

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
CONFORMADO Y CORTE DE CUBOS DE POLIURETANO PARA
AISLAMIENTO TÉRMICO EN TECHOS METÁLICOS.**

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

ANDRÉS GERMAN ARÉVALO ZABALA
agaz77@hotmail.com

CARLOS GILBERTO JURADO PAZMIÑO
cjjurado97@hotmail.com

DIRECTOR: ING. MARIO GRANJA
mariogranja@gmail.com

Quito, Diciembre 2010

© Escuela Politécnica Nacional 2010
Reservados todos los derechos de reproducción

DECLARACIÓN

Nosotros, Andrés German Arévalo Zabala y Carlos Gilberto Jurado Pazmiño, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Andrés German Arévalo Zabala

Carlos Gilberto Jurado Pazmiño

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por ANDRÉS GERMAN ARÉVALO ZABALA Y CARLOS GILBERTO JURADO PAZMIÑO, bajo mi supervisión.

Ing. Mario Granja
DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Un eterno agradecimiento a DIOS,
por su gran amor y eterna fidelidad durante toda mi vida.

A mi padre Bolívar,
Por siempre brindarme su apoyo incondicional para ver plasmado nuestro sueño
en mí.

A mi madre Olga,
Por su abnegada labor de madre al soportarme, alentarme y siempre brindarme
su sincero cariño, apoyo y guía durante toda mi vida.

A mis hermanas Tania y Carina,
Por ser esa mano amiga durante todo este tiempo.

Al resto de mi familia,
Por su colaboración.

*A la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, en
especial a su escuadrilla de profesores,*
Por compartirme sus conocimientos y hacer de estos últimos cinco años de mi
vida muy entretenidos.

A mis compañeros de promoción,
Por compartir juntos muchas anécdotas perdurables.

A Carlos Gilberto,
Por su contribución para terminar este proyecto.

A Kubic-Conduit,
Representado por los ingenieros Ricardo Pazmiño y Reynaldo Pavlica por
abrirnos las puertas y darnos su apoyo; y de manera muy especial al
departamento de mantenimiento de Conduit encabezado por el ingeniero Cristian
Villalba por su sacrificada labor durante toda la construcción de la “bendita
máquina del tiempo”.

Andrés

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme la fuerza y sabiduría necesaria durante toda mi vida para alcanzar los objetivos que me he propuesto.

A mi mamá por brindarme todo su amor, apoyo en todo momento.

Al Ingeniero Mario Granja, por su colaboración en la realización del proyecto.

A los Ingenieros Reynaldo Pavlica, Ricardo Pazmiño y Javier López por su apoyo durante todo el proyecto.

A todos los integrantes de la sección de mantenimiento de CONDUIT DEL ECUADOR, encabezados por el Ingeniero Christian Villalba, sin los cuales no se hubiese podido construir el proyecto de manera exitosa.

A mi compañero de tesis Andrés, por su esmero y dedicación durante todo el proyecto

A mis compañeros de la promoción, con los cuales compartimos buenos momentos durante estos años de estudio en la facultad.

Carlos

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado para el único
que se merece toda la gloria y la honra
DIOS PADRE, JESUCRISTO HIJO Y EL ESPIRITU SANTO.

Andrés

Este trabajo va dedicado con todo mi amor
y cariño a mi mamá, a quién siempre estaré
agradecido por su amor y cariño durante
toda mi vida.

Carlos

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DECLARACIÓN.....	i
CERTIFICACIÓN.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
ÍNDICE.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xvii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xxi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xxvi
RESUMEN.....	xxvii
INTRODUCCIÓN.....	xxix
CAPÍTULO I.....	1
REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	1
1.1 Reseña de la empresa.....	1
1.1.1 Historia	1
1.1.1.1 Misión.....	2
1.1.1.2 Visión	2
1.1.1.3 Valores	2
1.1.2 Ubicación.....	3
1.1.3 Productos	4
1.1.4 Situación Actual	5
1.2 Cubiertas metálicas con aislamiento térmicos y acústicos.	6
1.2.1 Antecedentes.....	6
1.2.2 Kubiloc Total.....	6
1.2.3 Uso Actual	8
1.3 Espuma rígida de poliuretanoO	9
1.3.1 Materia prima	10
1.3.1.1 Poliol	10

