cálculo del resorte se parte de establecer valores de:

- $D_m$  diámetro del resorte entre las fibras neutras
- $p$ : paso de las espiras

Luego se toma valores del diámetro del alambre normalizados para encontrar el índice de resorte

Con el índice de resorte calculado se puede encontrar  $K_w$ : Factor de Wahl con la ecuación

Ahora se calcula la carga máxima a la que el resorte puede estar sometido ( $P_{max}$ )

$$P_{max} = \frac{\tau_{adm} * \pi * d_r^3}{8 * D_m * K_w} \quad \text{(Ec. 3.86.) (Mott, 1995)}$$

Dónde:

$P_{max}$ : Carga axial máxima

$\tau_{adm}$ : Esfuerzo cortante máximo

$D_m$ : diámetro del resorte entre las fibras neutras

$d_r$ : diámetro del alambre del resorte

$K_w$ : Factor de Wahl

Para calcular  $\tau_{adm}$  es necesario calcular  $S_{ut}$

$$S_{ut} = \frac{A_c}{d_{re}^m} \quad \text{(Ec. 3.87.) (Budynas, 2008)}$$

Dónde:

$S_{ut}$ : Resistencia ultima a la tensión (MPa)

$A_c$ : Constante (MPa)

$d_{re}$ : Diámetro del alambre

m: constante

Estos valores se los puede obtener de la siguiente tabla:

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A, kpsi+pulg"	Diámetro, mm	A, Mpa+mm"
Alambre de piano	A228	0,145	0.0040.256	201	0.106.5	2211
Alambre T y R en aceite	A229	0,187	0.0200.500	147	0.512.7	1855
Alambre estirado duro	A227	0,19	0.0280.500	140	0.712.7	1783
Alambre al cromo vanadio	A232	0,168	0.0320.437	169	0.811.1	2005
Alambre al cromo silicio	A401	0,108	0.0630.375	202	1.69.5	1974
Alambre inoxidable 302	A313	0,146	0.0130.10	169	0.32.5	1867
		0,263	0.100.20	128	1.55	2065
		0,478	0.200.40	90	510	2911
Alambre de bronce fosforado	8159	0	0.0040.022	145	0.10.6	1000
		0,028	0.0220.075	121	0.62	913
		0,064	0.0750.30	110	27.5	932

**Tabla. 57 Constantes A y m para fabricación de resortes**

**Fuente: Diseño en ingeniería mecánica Shigley 8va edición pág. 507**

Una relación entre la resistencia de fluencia y la resistencia última a la tensión está dada por:

$$S_y = 0.75 * S_{ut}$$

Dónde:

$S_y$ : Resistencia de fluencia (MPa)

$S_{ut}$ : Resistencia última a la tensión (MPa)

Es posible estimar la resistencia de fluencia a la torsión:

$$S_{sy} = 0.577 * S_y$$

$$S_{sy} = \tau_{adm}$$

Dónde:

$S_{sy}$ : Resistencia de fluencia a la torsión (MPa)

La fórmula de la deflexión de un resorte se tiene que:

$$y = \frac{P_{max}}{k} \quad \text{(Ec. 3.88.) (Budynas, 2008)}$$

Dónde:

$y$ : deflexión del resorte (mm)

$P_{max}$ : carga axial máxima (N)

$k$ : Constante del resorte (N/m)

La fórmula de la constante del resorte es:

$$k = \frac{d_{re}^3 G}{8D_{re}^3 N_v} \quad \text{(Ec. 3.89.) (Budynas, 2008)}$$

Dónde:

$k$ : Constante del resorte (N/m)

$d_{re}$ : Diámetro del alambre (mm)

$G$ : módulo de rigidez (MPa) = 79300 MPa

$N_v$ : número de vueltas

$D_{re}$ : Diámetro del resorte (mm)

Igualando las ecuaciones 3.89 y 3.88 y despejando  $k * N_v$ :

$$k * N_v = \frac{P_{max}}{\frac{y}{N_v}} \quad \text{(Ec. 3.90.)}$$

Como se calculó en el apartado 3.7.4.1 la constante del sistema de vibración general es de  $k = 214,63 \text{ kgf/cm}$  (210552 N/m). Este valor de constante es el total del sistema de vibración. Debido a que se utilizan 4 resortes, la constante de cada resorte vendría a ser de:

$$k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = 52,64 \text{ N/mm}$$

Por las características del resorte que se ha considerado rebajados a escuadra, el número total de espiras ( $N_{TV}$ ):

$$N_{TV} = 2 + N_v \quad \text{(Ec. 3.91.)}$$

Por lo tanto la longitud libre del resorte es:

$$L_{re} = (N_v * p) + 2d_{re} \quad \text{(Ec. 3.92.) (Budynas, 2008)}$$

Dónde:

$L_{re}$ : Longitud libre del resorte (mm)

$N_v$ : numero de espiras activas

$p$ : Paso del resorte (mm)

$d_{re}$ : Diámetro del alambre del resorte (mm)

Con las relaciones obtenidas y con los datos conocidos se realiza una tabla. Para encontrar el valor del resorte correcto se debe tener en consideración lo siguiente:

- No sobrepase el valor admisible del esfuerzo cortante
- Longitud no mayor a la pandeo
- Factor de seguridad entre valores recomendados

Paso (mm)	13
Lmax(mm)	180
Pmin (N)	1177
D (mm)	55
k (N/mm)	52,64

dre (mm)	C	Ks	Sut (Mpa)	Sy (Mpa)	Ssy(Mpa)	Pmax (N)	y/n (mm)	k*N (N/mm)	Nv	Ntv	L	f.s.
2	27,50	1,05	1562,99	1172,24	676,38	36,77	38,57	0,95	0,02	2,02	30,24	0,03
2,06	26,70	1,05	1554,23	1165,68	672,60	39,90	37,19	1,07	0,02	2,02	30,38	0,03
2,16	25,46	1,05	1540,30	1155,22	666,56	45,47	35,06	1,30	0,02	2,02	30,64	0,04
2,44	22,54	1,06	1505,04	1128,78	651,30	63,60	30,12	2,11	0,04	2,04	31,40	0,05
2,49	22,09	1,06	1499,25	1124,44	648,80	67,25	29,36	2,29	0,04	2,04	31,55	0,06
2,5	22,00	1,06	1498,11	1123,58	648,31	68,00	29,22	2,33	0,04	2,04	31,57	0,06
3,18	17,30	1,08	1431,17	1073,37	619,34	131,48	21,58	6,09	0,12	2,12	33,86	0,11
3,76	14,63	1,10	1386,33	1039,75	599,93	207,55	17,43	11,91	0,23	2,23	36,46	0,18
4	13,75	1,10	1370,12	1027,59	592,92	245,52	16,10	15,25	0,29	2,29	37,77	0,21
4,5	12,22	1,12	1339,80	1004,85	579,80	337,68	13,82	24,43	0,46	2,46	41,03	0,29
5	11,00	1,13	1313,25	984,94	568,31	448,50	12,04	37,24	0,71	2,71	45,20	0,38
5,26	10,46	1,14	1300,66	975,50	562,86	513,88	11,27	45,61	0,87	2,87	47,78	0,44
6	9,17	1,16	1268,54	951,40	548,96	730,52	9,46	77,21	1,47	3,47	57,07	0,62
7	7,86	1,19	1231,92	923,94	533,11	1099,32	7,68	143,05	2,72	4,72	75,33	0,93
8	6,88	1,22	1201,06	900,79	519,76	1561,12	6,40	244,04	4,64	6,64	102,27	1,33
9	6,11	1,25	1174,48	880,86	508,26	2120,85	5,43	390,90	7,43	9,43	140,54	1,80
10	5,50	1,28	1151,20	863,40	498,18	2782,21	4,67	595,79	11,32	13,32	193,14	2,36
12	4,58	1,34	1112,01	834,00	481,22	4419,29	3,58	1235,44	23,47	25,47	355,10	3,75

**Tabla. 58 Valores para encontrar el resorte adecuado**

De la tabla se obtiene las dimensiones del resorte las cuales son:

- Diámetro del alambre del resorte: 9 mm
- Diámetro del resorte: 55 mm
- Paso del resorte: 13 mm
- Numero de espiras: 12
- Longitud del resorte: 156 mm

### 3.9.6.1 ANÁLISIS DE PANDEO

Los resortes sometidos a compresión pueden presentar pandeo. Éste se presenta cuando la longitud libre del resorte es mayor a cuatro veces su diámetro:

$$L > 4D$$

Para el resorte calculado se tiene que:

$$156 \text{ mm} < 4 * 55 \text{ mm}$$

$$156 \text{ mm} < 220 \text{ mm}$$

Por lo tanto el resorte no presenta pandeo

### 3.9.6.2 ANALISIS DE RESONANCIA

El fenómeno de resonancia se produce cuando la frecuencia natural del resorte iguala a la frecuencia a la que está vibrando debido a la carga aplicada

La frecuencia natural de una espiral de acero expresada en ciclos por minuto se determina por:

$$f_n = \frac{14100 * d_{re}}{D_{re} * N_v} \quad \text{(Ec. 3.93.) (Martínez, 2011)}$$

Dónde:

$f_n$ : Frecuencia natural de una espira (ciclos/s)

$N_v$ : numero de espiras activas (10)

$d_{re}$ : Diámetro del alambre del resorte (mm) (9 mm) = 0.354 plg

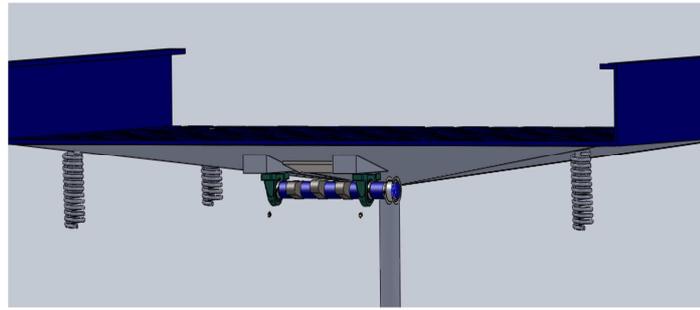
$D_{re}$ : Diámetro del resorte (mm) (55 mm) = 2.17 plg

$$f_n = 230,01 \text{ ciclos/s}$$

La frecuencia del sistema es:

$$f_p = w = 1180 \text{ rpm} = 19,67 \frac{\text{ciclos}}{\text{s}}$$

Por lo tanto las dos frecuencias son totalmente distintas y muy alejadas por lo que el resorte está libre de resonancia



**Fig. 97 Ensamble Plataforma vibrante, eje con levas, resortes**

### **3.9.7 CÁLCULO Y DISEÑO DEL BASTIDOR**

#### **3.9.7.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO**

Las cargas que actúan sobre el bastidor son las provocadas en el resorte; sobre cada resorte actúan cargas del peso de la plataforma vibrante, los atados impregnados y la fuerza centrífuga provocado por las masas excéntricas

La mesa vibratoria debe tener un ángulo de inclinación para facilitar el deslizamiento del atado de latilla

#### **3.9.7.2 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA**

La carga a la cual las columnas estarán expuestas es la suma de la mesa vibrante, los atados impregnados y la fuerza centrífuga provocado por las masas excéntricas

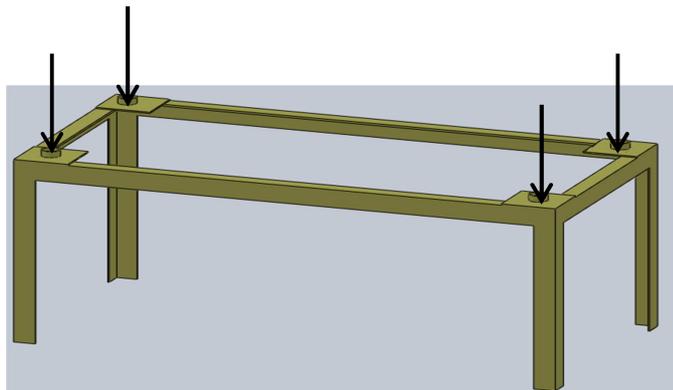
- Plataforma vibrante + atados impregnados: 120 Kg (1177.2 N)
- Fuerza provocada por la leva y el peso = 898 N
- Total carga aplicada en el bastidor fijo: 2075 N

A esta carga se le debe aumentar un 10% por seguridad y protecciones de la maquina:

- Carga total: 2285 N

A esta carga se la divide por 4, puesto que se diseñó el bastidor con 4 columnas

$$P_a = \frac{2285}{4} = 571 \text{ N}$$



**Fig. 98 Distribución de cargas sobre el bastidor**

Como se analizó en el punto 3.4.3.6 *Diseño de los soportes de la tina*, el análisis sería el mismo entonces:

Variable	Material	ASTM A 36	ASTM A 569	ASTM A 36	UNIDADES
<b>Esfuerzo de fluencia</b>	$S_y$	250000000	310000000	250000000	Pa
<b>Módulo de elasticidad</b>	E	2E+11	2,07E+11	2E+11	Pa
<b>Tipo de perfil</b>		Angulo doblado "L"	Tubo cuadrado	Angulo "U"	
<b>Peso a soportar</b>	$P_T$	2285,00	2285,00	2285,00	N
<b>Peso por columna</b>	$P_C$	571,25	571,25	571,25	
<b>Empotramiento K</b>	K	2,10	2,10	2,10	
<b>Longitud real</b>	$L_r$	905,50	905,50	905,50	mm
<b>Longitud efectiva</b>	$L_e$	1901,55	1901,55	1901,55	mm
<b>Dimensión exterior</b>	$D_e$	60,00	75,00	80,00	mm
<b>Dimensión interior</b>	$D_i$	56,00	71,00	40,00	mm
<b>Area</b>	A	4,54	5,74	5,87	cm <sup>2</sup>
<b>Area</b>	A	0,000454	0,000574	0,000587	m <sup>2</sup>
<b>Radio de giro</b>	$r_{min}$	16,8	29,81330799	30,7	mm
<b>Razon de delgadez</b>		113,19	63,78	61,94	
<b>Constante de columna</b>	$C_c$	125,66	114,81	125,66	
<b>Tipo de columna</b>		COLUMNA CORTA	COLUMNA CORTA	COLUMNA CORTA	
<b>Formula a usar</b>		J B JHONSON	J B JHONSON	J B JHONSON	
<b>Carga critica</b>	$P_{cr}$	67459,17754	150480,0107	128923,4569	N
<b>Carga permisible</b>	$P_a$	22486,39251	37620,00268	32230,86422	N
<b>F.S.</b>		9,840871997	16,46389614	14,10541104	

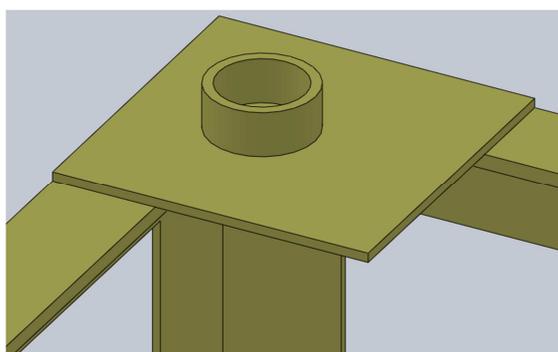
**Tabla. 59 Resultados estructura mesa vibratoria**

Por lo tanto el perfil seleccionado es de tipo angular en “L”