1.3.1.2	Poliisocianatos.....	11
1.3.1.3	Hinchantes.....	11
1.3.1.4	Activadores.....	11
1.3.1.5	Estabilizadores de espuma	12
1.3.1.6	Ignifugantes.....	12
1.3.2	Generalidades sobre la fabricación de espuma rígida de poliuretano	12
1.3.2.1	Mezcla reaccionante y formación de espuma	12
1.3.2.1.1	Tiempo de mezclado o tiempo de agitación	13
1.3.2.1.2	Tiempo de crema o tiempo de arranque	13
1.3.2.1.3	Tiempo de hilo.....	13
1.3.2.1.4	El tiempo de expansión.....	13
1.3.2.1.5	Tiempo de ausencia de pegajosidad	13
1.3.2.1.6	Tiempo de escape del gas	14
1.3.3	Procedimiento de fabricación de espuma rígida de poliuretano.....	14
1.3.3.1	Mezclado manual	14
1.3.3.1.1	Fabricación de bloques de espuma rígida de poliuretano por mezclado manual. 14	
1.3.3.2	Mezclado con máquinas.....	16
1.3.3.2.1	Máquinas de baja presión.	16
1.3.3.2.2	Máquinas de alta presión.	17
1.3.4	Propiedades y características de la espuma rígida de poliuretano.....	18
1.3.4.1	Propiedades mecánicas.....	18
1.3.4.2	Propiedades Acústicas.....	20
1.3.4.3	Conductividad Térmica.....	21
1.3.4.4	Absorción de Agua por inmersión.	21
CAPÍTULO II.....		22
PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....		22

2.1	SISTEMA DE CONFORMADO.....	22
2.1.1	Especificaciones técnicas del sistema de conformado.	22
2.1.2	Descripción general del molde a construir.	24
2.2	SISTEMA DE CORTE	26
2.2.1	Especificaciones técnicas del sistema de corte.....	26
2.2.2	Alternativa para la dirección de corte de los cubos de poliuretano.	28
2.2.2.1	Alternativa 1: Dirección de corte en el plano horizontal	28
2.2.2.1.1	Descripción	29
2.2.2.1.2	Ventajas	29
2.2.2.1.3	Desventajas	29
2.2.2.2	Alternativa 2: Dirección de corte en el plano vertical.....	30
2.2.2.2.1	Descripción	30
2.2.2.2.2	Ventajas	31
2.2.2.2.3	Desventajas	31
2.2.2.3	Alternativa 3: Dirección de corte inclinado.	32
2.2.2.3.1	Descripción	32
2.2.2.3.2	Ventajas	33
2.2.2.3.3	Desventajas	33
2.2.2.4	Selección de la alternativa para la dirección de corte de paneles de poliuretano.....	33
2.2.2.4.1	Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.....	34
2.2.2.4.2	Valoración y factores de incidencia.....	34
2.2.2.4.3	Selección de alternativas en base a la valoración.	36
2.2.1.1	Síntesis de la alternativa seleccionada	37
2.2.3	Alternativas para el subsistema de corte de los paneles de poliuretano.	37
2.2.3.1	Alternativa 1: Sistema de corte neumático con sierra.	38
2.2.3.1.1	Descripción	39

2.2.3.1.2	Ventajas	39
2.2.3.1.3	Desventajas	39
2.2.3.2	Alternativa 2: Sistema de corte con poleas y sierra de cinta.....	40
2.2.3.2.1	Descripción	41
2.2.3.2.2	Ventajas	41
2.2.3.2.3	Desventajas	41
2.2.3.3	Alternativa 3: Sistema de corte con filamento caliente.....	42
2.2.3.3.1	Descripción	43
2.2.3.3.2	Ventajas	43
2.2.3.3.3	Desventajas	43
2.2.3.4	Selección de la alternativa para el corte de paneles de poliuretano	44
2.2.3.4.1	Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.....	44
2.2.3.4.2	Valoración y factores de incidencia.....	45
2.2.3.4.3	Selección de alternativas en base a la valoración	47
2.2.3.5	Síntesis de la alternativa seleccionada.	47
2.2.4	Alternativas para el subsistema de traslado de los paneles de poliuretano. ..	48
2.2.4.1	Alternativa 1: Subsistema de translación manual con mesa y ruedas giratorias	48
2.2.4.1.1	Descripción	49
2.2.4.1.2	Ventajas	49
2.2.4.1.3	Desventajas	50
2.2.4.2	Alternativa 2: Sistema de translación automático con cadena-catalina y ruedas giratorias.....	50
2.2.4.2.1	Descripción	51
2.2.4.2.2	Ventajas	51
2.2.4.2.3	Desventajas	52

2.2.4.3	Alternativa 3: Sistema de traslación automático con piñón-cremallera y ruedas giratorias.....	52
2.2.4.3.1	Descripción.....	53
2.2.4.3.2	Ventajas	53
2.2.4.3.3	Desventajas	54
2.2.4.4	Selección de la alternativa para la traslación de los paneles de poliuretano.....	54
2.2.4.4.1	Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.....	54
2.2.4.4.2	Valoración y factores de incidencia.....	55
2.2.4.4.3	Selección de alternativas en base a la valoración	57
2.2.4.5	Síntesis de la alternativa seleccionada	57
2.2.5	Subsistema de desplazamiento de la estructura de corte	57
2.2.5.1	Alternativa 1: Sistema de elevación con tornillo de potencia y catalinas	58
2.2.5.1.1	Descripción.....	59
2.2.5.1.2	Ventajas	59
2.2.5.1.3	Desventajas	59
2.2.5.2	Alternativa 2: Sistema de elevación con piñón- cremallera.....	60
2.2.5.2.1	Descripción.....	61
2.2.5.2.2	Ventajas	61
2.2.5.2.3	Desventajas	61
2.2.5.3	Alternativa 3: Sistema de elevación con engranajes cónicos.....	62
2.2.5.3.1	Descripción.....	63
2.2.5.3.2	Ventajas	63
2.2.5.3.3	Desventajas	63
2.2.5.4	Selección de la alternativa de elevación de la estructura con elementos de corte.	63

2.2.5.4.1	Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.....	64
2.2.5.4.2	Valoración y factores de incidencia.....	64
2.2.5.4.3	Selección de alternativas en base a la valoración	66
2.2.5.5	Síntesis de la alternativa seleccionada	67
2.3	Descripción general de la MÁQUINA A construir.	67
CAPÍTULO III		69
DISEÑO DEL SISTEMA DE CONFORMADO Y CORTE DE CUBOS DE POLIURETANO.		69
3.1	DISEÑO DEL SISTEMA DE CONFORMADO.	69
3.1.1	Selección de las garruchas para el molde.	70
3.2	DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE	71
3.2.1	Diseño del subsistema de corte de paneles de poliuretano	71
3.2.1.1	Selección del motor reductor.....	71
3.2.1.1.1	Momento de Inercia de las poleas.	72
3.2.1.1.2	Momento de Inercia de los ejes.	74
3.2.1.1.3	Momento para mover la sierra de cinta.	75
3.2.1.1.4	Fuerza de corte para poliuretano rígido.	76
3.2.1.2	Selección del tipo de sierra de cinta para el conjunto de poleas.	80
3.2.1.2.1	Forma del diente	80
3.2.1.2.2	Dimensiones	81
3.2.1.3	Selección de las poleas.....	83
3.2.1.4	Diseño de la Sierra de Cinta.....	84
3.2.1.4.1	Esfuerzo Flexionante en la sierra de cinta.	87
3.2.1.4.2	Esfuerzos de Tensión.....	88
3.2.1.4.3	Resistencia a la Fatiga.	89
3.2.1.4.4	Tensión Permisible.	90
3.2.1.5	Diseño de los ejes de las poleas.	90