A	B	e	G metros	I metro	SECCION	EJE X-X		EJE Y-Y		EJE U-U	EJE V-V
						I	W	i	X=Y		
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm2	cm4	cm3	cm	cm	cm	cm
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	0.32	0.78	0.72	0.99	0.47
25	25	3	6.36	1.06	1.35	0.79	0.44	0.76	0.77	0.98	0.44
30	30	2	5.34	0.89	1.13	1.00	0.46	0.94	0.84	1.20	0.58
30	30	3	7.80	1.30	1.65	1.41	0.67	0.92	0.89	1.18	0.55
30	30	4	10.08	1.68	2.14	1.80	0.88	0.92	0.94	1.17	0.52
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	1.26	1.09	1.61	0.78
40	40	3	10.62	1.77	2.25	3.50	1.22	1.25	1.14	1.59	0.76
40	40	4	13.86	2.31	2.94	4.46	1.58	1.23	1.19	1.58	0.78
40	40	5	19.62	2.82	3.59	5.31	1.91	1.22	1.23	0.73	0.73
50	50	2	9.12	1.52	1.93	4.86	1.33	1.58	1.34	2.01	0.98
50	50	3	13.44	2.24	2.85	7.03	1.95	1.57	1.39	2.00	0.96
50	50	4	17.64	2.94	3.74	9.04	2.53	1.56	1.43	1.98	0.94
50	50	5	21.60	3.60	4.59	10.88	3.09	1.54	1.48	1.97	0.93
50	50	6	25.92	4.32	5.40	12.57	3.62	1.53	1.53	1.96	0.90
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	1.89	1.64	2.41	1.16
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	1.88	1.68	2.39	1.15

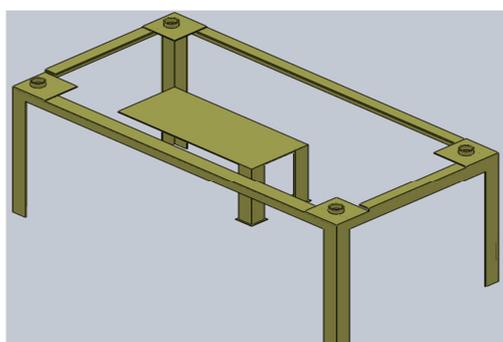
**Fig. 99 Propiedades perfil estructura mesa vibratoria**

Sobre las columnas van travesaños de perfiles “L” de iguales características para ubicar los resortes



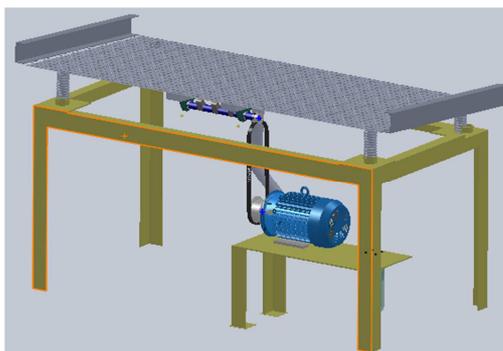
**Fig. 100 Apoyo de los resortes**

Adicional se va a colocar una estructura para la colocación del motor



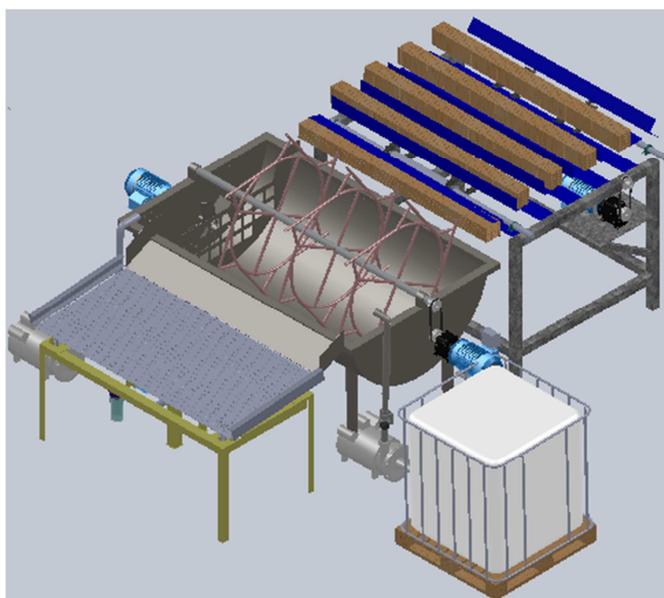
**Fig. 101 Bastidor mesa vibratoria**

El ensamblaje final de la mesa vibratoria se muestra en la figura



**Fig. 102 Ensamblaje final mesa vibratoria**

El ensamble con los tres sistemas de alimentación, inmersión y vibración se muestra en la siguiente figura



**Fig. 103 Ensamble sistemas de alimentación, inmersión, vibración (escurrimiento)**

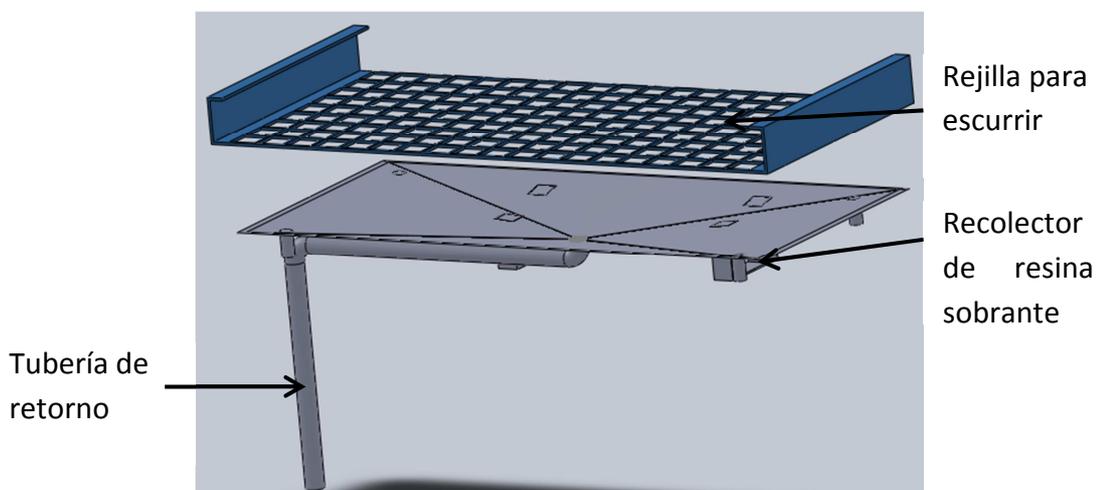
### **3.10 DISEÑO PARA LA RECIRCULACIÓN DEL EXCEDENTE DE RESINA**

Una vez que los atados de latilla pasen a la mesa de vibración, el excedente de resina impregnada en la latilla será desprendido del atado. Pensando en optimizar los recursos se ve la necesidad de implementar un sistema de recirculación de resina provocada por el escurrimiento en la mesa de vibración.

La resina que se impregna en la latilla puede ser recirculada ya que sus propiedades son poco afectadas después que se realiza el proceso de impregnación

### 3.10.1 COMPONENTES DEL SISTEMA DE RECIRCULACIÓN

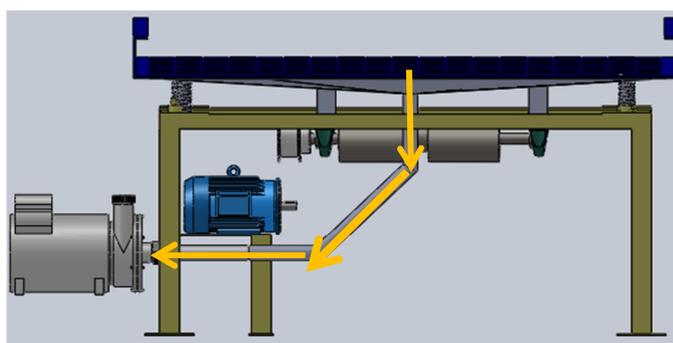
La plataforma vibratoria se diseñó con una rejilla donde se escurre la latilla y un recolector donde va cayendo la resina excedente



**Fig. 104** Despiece plataforma vibrante

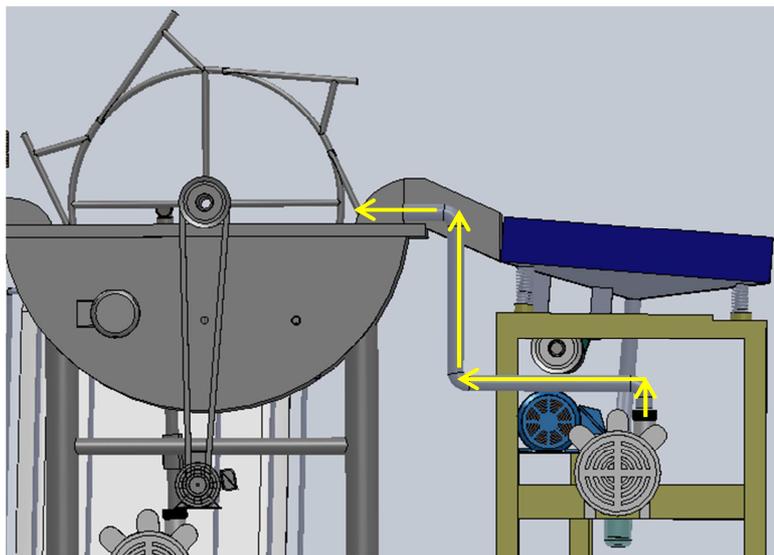
#### 3.10.1.1 TUBERÍAS

Una vez que la resina cae al recolector y a su vez por la tubería de retorno, antes de que ingrese a una bomba debe pasar por un filtro para evitar que las fibras que se desprenden de la latilla del bambú atasquen la bomba



**Fig. 105** Tubería de retorno conectada a la bomba

En intervalos de tiempo adecuados la bomba se encenderá de tal forma que se retorna resina de forma pausada, esto se realiza con la finalidad de evitar que la tina se llene y desborde resina



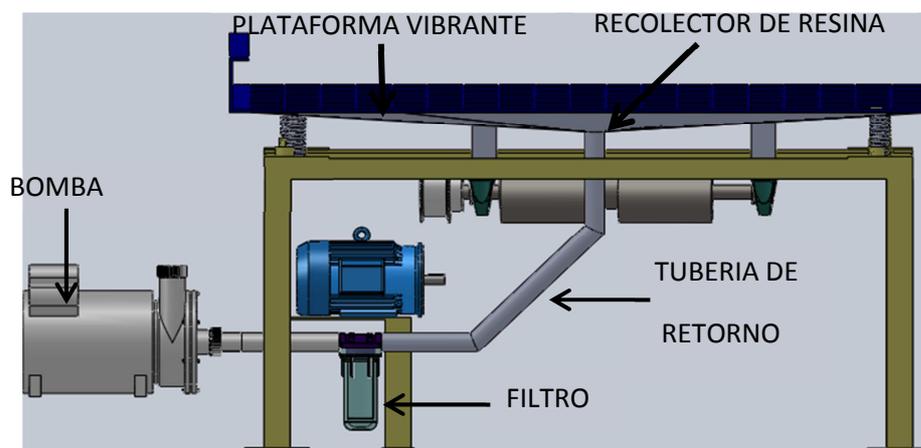
**Fig. 106 Tubería de envío desde la bomba a la tina de inmersión**

### 3.10.1.2 FILTROS

La resina que recircula debe mantenerse limpia para evitar problemas en el sistema. Las fibras de los atados de bambú se pueden desprender provocando impurezas y en su posterior atascos de la bomba. Para evitar que la resina recircule con impurezas se utilizan los filtros que retienen las impurezas del fluido. Se va a utilizar un separador de impurezas para evitar que las fibras que se desprenden de las latillas se introduzcan en la bomba. Por lo tanto en la tubería se va a colocar un retenedor de impurezas



**Fig. 107 Cartucho filtrante de malla de acero**



**Fig. 108 Ubicación del filtro**

### 3.10.2 SELECCION DE LA BOMBA PARA RECIRCULACIÓN

Debido a que se va a encender la bomba por el tiempo de 20 segundos y va a recircular un volumen de 10 litros de resina sobrante, el caudal para esta bomba es de:

$$Q_{B1} = 30 \text{ lt/min}$$

Para obtener la potencia de la bomba se usa la siguiente expresión:

$$P_B = \frac{Q_R * h_s * \rho}{367 \eta} \quad (\text{Ec. 3.94.})$$

Dónde:

$P_B$ : Potencia de la bomba (kW)

$Q_R$ : Caudal de la resina ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

$h_s$ : Altura máxima a elevar el fluido (1.5 m)

$\rho$ : Densidad del líquido ( $1051 \text{ kg/m}^3$ )

$\eta$ : Eficiencia de la bomba (0.65)

$$P_B = \frac{1.8 * 1.5 * 1051}{367 * 0.65}$$

$$P_B = 12 \text{ W}$$

Dada la potencia muy baja se selecciona una bomba con el caudal requerido y con una altura de impulsión no muy alta. La potencia seleccionada corresponde a:

Marca: EBARA

Modelo: PRA 056 M

Caudal: 30 l/min

Potencia: 0,37 kW

Altura de impulsión: 8,4 m



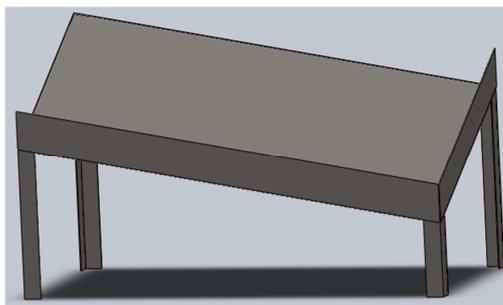
**Fig. 109 Bomba recirculación**

Las demás características se encuentran en el anexo 27

### **3.11 MESA INCLINADA**

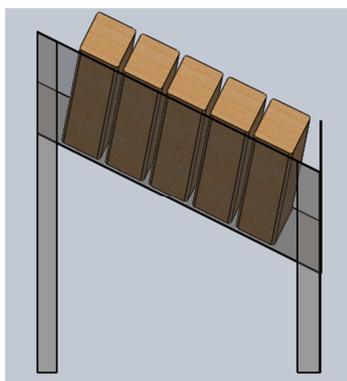
Una vez que el atado de latillas pasa por la mesa vibratoria, cae a una mesa inclinada donde se la deja por unos minutos para finalmente ser transportada en los coches para seguir con el procesamiento del bambú

La mesa final se la diseña de tal forma que el atado quede con un inclinación de tal forma que si en la mesa vibratoria no se escurrió totalmente al quedar inclina un ambos ejes se pueda escurrir completamente garantizando que se cumple con una impregnación requerida por la empresa



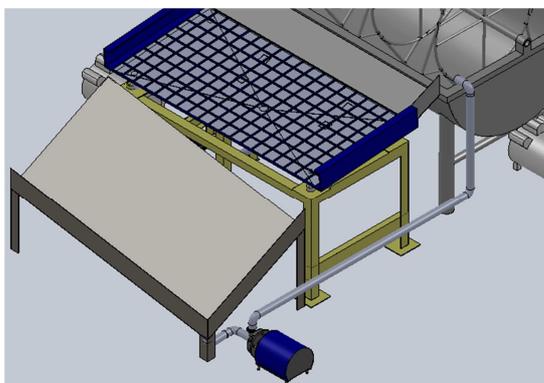
**Fig. 110 Mesa inclinada**

Como se observa la mesa, el atado queda con una inclinación vertical y horizontal de modo que el excedente de resina final caiga por efecto de la gravedad