3.2.1.5.1	Diseño Estático.	96
3.2.1.5.2	Diseño a Fatiga.	99
3.2.1.6	Selección de las chumaceras para las poleas.....	102
3.2.1.7	Diseño de la Chaveta.....	104
3.2.1.7.1	Diseño a Corte.	105
3.2.1.7.2	Diseño por Aplastamiento.	106
3.2.1.8	Diseño de los pernos para las repisas.	107
3.2.1.8.1	Diseño de los pernos para las repisas en el plano X-Y.....	107
3.2.1.8.2	Diseño de los pernos para las repisas en el plano X-Z.	113
3.2.2	Diseño del subsistema de desplazamiento de la estructura de corte para paneles de poliuretano.	118
3.2.2.1	Selección del motor reductor.....	118
3.2.2.1.1	Momento de inercia de los tornillos de potencia.	119
3.2.2.1.2	Momento de inercia generada por la carga a subir.	121
3.2.2.2	Diseño de tornillo de potencia.....	123
3.2.2.2.1	Cálculo del torque para subir la estructura metálica de las poleas. .	125
3.2.2.2.2	Cálculo del torque para bajar la estructura de corte.	126
3.2.2.2.3	Cálculo del Autobloqueo.	126
3.2.2.2.4	Eficiencia de los tornillos.	127
3.2.2.2.5	Diseño Estático.	128
3.2.2.3	Diseño de la tuerca.	134
3.2.2.3.1	Diseño Estático.	135
3.2.2.4	Selección de rodamiento inferior para tornillo de potencia.	137
3.2.2.5	Selección de la cadena y catalina.	140
3.2.2.6	Diseño de pernos del porta tuerca.	143
3.2.2.6.1	Corte Puro.....	146
3.2.2.6.2	Aplastamiento.	147

3.2.2.6.3	Flexión.....	148
3.2.2.7	Diseño de la soldadura entre placa y canal de guía.....	149
3.2.2.8	Diseño de la soldadura entre placa de guía y placa de estructura de corte.	154
3.2.2.9	Diseño de los pernos de unión entre guía y estructura de corte.	157
3.2.2.9.1	Corte Puro.....	158
3.2.2.9.2	Aplastamiento.....	159
3.2.2.9.3	Flexión.....	160
3.2.2.10	Diseño de la estructura inferior para guías y tornillos de potencia.	161
3.2.3	Diseño del subsistema de traslación del panel de poliuretano.....	164
3.2.3.1	Cálculo de la potencia necesaria para mover la mesa y el panel de poliuretano.....	164
3.2.3.2	Selección de las ruedas giratorias para las mesa.....	168
CAPÍTULO IV		169
CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE		169
4.1	DESCRIPCION DE LA SECUENCIA A SEGUIR EN LA CONSTRUCCION DE LOS SISTEMAS.	169
4.2	EQUIPOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE CORTE Y CONFORMADO.....	178
4.3	PERSONAL REQUERIDO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE CORTE Y CONFORMADO.....	180
4.4	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	180
4.4.1.1	Construcción de elementos mecanizados.....	180
4.4.1.2	Construcción de alojamiento para polea.....	181
4.4.1.3	Construcción de guía para sierra de cinta.....	182
4.4.1.4	Construcción de tuerca de bronce.....	183
4.4.1.5	Construcción de porta tuerca.....	183
4.4.1.6	Construcción de alojamiento para rodamiento de tornillo de potencia.....	184

4.4.1.7	Construcción de bocín para guía de tornillo de potencia.	185
4.4.1.8	Construcción de alojamiento inferior para guía de tornillo de potencia.	185
4.4.1.9	Construcción de alojamiento superior para guía de tornillo de potencia.	186
4.4.1.10	Construcción de eje tensor de cadena.	187
4.4.1.11	Construcción de alojamiento en placa superior para tornillos de potencia.	187
4.4.1.12	Construcción de alojamientos en el canal base para tornillos de potencia.	188
4.4.1.13	Construcción del alojamiento en las catalinas para los tornillos de potencia.	189
4.4.1.14	Construcción del alojamiento para el tubo externo de la guía del tornillo de potencia.	190
4.4.1.15	Construcción de placa C.....	190
4.4.1.16	Construcción de los tornillos de potencia.	191
4.4.2	Diagramas de flujo de construcción.	192
4.4.2.1	Simbología utilizada.....	192
4.4.2.2	Estructura inferior para tornillos de potencia.	193
4.4.2.3	Estructura de guía externa para sistema de corte.	195
4.4.2.4	Estructura para tornillos de potencia.	197
4.4.2.5	Estructura del conjunto de corte.....	201
4.4.2.6	Bastidor.	205
4.4.2.7	Mesa para panel de poliuretano.....	208
4.4.2.8	Construcción de molde para panel de poliuretano rígido.....	212
4.4.3	Fotos del molde para paneles de poliuretano.....	218
4.5	MONTAJE DEL SISTEMA DE CORTE PARA PANELES DE POLIURETANO RÍGIDO.	219