**Fig. 111 Posición final del atado vista lateral**

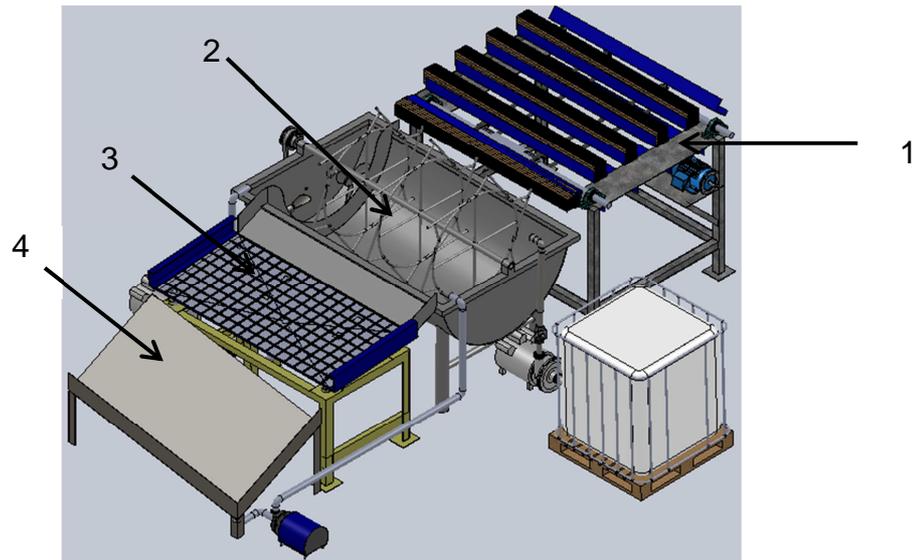
Debido también a que se va a recolectar resina excedente es importante que esta resina también recircule



**Fig. 112 Tubería de retorno mesa inclinada final**

Por lo tanto se va a utilizar los mismos componentes dimensionados para la recirculación de la mesa vibratoria como tuberías y accesorios, bomba y filtros

Finalmente el ensablaje de la planta seria el siguiente:



**Fig. 113 Ensamblaje final**

Los 4 procesos que el atado de latilla cumple son:

1. Alimentación por transportador de cadena
2. Inmersión del atado
3. Escurrimiento por mesa vibratoria
4. Descanso en mesa inclinada

## **CAPITULO 4**

### **AUTOMATIZACION DEL PROCESO**

#### **4.1 DESCRIPCIÓN SISTEMA DE CONTROL**

Una vez realizado el diseño de la parte mecánica del proceso, se empieza a diseñar la parte de la instrumentación y el control

La selección de la instrumentación y el diseño del control se lo va a realizar pensando en la automatización del proceso para lo cual se va a utilizar un OPLC cuyo significado es Operator Panel + PLC, es decir, que se integra por primera vez un PLC y una interfaz humana (HMI) como un solo equipo compacto, pequeño, poderoso y además muy económico

Los elementos a controlar son:

- Motor eléctrico 3 HP, 1200 rpm, 220 V (Transportador de cadena)
- Motor eléctrico 0.75 HP, 1200 rpm, 220 V (agitador)
- Motor eléctrico 1,5 HP, 1200 rpm, 220 V (mecanismo de inmersión)
- Motor eléctrico 4 HP, 1200 rpm, 220 V (mesa vibratoria)
- Válvula con solenoide (Adición agua a la tina)
- Válvula con solenoide (Adición pegamento del Tanque IBC a la tina)
- Bomba hidráulica 1 HP (Del tanque IBC a la tina)
- Bomba hidráulica 0.5 HP (Recirculación mesa vibratoria)
- Bomba hidráulica 0.5 HP (Recirculación mesa inclinada final)
- Sensores utilizados

La variable a controlar en el proceso es el valor de la densidad de la resina debido a que se tiene la cantidad exacta tanto de agua como de pegamento se garantiza que las fibras de bambú van a tener una impregnación de resina deseada y optima, además se van a compactar de tal forma que en los procesos realizados más adelante no se presenten fisuras

Se va a utilizar densímetros digitales colocados en la tina de inmersión con el fin de, ir sobre la marcha del proceso, controlando la densidad con el objetivo de que se tenga el valor requerido y solo ahí realizar el proceso de inmersión de la latilla de bambú

Debido a la recirculación de resina es posible que la concentración cambie por lo que si sucede esto se va a parar el proceso para realizar una nueva mezcla en un tiempo definido, esto quiere decir que se va a recircular en un periodo de tiempo relativamente largo con el fin de que no se pare tan seguidamente el proceso

Así mismo la preparación de la mezcla va a depender de un nivel de fluido mínimo y máximo esto para garantizar que siempre haya resina preparada y evitar que se desborde

## **4.2. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE**

### **4.2.1 GENERALIDADES**

La automatización del sistema se va a realizar mediante un OPLC marca UNITRONICS

El modelo a seleccionar para el proyecto es el OPLC Vision350 debido a las entradas y salidas que posee, para lo cual se selecciona la serie OPLC V350-35-R34 cuyas características más importantes son:

- 22 entradas digitales
- 2 entradas analógicas de 10 bits 0-10V, 0-24 mA, 4-20 mA
- 12 Salidas digitales a relé
- Ampliación de E/S mediante ampliación locales o mediante CANbus
- Alimentación de 24 V CC
- Memoria de aplicación de 1Mb
- Pantalla táctil de 3,5" resolución de 320 x 240 pixeles
- 5 teclas programables
- PID autoajustable



**Fig. 114 OPLC UNITRONICS V350**

#### **4.2.2 HMI (INTERFAZ HUMANO-MAQUINA)**

- Hasta 1024 pantallas definidas por el usuario y 250 imágenes de aplicación
- Pantallas de alarma incorporada
- Localización de fallas a través del panel de HMI, no es necesario una PC

#### **4.2.3 COMUNICACIÓN**

- Ethernet vía TCP/IP
- Servidor de web: Use las páginas HTML integradas o diseñe páginas complejas para ver y editar datos del PLC en Internet
- Función de envío de e-mails
- Mensajería SMS
- Utilidades de acceso remoto
- Compatible con el protocolo MODBUS
- CANbus: CANopen, UniCAN, SAE J1939 y más
- Esclavo DF1
- Puertos: vienen con 1 RS232/RS485; pueden añadirse 2 puertos - 1 serie/Ethernet/Profibus y 1 CANbus

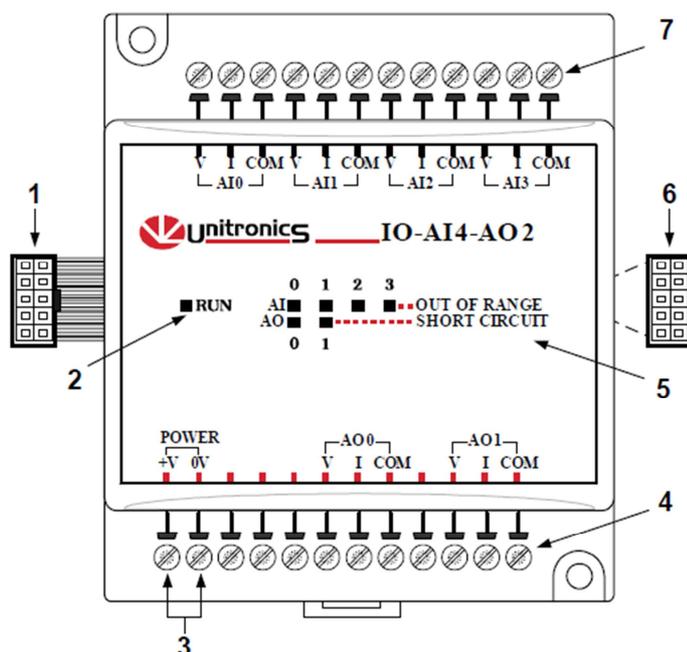
Las características se encuentran en el anexo 28

## 4.2.4 MÓDULOS DE EXTENSIÓN

### 4.2.4.1 MODULO ENTRADAS Y SALIDAS ANALÓGICAS IO-AI4-AO2

El módulo de extensión de entradas y salidas analógicas IO-AI4-AO2 se puede usar con algún modelo de OPLC específico

El módulo de extensión seleccionado tiene 4 entradas analógicas y 2 salidas analógicas

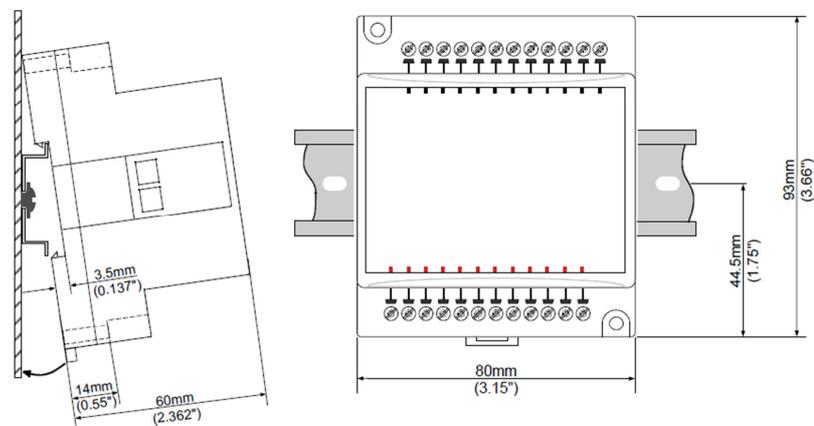


**Fig. 115 Módulo de ampliación IO-AI4-AO2**

El módulo de extensión se compone de las siguientes partes:

1. Conector Modulo a Modulo
2. Indicador de estado de comunicación
3. Alimentación del módulo de expansión
4. Salidas analógicas de AO0 a AO1
5. Indicador de los estados de las entradas
6. Puerto de conexión de modulo a modulo
7. Entradas analógicas de AI0 a AI3

Se lo coloca sobre un riel DIN. El montaje del módulo sobre el riel se lo puede observar en la siguiente imagen



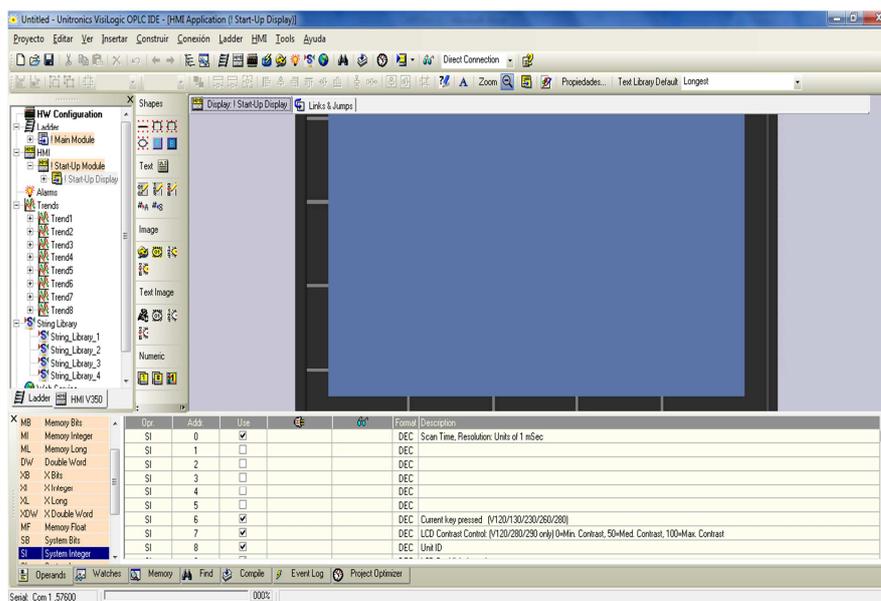
**Fig. 116 Montaje del módulo de ampliación sobre el riel DIN**

Las características adicionales se observan en el anexo 29

## 4.2.5 SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN

### 4.2.5.1 INTRODUCCIÓN AL SOFTWARE

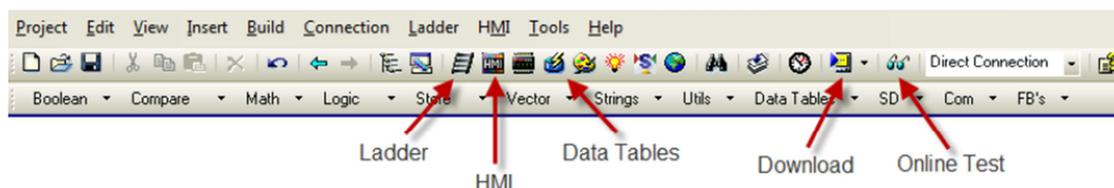
El software de programación que se va a utilizar para la serie de OPLC UNITRONICS es el VisiLogic que es un software gratuito



**Fig. 117 Plataforma VisiLogic**

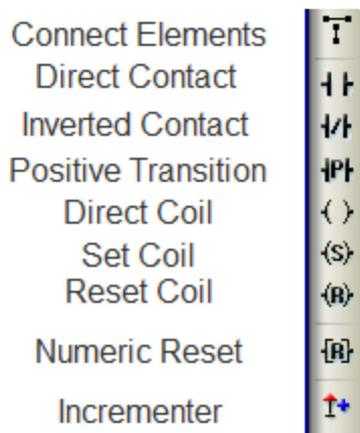
Para tener una idea más clara del software de programación se va a estudiar cada bloque de comandos:

En primer lugar se tiene la barra de menús principal en donde se pueden observar las aplicaciones más importantes como la programación en Ladder, HMI y tablas de datos



**Fig. 118 Barra principal de menú**

El segundo grupo de comandos a usar es el editor en Ladder



**Fig. 119 Comandos usados para la programación en Ladder**

El siguiente grupo de comandos es la de relacionado con el diseño del HMI



**Fig. 120 Comandos para realizar el HMI**

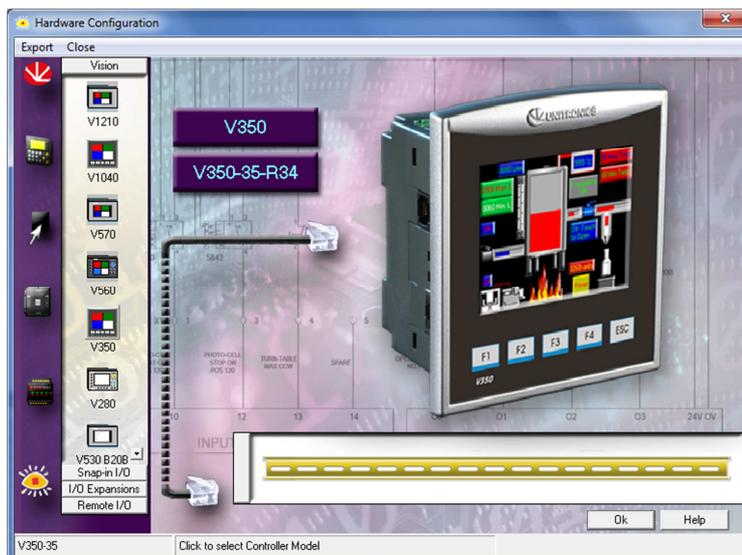
#### 4.2.5.2 CONFIGURACIÓN DEL HARDWARE

Para empezar a trabajar con VisiLogic primeramente es necesario configurar el equipo con el que se va a trabajar para eso es necesario dar clic en el botón de configuración en la barra de menús principal



**Fig. 121 Ubicación botón configuración de HARDWARE**

En el siguiente paso se selecciona el equipo con el cual se va a trabajar en este caso es el modelo V350. Una vez seleccionado el modelo se escoge la serie que contenga los requisitos, en este caso es la serie 35-R34