4.5.1	Montaje del sistema de corte para paneles de poliuretano.	219
4.5.2	Fotos de montaje del sistema de corte para paneles de poliuretano.	220
4.6	PROTOCOLO DE PRUEBAS.	223
4.6.1	Dimensiones generales.	223
4.6.2	Desplazamientos.	223
4.6.3	Velocidades angulares y lineales.	223
4.6.4	Alineación y paralelismo.	224
4.6.5	Pruebas visuales.	224
CAPÍTULO V		228
ANÁLISIS ECONÓMICO		228
5.1	COSTOS DEL SISTEMA DE CORTE Y CONFORMADO PARA PANELES DE POLIURETANO RIGIDO.	228
5.1.1	Costos de materiales.	228
5.1.2	Costos de maquinaria utilizada y mano de obra.	236
5.1.3	Costo de pruebas.	237
5.1.4	Costo de ingeniería de diseño.	238
5.1.5	Costo total.	239
5.2	EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO.	240
5.2.1	Vida útil del proyecto.	240
5.2.2	Producción mensual del producto KUBILOC.	240
5.2.3	Costos de producción de paneles de poliuretano rígido.	241
5.2.3.1	Tiempos de funcionamiento del sistema de corte y conformado para la producción de planchas de poliuretano rígido para el producto KUBILOC 38.	242
5.2.3.2	Costo de la materia prima.	243
5.2.3.3	Costo de la energía.	244
5.2.3.4	Costo de operario.	245
5.2.3.5	Costo de mantenimiento.	245

5.2.3.6	Costo total de producción.....	245
5.2.3.7	Comparación del costo de producción por metro cuadrado de las planchas de poliuretano con el precio de compra actual del producto.	246
5.2.4	Rentabilidad del proyecto.....	247
5.24	Valor actual neto [VAN].	248
5.2.5	Tasa interna de retorno [TIR].	250
5.2.6	Periodo de recuperación del capital [PRC].....	251
CAPÍTULO VI.....		252
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		252
6.1	CONCLUSIONES.....	252
6.2	RECOMENDACIONES.....	253
BIBLIOGRAFÍA.		255
ANEXOS		258

ÍNDICE DE TABLAS

		PÁGINA
Tabla 1.1:	Coeficiente a absorción en función de la frecuencia.....	20
Tabla 2.1:	Especificaciones técnicas del molde en base a las necesidades presentadas por el cliente.....	23
Tabla 2.2:	Especificaciones técnicas del sistema de corte realizadas en base a las necesidades presentadas por el cliente.....	26
Tabla 2.3:	Evaluación del peso específico de cada criterio.....	34
Tabla 2.4:	Evaluación del peso específico del criterio estabilidad.....	35
Tabla 2.5:	Evaluación del peso específico del criterio seguridad.....	35
Tabla 2.6:	Evaluación del peso específico del criterio flexibilidad.....	36
Tabla 2.7:	Evaluación del peso específico del criterio ergonomía.....	36
Tabla 2.8:	Tabla de conclusiones.....	36
Tabla 2.9:	Evaluación del peso específico de cada criterio.....	45
Tabla 2.10:	Evaluación del peso específico del criterio acabado superficial.....	45
Tabla 2.11:	Evaluación del peso específico del criterio costo.....	46
Tabla 2.12:	Evaluación del peso específico del criterio disponibilidad.....	46
Tabla 2.13:	Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.....	46
Tabla 2.14:	Evaluación del peso específico del criterio peso.....	47
Tabla 2.15:	Tabla de conclusiones.....	47
Tabla 2.16:	Evaluación del peso específico de cada criterio.....	55
Tabla 2.17:	Evaluación del peso específico del criterio ergonomía.....	55
Tabla 2.18:	Evaluación del peso específico del criterio velocidad.....	56
Tabla 2.19:	Evaluación del peso específico del criterio costo.....	56
Tabla 2.20:	Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.....	56
Tabla 2.21:	Tabla de conclusiones.....	57