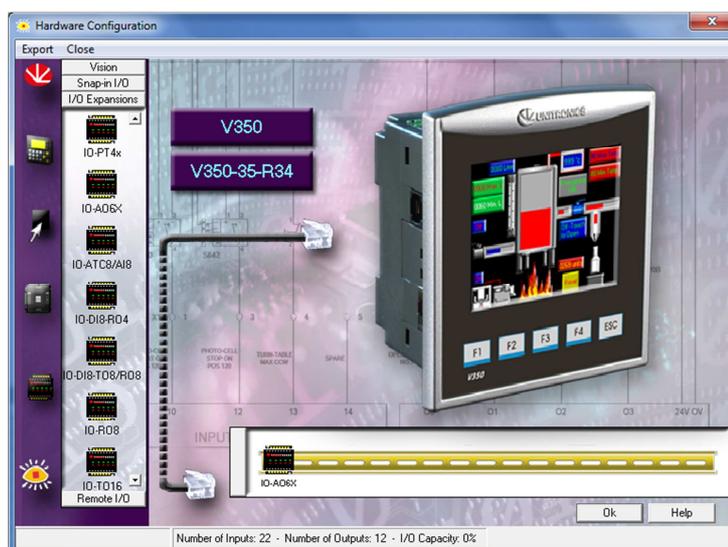


**Fig. 122 Selección del HARDWARE a utilizar**

#### 4.2.5.3 CONFIGURACIÓN DE LOS MÓDULOS DE EXPANSIÓN

Debido a las características del proceso y las variables que se va a usar es necesario usar un módulo de expansión, principalmente uno de entradas analógicas

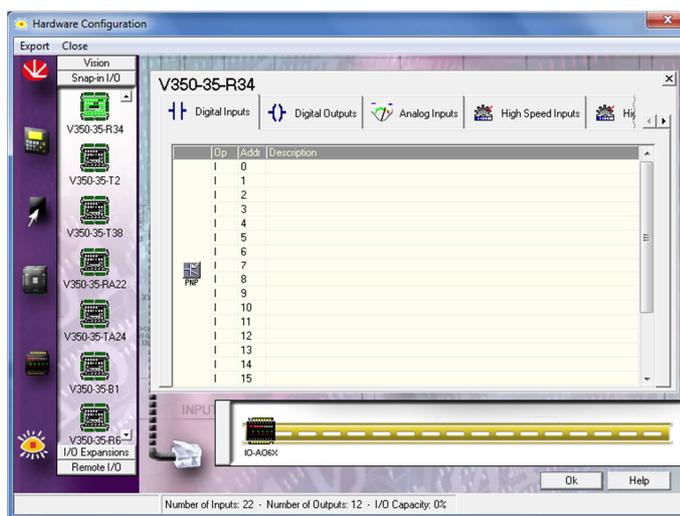
Para lo cual se da clic en el botón I/O Expansions y una vez ahí se selecciona la serie del equipo que se va a usar para expandir el control



**Fig. 123 Configuración de los módulos de expansión**

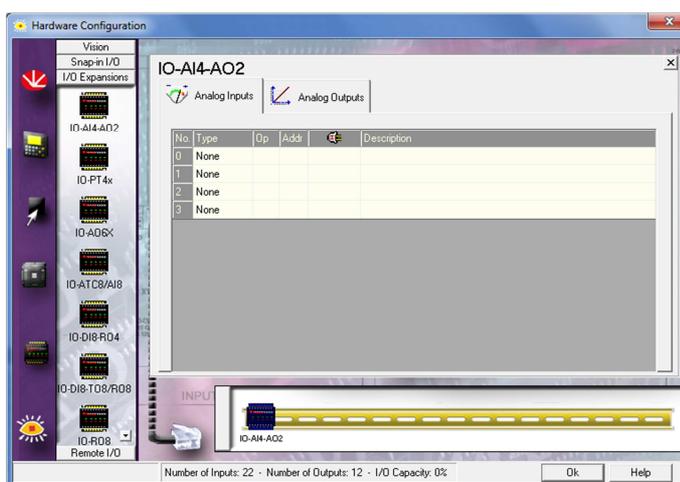
#### 4.2.5.4 CONFIGURACIÓN DE LAS ENTRADAS Y SALIDAS DE LOS EQUIPOS

Una vez seleccionados los módulos que se van a usar se procede a configurar las entradas y salidas, para lograr esto se da clic en el icono que dice V350-35-R34



**Fig. 124 Configuración de I/O del OPLC**

El mismo procedimiento se hace para configurar las entradas del módulo de expansión dando clic sobre el icono que aparece en la parte inferior con el nombre del módulo seleccionado



**Fig. 125 Configuración I/O módulo de expansión**

#### 4.2.5.5 DIRECCIONAMIENTO DE LOS MÓDULOS DE EXPANSIÓN

Las entradas y salidas que se encuentran conectadas al OPLC necesitan ser direccionadas para lo cual se lo define con una letra y un número, esto para localizar físicamente ya sea entrada o salida

Los módulos de expansión son numerados del 0 al 7 como se observa en la siguiente figura:



**Fig. 126 Numeración de los módulos de expansión**

La fórmula siguiente es la que se usa para direccionar las entradas y salidas de los módulos de expansión de los OPLC

$$32 + x \cdot 16 + y \quad (\text{Ec. 4.1.})$$

Donde la “x” representa la ubicación de un módulo específico (0-7), “y” representa el número de entrada o salida sobre el módulo específico

Ejemplos

Entrada # 3, que se encuentra en el módulo de expansión # 2 en el sistema, se abordará como I67,

$$67 = 32 + 2 \cdot 16 + 3$$

Salida # 4, que se encuentra en el módulo de expansión # 3 en el sistema, se abordará como O84

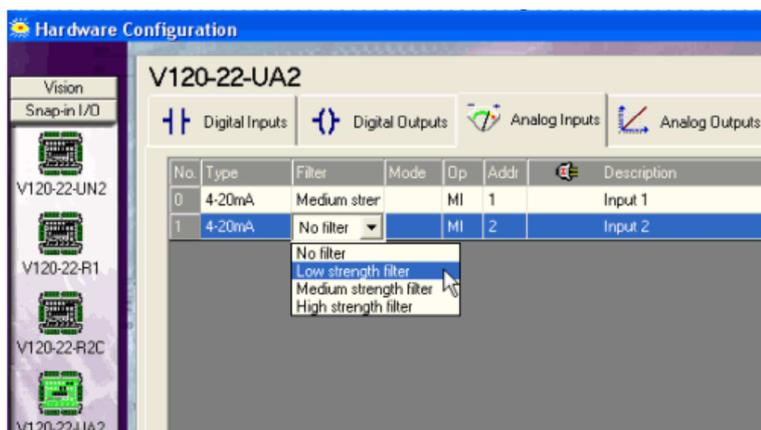
$$84 = 32 + 3 + 4 \cdot 16$$

#### 4.2.5.6 FILTROS PARA LAS ENTRADAS ANALÓGICAS DEL OPLC

El uso de un filtro puede ayudar a proteger su sistema de lecturas de entrada fluctuantes. Los valores de los procesos de filtro actúan sobre una base FIFO (First In First Out) (Primero en entrar, primero en salir). El

proceso de filtrado se ejecuta después de cada nueva lectura analógica. Los valores pueden ser procesados a través del filtro FB.

El campo de filtro, se muestra a continuación, se activa después de definir la entrada analógica



**Fig. 127 Selección tipo de filtro a usar**

Los OPLC tienen varios tipos de filtros:

- Bajo: Calcula el promedio de las dos últimas lecturas
- Medio: Toma las últimas 4 lecturas, elimina los valores más bajos y más altos, a continuación, calcula la media de los 2 valores restantes
- Alto: Toma las últimas 8 lecturas, elimina los dos valores más bajos y los más altos, entonces calcula el promedio de los 4 valores restantes

### 4.3. INSTRUMENTACIÓN DEL PROCESO

Los sensores cumplen una función primordial para realizar la automatización y el control de los procesos. Para el proceso realizado se ha decidido utilizar la siguiente instrumentación:

- Densímetro
- Nivel
- Presencia

Para realizar un diseño seguro y confiable es necesario identificar bien las variables a controlar y decidir qué acciones tomar en cada uno de los

parámetros definidos para ello se realiza una tabla con las variables y parámetros a controlar y la estrategia de solución posible

<b>PARAMETRO</b>	<b>ESTRATEGIA DE SOLUCION</b>
<b>Densidad de resina en la tina de inmersión</b>	Diseñar un sistema de control en lazo cerrado para la densidad de la resina, para obtener un parámetro primordial en el proceso evitando que la preparación de la mezcla quede a criterios del operario sin tecnología alguna
<b>Nivel de resina en la tina de inmersión</b>	Diseñar un sistema de lazo cerrado del nivel de líquido en la tina de inmersión tanto mínimo como máximo para evitar desbordamientos de resina así como tener una cantidad de resina tal, puesto que el tiempo de la impregnación cuenta desde el primer contacto con la mezcla, entonces mientras más bajo esté el nivel de resina una menor cantidad de resina se impregnara y esto no conviene en el proceso
<b>Detección de presencia</b>	Se va a llevar un control del número de atados impregnados así, como de posibles atascamientos al momento de realizar la inmersión, por lo cual se va a utilizar sensores de presencia a la salida del proceso de inmersión dando una señal de que el atado salió correctamente y a la vez llevar un conteo

**Tabla. 60 Estrategias de solución y parámetros para el sistema de control del sistema de impregnación**

PARAMETRO	ESTRATEGIA DE SOLUCION
<b>Monitoreo y manejo de variables del proceso</b>	Diseñar una interfaz gráfica amigable con el operario donde se pueda obtener datos de las variables y graficas de control garantizando los parámetros requeridos por la empresa
<b>Conexiones y protecciones</b>	Realizar el diseño eléctrico y electrónico tanto de control como de potencia con sus respectivas protecciones basándose en normas y estándares para lograr un diseño optimo y libre de errores

**Tabla. 60 Estrategias de solución y parámetros para el sistema de control del sistema de impregnación (continuación)**

#### 4.3.1. SENSORES Y TRASMISORES DE DENSIDAD

La densidad de la mezcla es un valor muy importante a controlar dentro del proceso es por eso que se va a utilizar un densímetro electrónico colocado en la tina de inmersión para controlar de esta manera la densidad de la resina

El densímetro debe estar en contacto directo con la resina y estar monitoreando constantemente



**Fig. 128 Transmisor de densidad EMERSON Micro-Motion**

#### 4.3.1.1 DESCRIPCIÓN

La serie de transmisores de densidad por sondas hidrostáticas con indicador local y RS-485 con transmisores de campo con sondas de nivel para medir la densidad. La medida de densidad puede ser transmitida también por 4-20 mA.



**Fig. 129 Transmisor de densidad Desin Instruments**

**Fuente: Catalogo Desin Instruments**

Las características básicas de este sensor son:

- Marca: Desin Instruments
- Modelo: DMM-4000/DT de densidad
- Transmisor de densidad por 4-20 mA y MODBUS
- Medidas de densidad por dos sondas TNE-12/LL
- Rango de trabajo de  $0,5 \text{ gr/cm}^3$  a  $2 \text{ g/cm}^3$
- Alimentación 85-265 Vac ó 12 a 24 Vdc (opcional)

#### 4.3.1.2 FUNCIONAMIENTO DEL TRANSMISOR

Los transmisores DMM-4000/DT realizan el cálculo de la medida en continuo de la densidad de líquidos mediante dos sensores de presión relativa de alta precisión. Estos sensores se colocan en el depósito a una distancia fija, realiza la medida de la presión diferenciada de la presión hidrostática del fluido. Además una entrada para sensor de Pt100 situado en

el líquido de proceso. Con estos datos se calcula la densidad del fluido en  $\text{g/cm}^3$  indicándola y transmitiéndola hacia el PLC



**Fig. 130 Representación de bus de campo del sensor de densidad**

**Fuente: catalogo DESIN Instruments**

Las otras descripciones del transmisor se encuentran en el anexo 30

#### 4.3.2 TRANSMISORES DE NIVEL

El nivel en la tina de inmersión es importante controlarlo debido a que pueden presentarse problemas de llenado y desbordamiento de resina

La otra principal razón para usar sensores de nivel se debe a que el tiempo de contacto del atado de bambú con la resina depende del nivel en el que se encuentre la mezcla en la tina, por lo que debe tener un valor mínimo de nivel en la tina



**Fig. 131 Transmisor de nivel marca Desin**

**Fuente: Catalogo Desin Instruments**

##### 4.3.2.1 DESCRIPCIÓN DEL SENSOR

Los transmisores de nivel marca Desin de la serie TNE con diafragma rasante son ideales para la medición de niveles de líquidos en tanques

abiertos. La serie también es adecuada para mediciones de baja y media presión en mezclas y medios viscosos donde se requiere montar un diafragma rasante

Las características principales de este sensor son:

- Marca: Desin Instruments
- Modelo: TNE-11
- Rango entre 0... 1,6 mCA y 0 ... 600 mCA
- Señales de salida 4 ... 20 mA / 2 hilos (0 ... 10 V / 3 hilos en opción)
- Larga vida de operación

#### **4.3.2.2 FUNCIONAMIENTO DEL TRANSMISOR**

La columna de líquido sobre el transmisor genera una presión que se transfiere vía diafragma a través del aceite inerte de relleno hacia el elemento sensor, que es proporcional al nivel líquido, en señales estándares de corriente o nivel

Las demás características del sensor se los puede observar en el anexo 31

#### **4.3.3 DETECTORES DE PRESENCIA**

##### **4.3.3.1 GENERALIDADES DETECTOR DE PRESENCIA**

Los detectores de presencia pueden estar basados en distintos tipo de captadores, siendo los más frecuentes los siguientes:

- Detectores Inductivos
- Detectores Capacitivos
- Detectores Fotoeléctricos
- Detectores Ultrasónicos

##### **4.3.3.2 SELECCIÓN DETECTOR DE PRESENCIA**

Los sensores de presencia se van a colocar antes y después del mecanismo de inmersión. El primero se colocaría para detectar si hay presencia de atado en el transportador y el segundo se ubicaría a la salida

del proceso de inmersión antes de caer en la mesa vibratoria para detectar si existieron atascos y como contador de los atados

Se va a utilizar el sensor de presencia fotoeléctrico auto-reflex (auto reflexivo) cuyas características principales son:

<b>Referencia</b>	BR100DDTP
<b>Distancia de detección</b>	100 mm
<b>Detección</b>	Materiales Opacos, Transparentes, Translucidos
<b>Salida de control</b>	PNP
<b>Alimentación</b>	12-24Vdc
<b>Sensibilidad</b>	Ajustable
<b>Modo de operación</b>	Luz/Sombra, Seleccionables
<b>Marca</b>	<b>AUTONICS</b> 

**Tabla. 61 Sensor fotoeléctrico seleccionado**



**Fig. 132 Sensor fotoeléctrico auto reflexivo Autonics**

Las demás características se encuentran en el 32

#### **4.4 ELEMENTOS FINALES DE CONTROL**

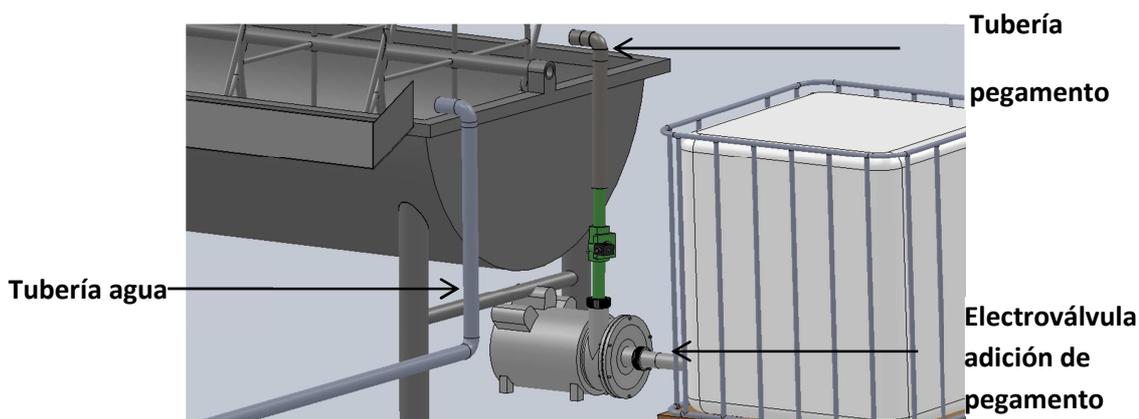
Los elementos finales de control son los dispositivos eléctricos que una vez procesada la señal de control actúan sobre el sistema ya sea con movimientos de flujo (electroválvulas) o movimientos rotatorios (motores)

#### 4.4.1 VÁLVULAS DE CONTROL

La válvula automática de control generalmente constituye el último elemento en un lazo de control instalado en la línea de proceso y se comporta como un orificio cuya sección de paso varía continuamente con la finalidad de controlar un caudal en una forma determinada

##### 4.4.1.2 SELECCIÓN DE LAS VÁLVULAS DE CONTROL

Para el presente proyecto las válvulas de control se las va a utilizar para realizar la mezcla. Por lo tanto se va a utilizar una válvula de control para la adición de pegamento del tanque IBC a la tina de inmersión y otra válvula de control para añadir agua



**Fig. 133 Componentes de la mezcla**

Debido a que se necesita que la mezcla se realice lo más pronto posible y observando también el costo que presenta una electroválvula que mientras mayor sea el orificio de paso mayor costo presenta se va a seleccionar una válvula ON/OFF de 1-1/2" de orificio, 120 V AC., de 2 vías, normalmente abierta



**Fig. 134 Válvula solenoide**

La presión que debe soportar la válvula sería la misma presión con la cual la bomba impulsa el pegamento

La electroválvula seleccionada para la adición de agua es:

Marca:	Danfoss
Modelo:	EV210B 40B
Accionamiento:	Directo NC (Normalmente Cerrada)
Bobina:	24 VDC
Fluido:	Agua, aceite, aire, gases neutros
Conexión:	1 1/2 plg. NPT
Presión diferencial:	0 – 30 bar
Máx. temperatura del fluido:	100 °C
Máx. temperatura ambiente:	Hasta 80 °C
Materiales:	Latón, Acero inoxidable

**Tabla: 62 Datos técnicos de la electroválvula para la adición de agua**

Las demás características de la electroválvula se las puede observar en el anexo 33



**Fig. 135 Válvula solenoide seleccionada**

**Fuente: Catalogo Danfoss**

## **4.4.2 VARIADORES DE FRECUENCIA**

### **4.4.2.1 GENERALIDADES**

Los variadores de velocidad (drives) son dispositivos que permiten variar la velocidad en un motor controlando electrónicamente el voltaje y la frecuencia entregada al motor, manteniendo el torque constante (hasta la velocidad nominal)

Se alimenta al equipo con un voltaje de corriente alterna (CA), el equipo primero convierte la CA en corriente directa (CD), por medio de un puente rectificador (diodos) este voltaje es filtrado por un banco de capacitores interno, con el fin de suavizar el voltaje rectificado y reducir la emisión de variaciones en la señal; posteriormente en la etapa de inversión, la cual está compuesta por transistores (IGBT), que encienden y apagan en determinada secuencia (enviando pulsos) para generar una forma de onda cuadrada de voltaje de CD a un frecuencia constante y su valor promedio tiene la forma de onda senoidal de la frecuencia que se aplica al motor.

### **4.4.2.2 SELECCIÓN VARIADOR DE FRECUENCIA**

Para el presente proyecto se van a utilizar dos variadores de frecuencia uno para el mecanismo de inmersión y otro para el transportador de cadena.

Ambos motores deben estar sincronizados para que el proceso se lleve a cabo

#### 4.4.2.2.1 VARIADOR DE FRECUENCIA FR-D720-100-NA PARA TRANSPORTADOR DE CADENA



**Fig. 136 Variador de frecuencia Mitsubishi FR-D700**

Los ultracompactos variadores de frecuencia de la serie FR-D700 destacan por su manejo extremadamente sencillo y por su amplio volumen de funciones.

El diseño de las conexiones de control con bornes de conexión rápida permite una puesta en funcionamiento rápida y sencilla del variador de frecuencia

#### 4.4.2.2.2 CONEXIONES DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

En la Fig. 136 se encuentra el diagrama de conexiones del variador que el fabricante aconseja

A continuación se describe los elementos que se encuentra en la figura #:

- **Tensión de alimentación trifásica:** el motor que se va a utilizar es trifásico
- **Interruptores automáticos o interruptores diferenciales, fusibles:** Actúa como protección del sistema. Para seleccionar el interruptor el

fabricante proporciona una tabla para seleccionar de acuerdo a la potencia de trabajo (anexo 34)

- **Contactor magnético:** sirve para cortar la energía al motor. Para la selección ver anexo 34
- **Variador de frecuencia:** sirve para reducir la velocidad del motor
- **Filtro de salida:** Suprime el ruido en el cableado
- **Motor:** actuador rotatorio reducido la velocidad

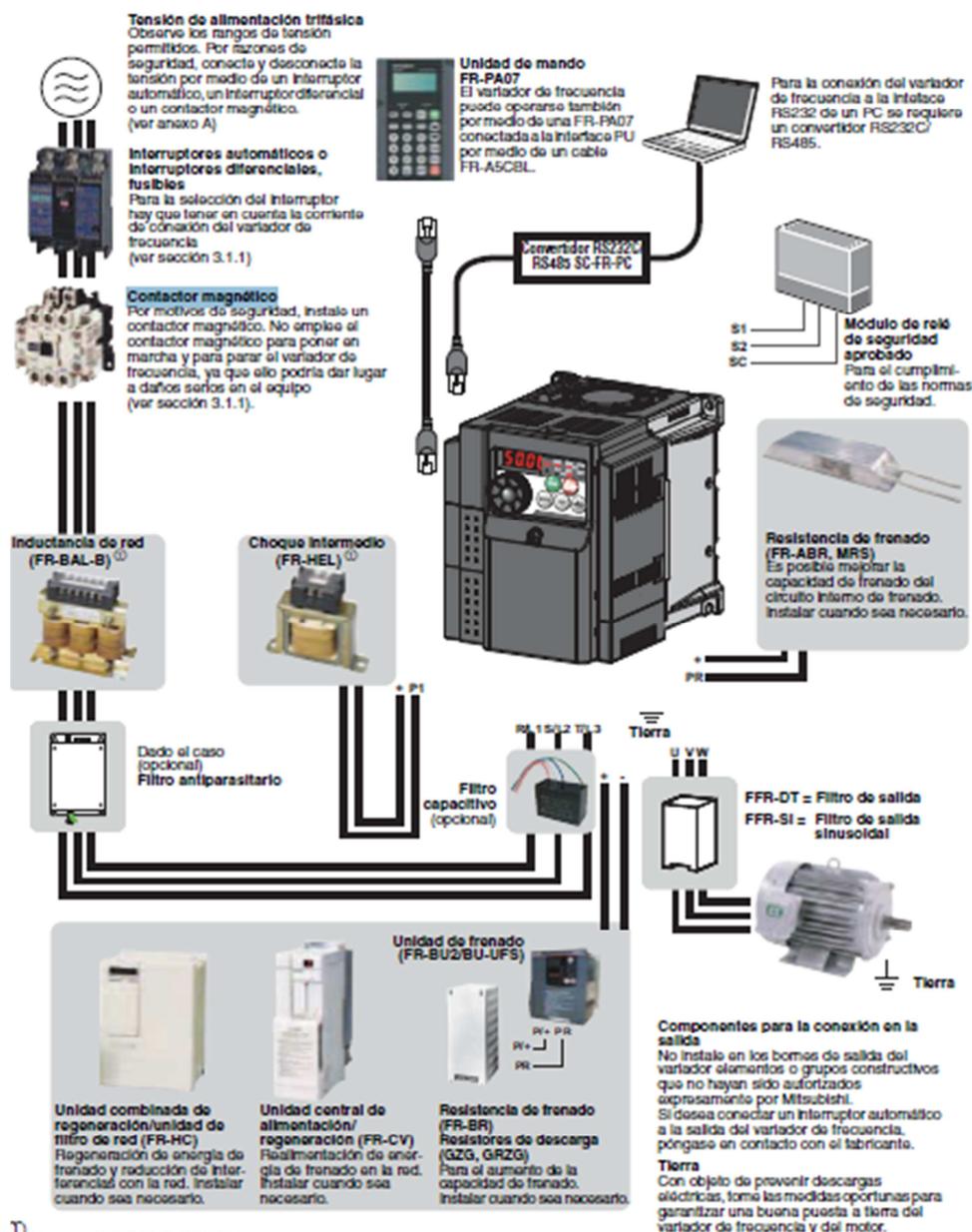


Fig. 137 Conexión del variador de frecuencia

Fuente: [https://my.mitsubishi-automation.com/downloads\\_manager.php?id=6659](https://my.mitsubishi-automation.com/downloads_manager.php?id=6659)

#### 4.4.2.2.3 CONEXIONES DE LOS TERMINALES DE POTENCIA

Borne	Denominación	Descripción
R/L1, S/L2, T/L3	Conexión de tensión de red	Alimentación de tensión de red del variador de frecuencia
U, V, W	Conexión del motor	Salida de tensión del variador de frecuencia (3 ~ 0 V hasta tensión de conexión 0,2–400 Hz)
+, PR	Conexión para resistencia de frenado externa	En los bornes + y PR es posible conectar una resistencia de frenado
+, -	Conexión para unidad de frenado externa	En los bornes + y - es posible conectar una unidad de frenado
+, P1	Conexión para choque intermedio	Retire el puente entre los bornes + y P1 conecte aquí el choque intermedio opcional.
	PE	Conexión de conductor protector del variador de frecuencia

Tabla. 63 Conexiones terminales de potencia variador

#### 4.4.2.2.4 ASIGNACIÓN DE LOS BORNES Y CABLEADO

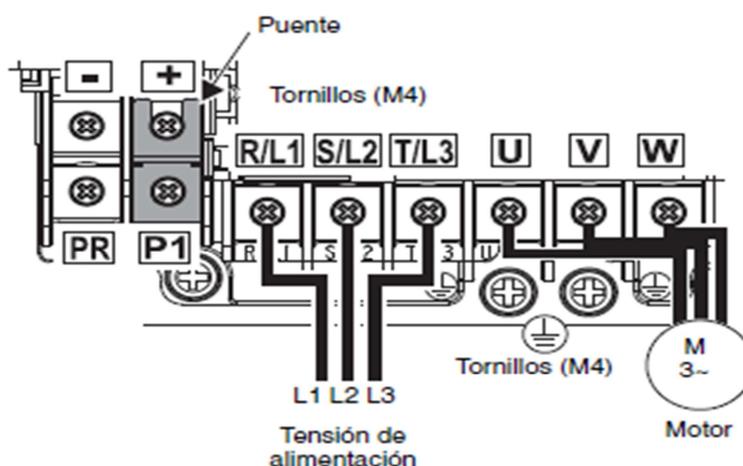


Fig. 138 Asignación de bornes y conexión de la tensión de alimentación y del motor

#### 4.4.2.2.5 CIRCUITO DE CONTROL DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

Borne	Denominación	Descripción	Datos técnicos
STF	Señal de marcha a la derecha	El motor gira hacia la derecha cuando hay una señal en el borne STF	Resistencia de entrada: 4,7 kΩ Tensión de activación: 21–26 V DC Corriente de entrada: 4–6 mA DC
STR	Señal de marcha a la izquierda	El motor gira hacia la izquierda cuando hay una señal en el borne STR	
RH, RM, RL	Preselección de la velocidad	Preselección de 15 frecuencias diferentes de salida (frecuencias fijas)	

**Tabla. 64 Señales de entrada**

Borne	Denominación	Descripción	Datos técnicos
SD	Punto de referencia conjunto (0 V) para salida de 24 V DC	Una función de control determinada se activa uniendo el borne correspondiente con el borne SD.	
PC	Salida de 24 V DC y punto de referencia común para entradas de control en lógica positiva	Salida de 24 V DC/0,1 A	Rango de tensión de salida: 22–26,5 V DC Corriente máx. de salida: 100 mA
10 (Tensión de salida 5 V DC)	Salida de tensión para potenciómetro de valor consigna	Este borne sirve para la alimentación de tensión de un potenciómetro externo de valor consigna. Tensión nominal de salida: 5 V DC Potenciómetro recomendado: 1 kΩ, 2 W lineal,	5,0 V DC $\pm$ 0,2 V, máx. 10 mA

**Tabla. 65 Puntos de referencia**

Continúa →

Borne	Denominación	Descripción	Datos técnicos
2	Entrada de tensión para señal de valor consigna de frecuencia	Una señal de valor consigna de 0 A 5 (o de 0 a 10 V) en este borne da lugar a la salida de la frecuencia de salida máxima con 5 V ó con 10 V.	Resistencia de entrada: 10 k $\Omega$ $\pm$ 1 k $\Omega$ Tensión máx. de entrada: 20 V DC
4	Entrada de corriente para señal de valor consigna de frecuencia	La señal de valor consigna 4–20 mA DC (0–5 V ó 0–10 V) se aplica a este borne	Entrada de corriente: Resistencia de entrada: 233 $\Omega$ $\pm$ 5 $\Omega$ Corriente máx. de entrada: 30 mA
5	Punto de referencia para señal de valor consigna de frecuencia y salidas analógicas	El borne 5 representa el punto de referencia (0 V) para todas las magnitudes de valores nominales analógicos	
10 2	Entrada PTC	Los bornes 10 y 2 sirven como entrada para un sensor PTC	Resistencia del sensor PTC: 500 $\Omega$ –30 k $\Omega$

**Tabla. 65 Puntos de referencia (continuación)**

Borne	Denominación	Descripción	Datos técnicos
A, B, C	Salida de relé (salida de alarma)	La salida de alarma tiene lugar mediante contactos de relé	Carga: 230 V AC/0,3 A (con factor de potencia: 0,4) ó bien 30 V DC/0,3 A
RUN	Salida de señal para marcha de motor	La salida está activada cuando la frecuencia de salida es igual o mayor que la frecuencia de inicio del variador de frecuencia	Carga permitida: 24 V DC (máx. 27 V DC), 0,1 A

**Tabla. 66 Señales de salida**

Continúa 

Borne	Denominación	Descripción	Datos técnicos
SE	Potencial de referencia para salidas de señal	Potencial de referencia para la señal RUN	
AM	Salida de tensión analógica	Salida en el ajuste de fábrica: Frecuencia de salida	Tensión de salida: 0–10 V DC Corriente máx. de salida: 1 mA

**Tabla. 66 Señales de salida (continuación)**

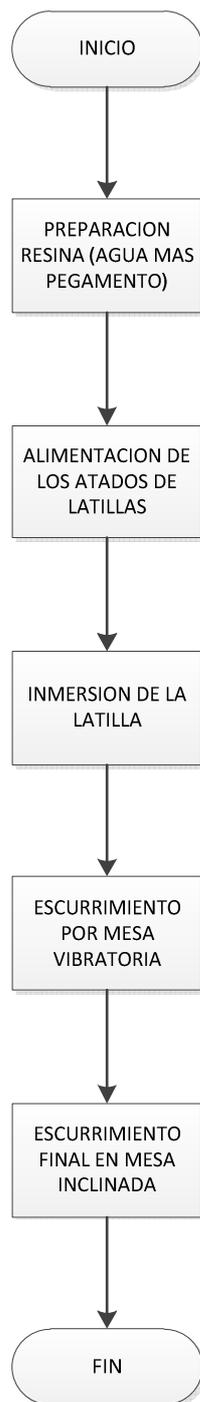
Debido a las bajas velocidades con las cuales se va a trabajar se decidió que para la reducción de las revoluciones se utilice un sistema combinado compuesto, en primer lugar por el variador de frecuencia que reducirá las revoluciones a 50 rpm y un reductor mecánico que dará las 2,5 rpm que se necesita