Tabla 2.22:	Evaluación del peso específico de cada criterio.....	64
Tabla 2.23:	Evaluación del peso específico del criterio sincronización.....	65
Tabla 2.24:	Evaluación del peso específico del criterio costo.....	65
Tabla 2.25:	Evaluación del peso específico del criterio carga.....	66
Tabla 2.26:	Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.....	66
Tabla 2.27:	Tabla de conclusiones.....	66
Tabla 3.1:	Información de chumacera seleccionada.....	104
Tabla 3.2:	Cálculo de la carga unitaria crítica P.....	133
Tabla 3.3:	Información sobre el rodamiento seleccionado.....	139
Tabla 3.4:	Especificaciones Cadena-Catalina.....	143
Tabla 3.5:	Características técnicas del sistema motor-piñón-cremallera.....	167
Tabla 4.1:	Elementos mecanizados constitutivos del sistema de corte para paneles de poliuretano rígido.....	169
Tabla 4.2:	Estructura para tornillos de potencia.....	174
Tabla 4.3:	Estructura para tornillos de potencia.....	175
Tabla 4.4:	Estructura para poleas.....	176
Tabla 4.5:	Bastidor.....	176
Tabla 4.6:	Mesa para panel de poliuretano.....	177
Tabla 4.7:	Molde para panel de poliuretano.....	177
Tabla 4.8:	Equipos de mecanizado.....	178
Tabla 4.9:	Herramientas de ajuste.....	179
Tabla 4.10:	Instrumentos de control y medida.....	179
Tabla 4.11:	Construcción de eje para poleas.....	181
Tabla 4.12:	Construcción del alojamiento y la caja de la polea.....	182
Tabla 4.13:	Construcción de guía para sierra de cinta.....	182

Tabla 4.14:	Construcción de tuercas de bronce.....	183
Tabla 4.15:	Construcción de porta tuerca.....	183
Tabla 4.16:	Construcción de alojamiento para rodamiento.....	184
Tabla 4.17:	Construcción del bocín.....	185
Tabla 4.18:	Construcción del alojamiento inferior.....	186
Tabla 4.19:	Construcción del alojamiento superior.....	186
Tabla 4.20:	Construcción de eje tensor de cadena.....	187
Tabla 4.21:	Construcción de alojamientos en placa superior.....	188
Tabla 4.22:	Construcción de alojamientos en placa superior.....	188
Tabla 4.23:	Construcción del alojamiento en la catalina.....	189
Tabla 4.24:	Construcción del alojamiento en la placa.....	190
Tabla 4.25:	Construcción de placa C.....	191
Tabla 4.26:	Simbología estándar para diagramas de flujo.....	192
Tabla 4.27:	Tiempos de construcción de la estructura inferior para los tornillos de potencia.....	194
Tabla 4.28:	Tiempos de construcción de guía externa de tornillos.....	196
Tabla 4.29:	Tiempos de construcción de estructura de tornillos de potencia.....	199
Tabla 4.30:	Tiempos de construcción de la estructura del conjunto de corte.....	203
Tabla 4.31:	Tiempos de construcción del bastidor.....	206
Tabla 4.32:	Tiempos de construcción de la mesa para panel de poliuretano.....	210
Tabla 4.33:	Tiempos de construcción de molde para panel de poliuretano.....	215
Tabla 4.34:	Tiempos de montaje de sistema de corte para paneles de poliuretano.....	220
Tabla 4.35:	Criterios de evaluación para pruebas de protocolo.....	224
Tabla 4.36:	Formato de protocolo de pruebas.....	225
Tabla 5.1:	Costo de materiales a ser transformados.....	229