## **4.5 PROGRAMACIÓN DEL CONTROLADOR**

### **4.5.1 ESQUEMA GENERAL DEL PROCESO**

Para poder realizar el control y la automatización se va a realizar un diagrama de flujo general del proceso para entender mejor el diseño realizado

El proceso de impregnación de la latilla sería el siguiente:

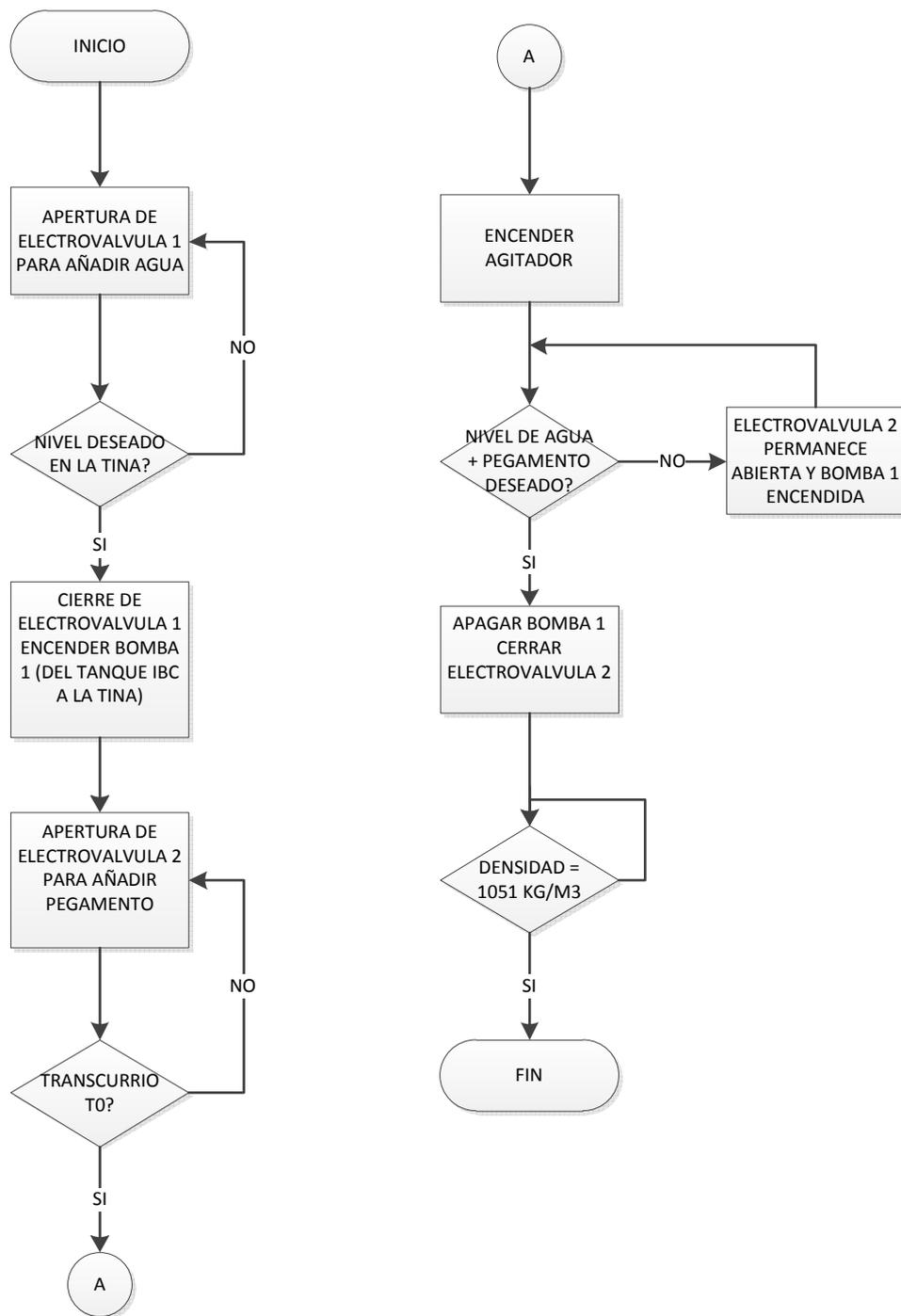


**Fig. 139 Diagrama de proceso del proceso de impregnación**

#### **4.5.2 ESTUDIO DE CADA SUBPROCESO DISEÑADO**

Por facilidad se va a realizar el control de cada subproceso presentado en el diagrama de flujo

Primeramente se tiene la parte de la preparación de la mezcla. El diagrama de flujo es:

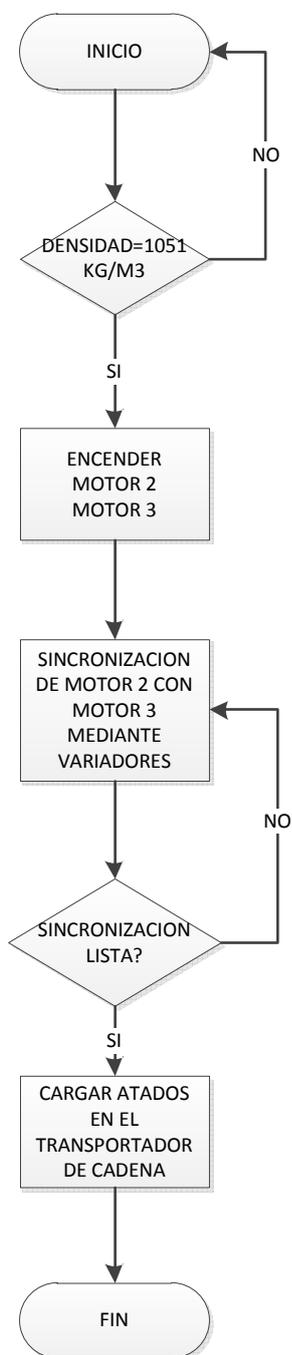


**Fig. 140 Diagrama de flujo del ciclo de preparación de la resina**

En el diagrama de flujo se puede observar un T0, cuyo significado se refiere a que se va añadir el pegamento en una cierta cantidad y va a empezar el agitador a mezclar con el objetivo de evitar que recién se empiece la agitación al momento de que ingrese todo el pegamento

Además para evitar que las partículas de resina reposen en el fondo de la tina el agitador no se detiene

Una vez preparada la resina con la densidad requerida, se realiza la alimentación de los atados de latilla del bambú

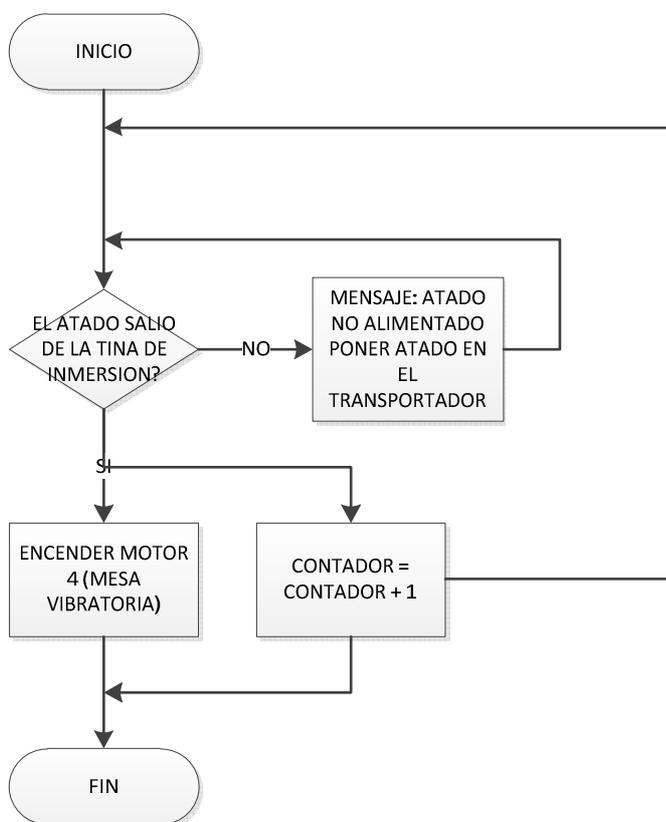


**Fig. 141 Diagrama de flujo Sincronización motores de alimentación e inmersión**

Una vez obtenido la resina, y sincronizado el motor que mueve el transportador de cadena con el motor que realiza la inmersión de los atados. Se procede a la inmersión de la latilla y por ende la impregnación de la resina, teniendo en cuenta siempre el valor de la densidad así como el nivel en la tina.

El operario al colocar los atados de latilla en las canaletas del transportador de cadena añadido a la sincronización de los motores, automáticamente irá alimentando al mecanismo de inmersión uno por uno, impregnándose de resina mediante el movimiento de los volantes de inmersión

Una vez que se haya impregnado el atado se escurrirá en la mesa vibratoria, por lo tanto se va a colocar a la salida del proceso de inmersión un sensor fotoeléctrico de presencia que dará la señal para que se encienda la mesa vibratoria y también funcionara como un contador para saber al final de la jornada laboral cuantos atados se impregnaron



**Fig. 142 Diagrama de flujo alimentación y escurrimiento**

Finalmente se tiene que realizar la recirculación de la resina excedente proveniente de la mesa vibratoria y de la mesa inclinada

Para esto se debe tener cuidado en la densidad de la resina puesto que la concentración de la mezcla excedente no va a ser igual, por lo que se va a proceder a mandar el fluido de regreso después de ciertos tiempos, con la finalidad de parar el proceso y realizar una nueva mezcla utilizando la resina excedente, pegamento o agua dependiendo de si es mayor o menor la densidad

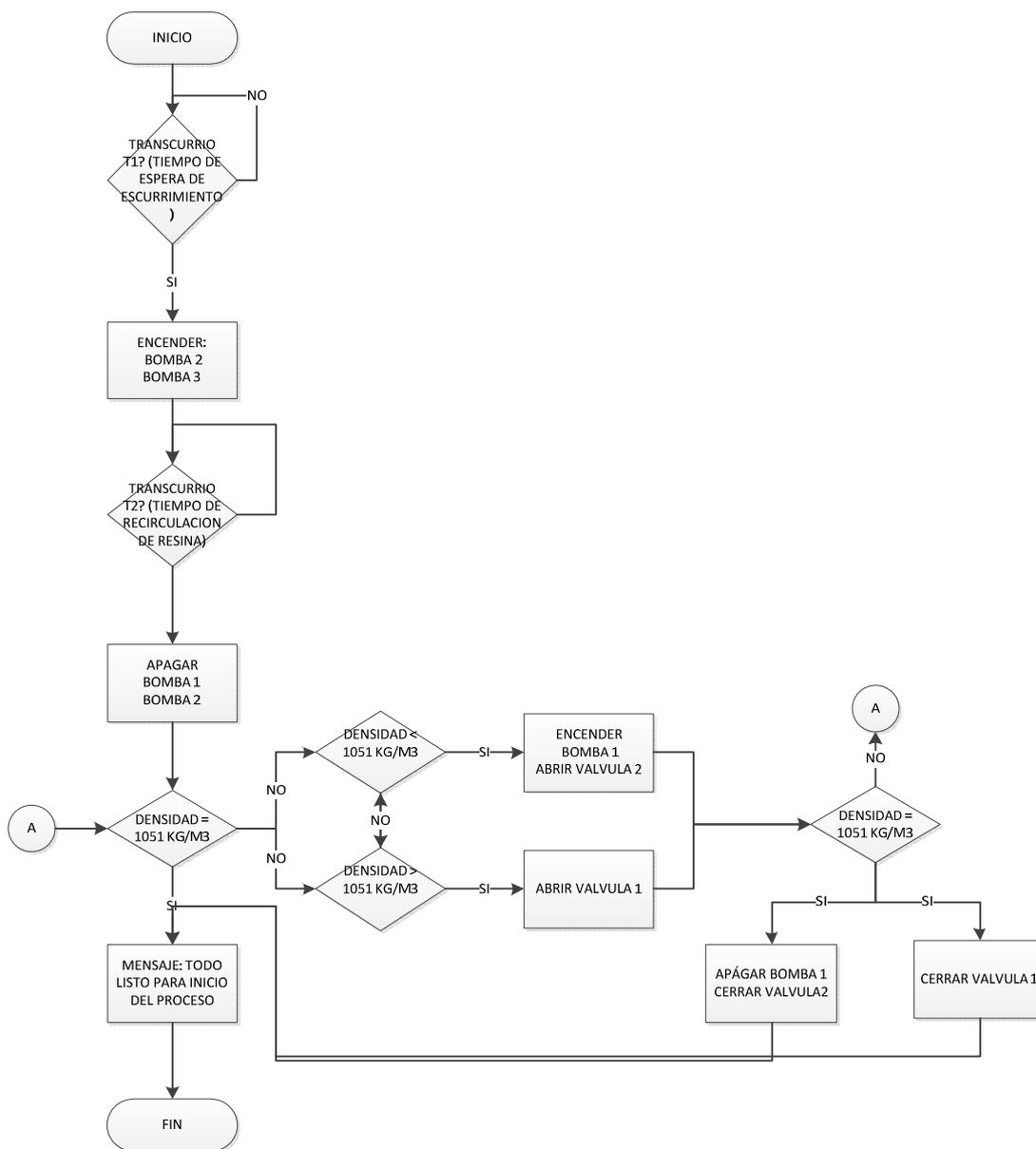
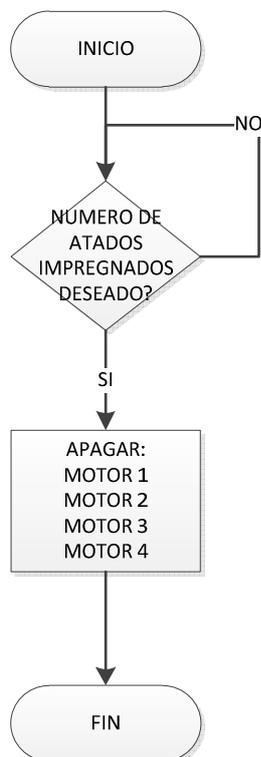


Fig. 143 Diagrama de flujo recirculación y preparación de nueva resina

Finalmente cuando la cantidad deseada de atados de bambú se impregnen con resina se apagaran todos los actuadores utilizados



**Fig. 144 Diagrama de flujo de finalización de proceso**

#### 4.5.3 DESARROLLO DE PROGRAMA EN VISILOGIC

Se define las entradas y salidas del PLC

Las entradas digitales al PLC son únicamente la de los sensores de posición

OPERADOR	DIRECCION	DESCRIPCION
I (input)	3	SENSOR POSICION_1
I (input)	4	SENSOR POSICION_2

**Tabla. 67 Entradas digitales**

Las entradas analógicas vendrían a ser las señales del densímetro y de nivel

No	TIPO	FILTRO	OPERADOR	DIRECCION	DESCRIPCION
0	4-20 mA	Medio	MI (memory integer)	0	Densímetro
1	4-20 mA	Medio	MI (memory integer)	1	Nivel

**Tabla. 68 Entradas analógicas**

La entrada analógica en el módulo de expansión es para determinar los hertzios del variador que controla el motor de inmersión y lograr la sincronización de los motores además de variar el tiempo de impregnación ya que depende de la velocidad del motor

No	TIPO	OPERADOR	DIRECCION	DESCRIPCION
0	4-20 mA	MI (Memory Integer)	10	Entrada de HZ

**Tabla. 69 Entradas analógicas módulo de ampliación**

Las salidas a relé del PLC son:

OPERADOR	DIRECCION	DESCRIPCION
O (output)	0	SOLENOIDE AGUA
O (output)	1	SOLENOIDE PEGAMENTO
O (output)	2	MOTOR AGITADOR
O (output)	3	MOTOR INMERSION
O (output)	4	MOTOR TRANSPORTADOR
O (output)	5	MOTOR VIBRACIONES
O (output)	6	BOMBA PEGAMENTO
O (output)	7	BOMBA RECIRCULACION_1
O (output)	8	BOMBA RECIRCULACION_2

**Tabla. 70 Salidas digitales**

Las salidas analógicas para dar la señal a los variadores son:

No.	TIPO	OPERADOR	DIRECCION	DESCRIPCION
0	4-20 mA	MI (Memory Integer)	32	SALIDA VARIADOR_1
1	4-20 mA	MI (Memory Integer)	33	SALIDA VARIADOR_2

**Tabla. 71 Salidas analógicas módulo de ampliación**

La programación se encuentra en el anexo 35

#### 4.5 DISEÑO HMI PARA EL CONTROL DEL PROCESO DE IMPREGNACIÓN

En el display de inicio del proceso se tiene

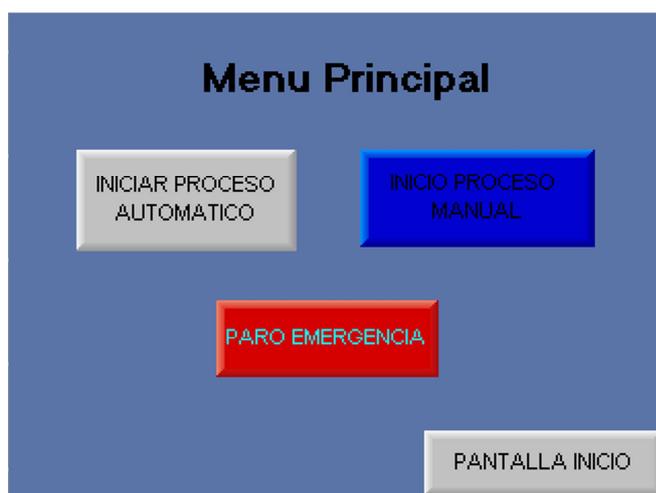
- Botón de menú principal del proceso
- Numero de atados impregnados
- Mensaje de valor de proceso de la densidad
- Mensaje de valor de proceso del nivel
- Mensaje de atasco de atado



**Fig. 145 Pantalla de inicio del proceso BIGBAMBOO S.A.**

En el display del menú principal:

- El inicio del proceso automático
- El inicio del proceso manual
- El paro de emergencia



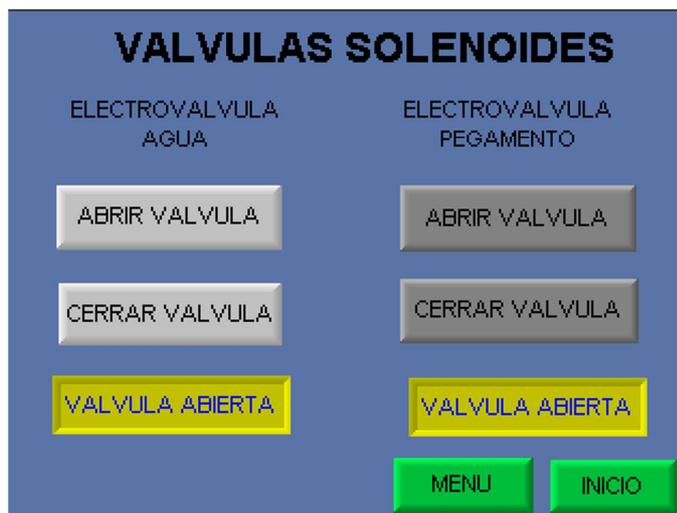
**Fig. 146 Display Menú Principal**

Según se haya seleccionado proceso automático o manual, el display que se va a mostrar se encuentra todos los elementos que intervienen en el proceso



**Fig. 147 Display Inicio Proceso**

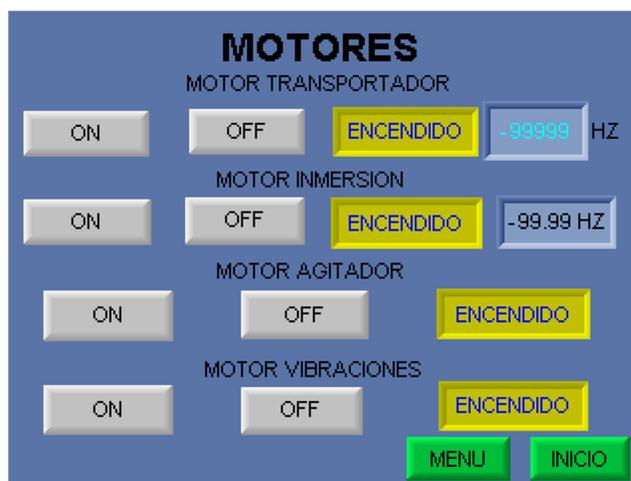
Para cada actuador y sensor utilizado hay un display asignado. El display de Válvulas muestra la activación manual de cada una y si el proceso es automático muestra su estado de on/off



**Fig. 148 Display Válvulas**

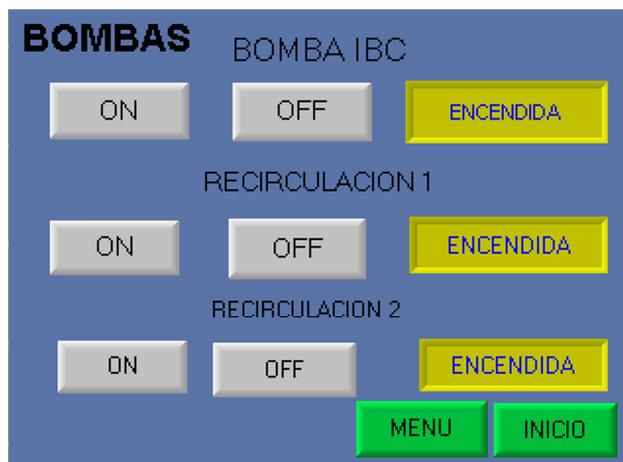
El display de motores es de iguales características que el de las válvulas.

A petición de la empresa la velocidad del motor de inmersión va a quedar de forma manual con el objetivo de variar tiempo de impregnación para realizar un estudio del mismo, por lo que el display muestra la cantidad de hertzios enviados al variador de frecuencia tanto para el motor de inmersión como el de transportador



**Fig. 149 Display Motores**

El display bombas da la opción de encender o apagar las bombas si el proceso es manual o a su vez muestra el estado on/off si es proceso automático

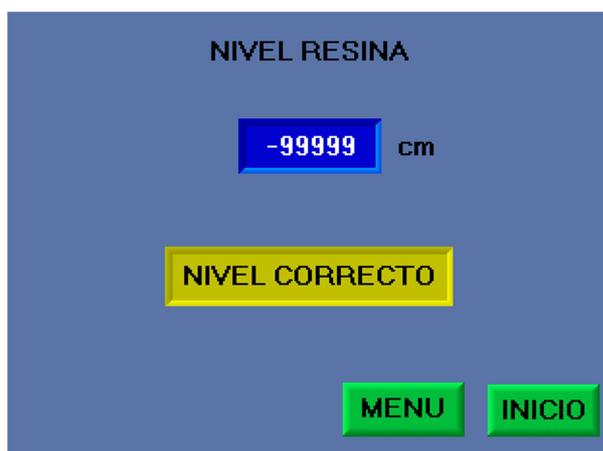


**Fig. 150 Display Bombas**

Finalmente se tiene los tres últimos displays donde muestra a los sensores y sus respectivas mediciones



**Fig. 151 Display Densidad**



**Fig. 152 Display Nivel**



**Fig. 153 Display Detectores de presencia**

## **CAPITULO 5**

### **ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROYECTO**

#### **5.1 INTRODUCCIÓN**

Una vez diseñado el sistema automático para el proceso de impregnación de resina, es necesario realizar un análisis económico para determinar el costo del proyecto

Para realizar el análisis económico se debe tomar en cuenta:

- Costos directos
- Costos indirectos

#### **5.2 COSTOS DIRECTOS**

Los costos directos son los gastos que se realizan en la compra de materiales, accesorios y equipos necesarios para la construcción y funcionamiento del equipo como son planchas de acero, ejes, tubos mecánicos, perfiles, etc.

Para determinar el costo total directo se considera los costos de:

- Materiales directos
- Elementos normalizados
- Elementos mecánicos
- Elementos eléctricos
- Elementos para automatización y control
- Costos de montaje

##### **5.2.1 COSTO DE MATERIALES DIRECTOS**

Se denomina materiales directos a toda la materia prima que se utiliza para construir los elementos que conforman los diferentes sistemas. Debido a que se repiten materiales para los distintos sistemas se ha colocado solo una vez el valor. La tubería es de 6 metros de longitud

LISTA DE MATERIA PRIMA					
	N°	Cantidad	Descripción	Costo Total (\$)	Proveedor
Preparación de resina	1	6 metros	Tubería de acero cedula 40 de diámetro nominal 1 ½"	37,52	DIPAC
	2	120 mm	Eje de acero Ø 90mm, 120 mm	-	IVAN BOHMAN
	3	200 mm	Eje cilíndrico acero AISI 1018 Ø 69,85 MM	21,50	IVAN BOHMAN
	4	4,5 metros	Tubo tipo poste de Acero ASTM A-500, Ø 3"	31,36	DIPAC
	6	1	Plancha de Acero, A-283 Gr. C 2440x3700x6,35 mm	968,80	IPAC
	7	1	Plancha de Acero, ASTM A-283 Gr. C	-	IPAC
	8	1	Plancha de Acero, AISI 1045 80x16x16mm	12,00	IVAN BOHMAN
	9	1500x640 mm	Malla electrosoldada	10,00	DIPAC
	Volantes de inmersión	10	26 metros	Tubo mecánico tipo ASTM A-569 diámetro 1"	46,15
11		2,7 metros	Tubo mecánico tipo ASTM A-513 diámetro 2 3/8"	19,71	DIPAC
12		4,2 m	Eje cilíndrico acero AISI 1018 Ø 120 MM	806,40	IVAN BOHMAN
Transportador de cadena	13	12	Canaletas de plástico 2000x145 mm	35,00	
	14	12,8 metros	Tubo estructural cuadrado de 75x3mm	209,35	DIPAC
	15	1	Plancha de Acero, ASTM A-36 400x400x6mm	18,98	DIPAC
	16	1	Plancha de Acero, ASTM A-36 500x500x3 mm	10,08	DIPAC

**Tabla. 72 Costo de materia prima**

Continua →

	N°	Cantidad	Descripción	Costo Total (\$)	Proveedor
Sistema de escurrimiento	17	1	Plancha de acero ASTM A-36 de 2000x1000x3mm	80,64	DIPAC
	18	1	Rejilla electrosoldada 2220x1000 mm	19,00	DIPAC
	19	2 metros	Perfil estructural "U" 100x50x4 mm	38,10	DIPAC
	20	110 mm	Eje acero AISI 4340, Ø 70 mm	20,41	IVAN BOHMAN
	21	450 mm	Eje acero AISI 1018 Ø 50 mm	14,25	IVAN BOHMAN
	22	9 m	Alambre trefilado de alto carbono ASTM A227, Ø 9mm	13,00	ADELCA
	23	10 metros	Perfil estructural "L", ASTM A-36 60x60x4 mm	64,38	DIPAC
	24	5,2 metros	Tubería de acero, ASTM A53 GrB, Ø 1"	-	DIPAC
	25	1	Plancha de acero ASTM A-588 210x100x6 mm	15,68	DIPAC
	26	1	Plancha de Acero A-283 Gr. C 400x400x6,35 mm	-	IPAC
	27	1 metro	Tubo mecánico redondo, diámetro nominal 2", espesor 2mm	36,53	IPAC
Mesa inclinada	28	1	Plancha de acero ASTM A-36 de 1150x2300x6mm	172,12	DIPAC
	29	3 metros	Perfil estructural "L", ASTM A-36 60x60x4 mm	-	DIPAC
	30	1	Plancha de Acero, ASTM A-36 400x400x6mm	18,98	DIPAC
<b>TOTAL:</b>					<b>\$ 2.719,96</b>

**Tabla. 72 Costo de materia prima (Continuación)**

**Nota: Precios cotizados al 17-08-2013**

### 5.2.2 COSTO DE MATERIALES MECÁNICOS

En la siguiente tabla se detallan todos los elementos mecánicos utilizados como chumaceras, poleas, bandas etc.

LISTA DE MATERIALES MECÁNICOS					
	ITEM	Cant.	Descripción	Costo Total (\$)	Proveedor
Preparación de resina	1	1	Reductor Mecánico AC Potencia: 0,55 kW i= 13,04 real	223,00	INGELCOM
	2	1	Sello Mecánico resorte corto	5,83	IVAN BOHMAN
	3	2	Polea 3 canales Ø 100mm, Ø interno 60 mm	24,00	TECNIRULIMAN
Volantes de inmersión	4	3	Correa trapezoide 3V número 25"	24,90	TECNIRULIMAN
	5	2	Chumacera serie UCP 212, P 212, Ø 60 mm	69,12	IVAN BOHMAN
	6	1	Reductor Mecánico Transtecno AC Potencia: 1.5 hp, i= 20,08	420,00	INGELCOM
Transportador de cadena	7	3556 mm	Cadena de doble hilera, paso 1 3/4 "	155,40	IVAN BOHMAN
	8	4	Catalina simple AISI 1045, diámetro de paso 6,762", 12 dientes	60,00	IVAN BOHMAN
	9	2	Polea tres canales Ø 75mm, Ø interno 50 mm	22,00	TECNIRULIMAN
	10	3	Correa trapezoide 3V número 45"	32,00	IVAN BOHMAN
	11	4	Chumacera serie UCP 210, P 210, Ø 50 mm	76,61	IVAN BOHMAN
	12	1	Reductor Mecánico Transtecno AC Potencia: 2,2 kW, i= 20,31	459,00	INGELCOM
Sistema de escurrimiento	13	2	Polea diámetro 140mm, diámetro interno 35 mm	30,00	TECNIRULIMAN
	14	2	Correa trapezoide 3V número 53"	28,00	IVAN BOHMAN
	15	2	Chumacera serie UCP 207, P 207, Ø 35 mm	24,23	IVAN BOHMAN
	16	2	Cartucho filtrante de malla de acero	9,70	INGELCOM
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 1663,79</b>	

**Tabla. 73 Costo de materiales mecánicos**

**Nota: Precios cotizados al 30-08-2013**

### 5.2.3 COSTO DE MATERIALES ELÉCTRICOS

A continuación se detallan todos los elementos eléctricos del sistema como motores, bombas

LISTA DE MATERIALES ELECTRICOS					
	ITEM	Cant.	Descripción	Costo Total	Proveedor
Preparación de resina	1	1	Bomba de engranes de 1/2 hp	\$ 450,00	INGELCOM
	2	1	Motor de 0.75 HP, 1200 rpm	\$ 221,16	COMERCIAL MEJIA
	3	1	Válvula solenoide DANFOSS 1 ½" para agua	\$ 240,00	VIA INDUSTRIAL
	4	1	Válvula solenoide DANFOSS 1 ½" para resina	\$ 270,00	VIA INDUSTRIAL
Volantes de inmersión	5	1	Motor de 1.5 HP y 1200 rpm	\$ 310,00	COMERCIAL MEJIA
	6	1	Variador de frecuencia Mitsubishi 240V 1.5 HP FR-D720	\$ 440,00	DICOMAELECTRO
Transportador de cadena	7	1	Motor de 3 HP a 1200 rpm	\$ 392,85	COMERCIAL MEJIA
	8	1	Variador de frecuencia Mitsubishi 240V 3 HP FR-D720	\$ 598,58	DICOMAELECTRO
Sistema de escurrimiento	9	1	Motor de 4 HP y 1200 rpm	\$ 507,31	COMERCIAL MEJIA
	10	2	Bomba de 1/2 hp	\$ 390,00	INGELCOM
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 3.819,9</b>	

**Tabla. 74 Costo de materiales eléctricos**

**Nota: Precios cotizados al 15-08-2013**

#### **5.2.4 COSTO DE MATERIALES PARA EL CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN**

La siguiente tabla muestra todos los elementos necesarios para realizar el control y la automatización como PLC, instrumentación utilizada, relés etc.

<b>LISTA DE MATERIALES NORMALIZADOS</b>				
<b>ITEM</b>	<b>Cant.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Costo Total (\$)</b>	<b>Proveedor</b>
1	1	OPLC V350-35-R34 con modulo IO-AI4-AO2	1.331,86	DICOMALECTRO
2	1	Transmisor de densidad y nivel DMM-4000/DT	3.111,01	DICOMALECTRO
3	2	Sensor fotoeléctrico auto reflexivo	135,80	VIA INDUSTRIAL
4	9	Relé 24 Vdc	125,62	COMERCIAL MEJIA
5	4	Contactador Tripolar 220 VAC	129,08	COMERCIAL MEJIA
6	5	Contactador 110VAC	161,36	COMERCIAL MEJIA
7	3	Fusibles 3P, 16 A	1,01	COMERCIAL MEJIA
8	3	Fusibles 3P, 10 A	1,01	COMERCIAL MEJIA
9	6	Fusibles 3P, 32 A	2,02	COMERCIAL MEJIA
10	4	Porta fusibles 10x38 3P, 32 A	20,16	COMERCIAL MEJIA
11	4	Porta fusibles 10x38 1P, 32 A	6,72	COMERCIAL MEJIA
12	4	Fusibles 1P, 32 A	1,34	COMERCIAL MEJIA
13	1	Cable	45,69	COMERCIAL MEJIA
14	1	Panel	76,52	COMERCIAL MEJIA
15		Varios	40,00	COMERCIAL MEJIA
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 5.189,20</b>	

**Tabla. 75 Costo de materiales para automatización y control**

**Nota: Precios cotizados al 15-08-2013**

El costo total por materiales sería la suma de todos los elementos anteriores:

<b>Materiales</b>	<b>Costo (usd)</b>
Materia prima	\$ 2719,96
Mecánicos	\$ 1663,79
Eléctricos	\$ 3819,9
Automatización y control	\$ 5.189,20
<b>TOTAL MATERIALES</b>	<b>\$ 13392,85</b>

**Tabla. 76 Costo total materiales**

### 5.3 COSTOS DE FABRICACIÓN

Para encontrar los costos por fabricación se decidió dividirlo por cada subsistema. Se va a cobrar un cierto porcentaje por mano de obra del material total empleado, siendo los valores por mano de obra los siguientes:

<b>PIEZAS</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO</b>
Tina de mezclado e inmersión	1	\$ 258,87
Agitador de turbina	1	\$ 40,00
Volantes de inmersión	3	\$ 80,00
Transportador de cadena	1	\$ 228,20
Mesa vibratoria	1	\$ 107,18
Mesa inclinada final	1	\$ 45,00
<b>TOTAL</b>		<b>\$ 759,25</b>

**Tabla. 77 Costos por mano de obra**

Se calcula los costos directos

<b>Costos por:</b>	<b>Valor (usd)</b>
Total materiales	\$ 13392,85
Mano de obra	\$ 759,25
Transporte	\$ 150,00
Ensamblaje	\$ 160,00
<b>TOTAL COSTOS DIRECTOS</b>	<b>\$ 14462,1</b>

**Tabla. 78 Valor total costos directos**

## 5.4 COSTOS INDIRECTOS

Son todos los costos de fabricación distintos de los materiales directos y de la mano de obra directa. Estos costos hacen referencia al grupo de costos utilizado para acumular los costos indirectos de fabricación

<b>DETALLE</b>	<b>VALOR (usd)</b>
Lubricantes	\$ 20,00
Thiñer	\$ 4,50
Guaipe	\$ 1,50
Suministros de oficina	\$ 30,00
Impresiones	\$ 30,00
Varios	\$ 20,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 106,00</b>

**Tabla. 79 Materiales indirectos**

Finalmente los costos totales indirectos son:

<b>DETALLE</b>	<b>VALOR (usd)</b>
Materiales Indirectos	\$ 106,00
Mano de obra indirecta	\$ 80,00
<b>TOTAL COSTOS INDIRECTOS</b>	<b>\$ 186,00</b>

**Tabla. 80 Valor total costos indirectos**

## 5.5 COSTO TOTAL DEL SISTEMA DE IMPREGNACIÓN

Se suma el total de los gastos directos con los gastos indirectos

<b>DETALLE</b>	<b>VALOR (USD)</b>
Total costos directos	\$ 14462,10
Total costos indirectos	\$ 186,00
<b>TOTAL COSTOS</b>	<b>\$ 14648,10</b>

**Tabla. 81 Valor total costos indirectos**

Por lo tanto el valor total para implementar el sistema automático para el control de impregnación de resina en latillas de bambú asciende al valor de **\$14648,10** cuyo valor está dentro del límite aprobado por la empresa

## 5.6 EVALUACIÓN FINANCIERA

La evaluación financiera se la realiza para ver si es rentable o no la construcción del diseño efectuado

La evaluación financiera consiste en encontrar el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR)

Cabe mencionar que el proceso de impregnación de resina tiene un peso del 35% sobre el producto terminado

### 5.6.1 VALOR ACTUAL NETO (VAN)

El valor actual neto es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión

La fórmula que permite hallar el valor actual neto es:

$$VAN = -I_{INI} + \sum_{t=1}^n \frac{V_{tc}}{(1+i)^t} \quad (\text{Ec. 5.1})$$

Dónde:

VAN: valor actual neto

$I_{INI}$ : Inversión inicial

n: número de periodos

t= periodo

$V_{tc}$ : Valor actualizado de flujos de caja para cada periodo

i: tasa de inflación

La empresa beneficiaria tiene los siguientes costos estimados:

ITEM	VALOR
Utilidad promedio por m <sup>2</sup> de piso de bambú	20,00
Utilidad del proceso de impregnación	6,00
Ventas por mes (m <sup>2</sup> )	50,00
Ventas anuales (m <sup>2</sup> )	600,00
<b>TOTAL ANUAL (USD)</b>	<b>\$ 3.600,00</b>

**Tabla. 82 Valores estimados por venta de pisos de bambú**

El diseño realizado aumentara en un 300% el proceso de impregnación, se estiman los siguientes volares por utilidad neta

ITEM	VALOR
Costo promedio por m <sup>2</sup> de piso de bambú	20,00
Costo del proceso de impregnación	6,00
Ventas por mes (m <sup>2</sup> )	150,00
Ventas anuales (m <sup>2</sup> )	1800,00
<b>TOTAL ANUAL (USD)</b>	<b>\$ 10.800,00</b>

**Tabla. 83 Valores de utilidad neta esperada por venta de pisos de bambú**

Se calcula para 5 años con una tasa de inflación de 10% anual. Con estos datos el VAN es:

n	0	1	2	3	4	5
<b>Io</b>	14648,1					
<b>Vtc</b>		10.800,00	11.880,00	13.068,00	14.374,80	15.812,28
<b>i</b>	10	10	10	10	10	10
<b>(1+i)<sup>t</sup></b>	1	1,1	1,21	1,331	1,4641	1,61051
<b>Flujo de caja proyecto</b>		9.818,18	9.818,18	9.818,18	9.818,18	9.818,18
<b>VAN</b>	34.442,81					

**Tabla. 84 Calculo del VAN**

Al ser el VAN mayor que la inversión inicial se van a producir ganancias

### 5.6.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

La tasa interna de retorno - TIR -, es la tasa que iguala el valor presente neto a cero. La TIR puede utilizarse como indicador de la rentabilidad de un proyecto: a mayor TIR, mayor rentabilidad.

$$-I_{INI} + \sum_{t=1}^n \frac{V_{tc}}{(1+i)^t} = 0 \quad (\text{Ec. 5.1})$$

Si la TIR es mayor a la tasa de inflación asumida el proyecto es rentable

n	0	1	2	3	4	5
lo	14648,1					
Vtc		10.800,00	11.880,00	13.068,00	14.374,80	15.812,28
i	76,8694	76,8694	76,8694	76,8694	76,8694	76,8694
(1+i)^t	1	1,768694	3,128278	5,532967	9,786126	17,30866
Flujo de caja proyecto		6.106,20	3.797,62	2.361,84	1.468,90	913,55
VAN	0,00					

**Tabla. 85 Calculo del TIR**

La TIR es de 76,87% que es una tasa mayor a la asumida, por lo tanto el proyecto es rentable

## **CAPITULO 6**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **6.1 CONCLUSIONES**

Luego de la finalización del proceso se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- Se realizó el diseño mecánico, eléctrico, de control e instrumentación del proceso de impregnación de resina en las latillas trapichadas de bambú dentro de las especificaciones propuestas por la empresa BIGBAMBOO
- Se efectuó el diseño de la tina de inmersión de tal forma que cumpla con los procesos tanto de mezclado de la resina como el de inmersión de los atados de latillas de bambú para evitar la construcción de un equipo adicional de mezcla
- Se realizó un control ON/OFF para la densidad de la resina debido a la instrumentación utilizada (sensores de densidad y nivel), a los actuadores como solenoides y bombas y el procesamiento de señales mediante un OPLC
- Con el diseño del alimentador semiautomático de atados de bambú el operario se limitara a colocar las latillas en las canaletas de transporte para cumplir con el proceso de impregnado
- La impregnación es uniforme debido al diseño del sistema de inmersión, con un control de tiempo de inmersión variable, además de eliminar el esfuerzo físico realizado por el operario y el contacto directo con los componentes químicos presentes en la resina

- Se diseñó un método para escurrir los atados impregnados mediante vibraciones mecánicas, con lo que se eliminaría el tiempo muerto de producción generado por los atados de latillas al colocarlos de forma vertical y esperar a que el excedente de resina baje por efectos de gravedad
- Después del proceso de escurrido se ve la necesidad de realizar un sistema de recirculación de resina dado que las propiedades de la mezcla desprendida no se ven afectadas mayormente lo que facilita su reutilización optimizando recursos
- El PLC utilizado presenta un panel HMI incorporado, que facilita el diseño de una interfaz hombre máquina amigable para monitorear el proceso y llevar un mejor control
- Se seleccionó los materiales para llevar a cabo la construcción con sus respectivos proveedores para agilizar la adquisición de los mismos, además se realizó un análisis económico
- En la actualidad la empresa impregna 100 bloques diarios de latillas de bambú sin control alguno, con el diseño realizado la empresa producirá un total de 200 bloques (1200 atados impregnados) en aproximadamente 4 horas de trabajo a raíz de un sistema de impregnación de 13 atados/min
- El sistema de control está configurado para una determinada y específica densidad ( $1051 \text{ kg/m}^3$ ), por lo que si se ve la necesidad de cambiar las cantidades de los componentes se modifique este valor en la programación

## 6.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda la construcción del diseño realizado ya que es rentable además de aumentar en un 300% la producción de impregnados de atados de latillas
- Se puede realizar un rediseño o un nuevo diseño del alimentador de atados de semiautomático a automático
- Es necesario y de vital importancia aplicar el manual de operación y mantenimiento presentado en el proyecto para operar la máquina y evitar inconvenientes o problemas futuros
- Para la construcción del diseño realizado, se debe empezar con la construcción de la tina y después con los demás elementos ya que de esta dependería las tolerancias dimensionales de los otros equipos

## REFERENCIAS

### BIBLIOGRAFICAS

Mccabe, E. (1991). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. Mexico: McGraw-Hill.

Correa, E. (2001). *Transmisión por Cadena*. Antioquia: Universidad de Antioquia.

Inglesa. (1994). *Diseño y Calculo de Tanques de Almacenamiento*. México.

Jutglar, L. (2011). *Termotecnica*. Barcelona: Marcombo.

Mott, R. (1996). *Mecanica de Fluidos*. Mexico: Prentice-Hall.

Perry, R. (2001). *Manual del Ingeniero Químico*. México: McGraw-Hill.

Robert, M. (1995). *Diseño de Elementos de Maquinas*. México: Prentice-Hall.

Serway, R. (2004). *Física para ciencias e ingeniería*. México: Thomson.

Soriano, L. (2007). *Correas*. La Mancha: Universidad de Castilla.

Douglas Villegas, (2008), *Diseño de un transportador de rastra para bagazo de caña de azúcar en un proyecto de cogeneración*, (Tesis de grado), Escuela Politécnica del Litoral, Guayaquil

Martínez, Pablo; (2011) *Diseño y construcción de una maquina transportadora y clasificadora de humus de lombriz de capacidad 1500 kg/h* (Tesis de grado), Escuela Politécnica Nacional, Quito

Acevedo, Carlos, (2005) *Estudio del ángulo de presión y de la presión de contacto en mecanismos leva palpador cuya ley de desplazamiento se diseña por curvas de Bézier*; (Tesis Doctoral); Universidad Politécnica de Cataluña; Barcelona

Budynas, R. (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*; México; McGraw-Hill

## DIRECCIONES DE INTERNET

BIGBAMBOO S.A. (1999); *Bambú en el Ecuador*; obtenido de [www.bigbamboo.com.ec](http://www.bigbamboo.com.ec)

ECOTEC (2005); *Perfil de producto Bambú*; obtenido de [http://www.ecotec.edu.ec/documentacion/investigaciones/docentes\\_y\\_directivos/articulos/5506\\_TRECALDE\\_00118.pdf](http://www.ecotec.edu.ec/documentacion/investigaciones/docentes_y_directivos/articulos/5506_TRECALDE_00118.pdf)

ROPER PUMPS (2007); *Catalogo de bombas*; obtenido de <http://www.roperpumps.com/roperpumps/home.aspx>

*Coeficientes de arrastre y sustentación (2006)*; Universidad de Chile; obtenido de [http://zeth.ciencias.uchile.cl/~amartinez/informe\\_final/arrastre2.pdf](http://zeth.ciencias.uchile.cl/~amartinez/informe_final/arrastre2.pdf)

Transtecno (2013); *Reductores Mecánicos*; obtenido de <http://www.transtecno.com/es/products/>

Link Industrial (2011); *Diseño y selección de Agitadores*; obtenido de <http://www.linkindustrial.es>

RENOLD (2007) Conveyor Chain Catalogue; Manchester; Obtenido de <http://www.renold.com/>;

CRANE, Jhon; (2007) *sellos mecánicos*; obtenido de <http://www.johncrane.com/>

MASKA (2008); *Poleas Industriales*; obtenido de: [http://www.maskapulleys.com/httpdoesp/images/productos/Maska\\_catalogo\\_S.pdf](http://www.maskapulleys.com/httpdoesp/images/productos/Maska_catalogo_S.pdf)

MITSUBISHI (2009); *Variadores de frecuencia*; obtenido de [https://my.mitsubishi-automation.com/downloads\\_manager.php?id=6659](https://my.mitsubishi-automation.com/downloads_manager.php?id=6659)

## **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CONTROL DEL PROCESO DE IMPREGNACIÓN DE RESINA EN LA LATILLA TRAPICHADA DE BAMBÚ PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A.”**

**ELABORADO POR:**

---

**Cristian José Gualán Jiménez**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

---

**Ing. Luis Echeverría**

**DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

**Sangolquí, 2013-12**