Tabla 5.2:	Costo de materiales mecánicos normalizados.....	231
Tabla 5.3:	Costo de materiales eléctricos normalizados.....	235
Tabla 5.4:	Costo de maquinaria utilizada y mano de obra.....	237
Tabla 5.5:	Costo de pruebas.....	238
Tabla 5.6:	Costo de ingeniería de diseño.....	239
Tabla 5.7:	Costo total.....	239
Tabla 5.8:	Tiempos requeridos para la obtención de un panel de poliuretano rígido.....	241
Tabla 5.9:	Tiempos de funcionamiento de los sistemas de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido.....	243
Tabla 5.10:	Costo de la materia prima para la fabricación de paneles de poliuretano rígido.....	244
Tabla 5.11:	Costo de energía consumida en el corte de los paneles de poliuretano.....	245
Tabla 5.12:	Costos de producción de los paneles de poliuretano rígido.....	246

ÍNDICE DE FIGURAS

	PÁGINA
Figura 1.1: Planta Industrial “La Esthela”.....	3
Figura 1.2: Producto KUBILOC TOTAL.....	4
Figura 1.3: Jardín Plaza (Colombia).....	5
Figura 1.4: Ventajas del producto KUBILOC TOTAL.....	7
Figura 1.5: Características técnicas del producto KUBILOC TOTAL.....	7
Figura 1.6: Detalle de instalación y fijación del producto KUBILOC TOTAL.....	8
Figura 1.7: Centro Comercial Quicentro.....	9
Figura 1.8: Proceso de fabricación de bloques rígidos de poliuretano.....	15
Figura 1.9: Principio de una máquina de baja presión.....	16
Figura 1.10: Principio de una máquina de alta presión.....	17
Figura 1.11: Resistencia a la tracción en función de la densidad.....	18
Figura 1.12: Resistencia a la compresión en función de la densidad.....	19
Figura 1.13: Resistencia a la flexión en función de la densidad.....	19
Figura 1.14: Resistencia al cizallamiento en función de la densidad.....	20
Figura 2.1: Descripción general del molde a construir para la fabricación del molde de poliuretano rígido.....	25
Figura 2.2: Dirección de corte en el plano horizontal.....	28
Figura 2.3: Dirección de corte en el plano vertical.....	30
Figura 2.4: Dirección de corte inclinada.....	32
Figura 2.5: Esquema general de corte con cilindros neumáticos y sierra.....	38
Figura 2.6: Elementos de corte con cilindros neumáticos y sierra.....	38
Figura 2.7: Esquema general de corte con poleas y sierra de cinta.....	40
Figura 2.8: Elementos de corte con poleas y sierra de cinta.....	40
Figura 2.9: Esquema general de corte con filamento caliente.....	42

Figura 2.10:	Elementos de corte con filamento caliente.....	42
Figura 2.11:	Esquema general de traslación manual con ruedas giratorias.....	48
Figura 2.12:	Elementos para traslación manual de panel de poliuretano.....	49
Figura 2.13:	Esquema general de traslación automático con cadena-catalina.....	50
Figura 2.14:	Elementos para traslación con cadena-catalina.....	51
Figura 2.15:	Esquema general de traslación automático con piñón-cremallera.....	52
Figura 2.16:	Elementos para traslación con piñón-cremallera.....	52
Figura 2.17:	Esquema general de desplazamiento con tornillos de potencia.....	58
Figura 2.18:	Elementos de desplazamiento con tornillos de potencia.....	58
Figura 2.19:	Esquema general de desplazamiento con piñón-cremallera.....	60
Figura 2.20:	Elementos de desplazamiento con piñón-cremallera.....	60
Figura 2.21:	Esquema general de desplazamiento con engranajes cónicos.....	62
Figura 2.22:	Elementos de desplazamiento con engranajes cónicos.	62
Figura 2.23:	Descripción general de la máquina a construir.....	68
Figura 3.1:	Polea de aluminio.....	72
Figura 3.2:	Diagrama de cuerpo libre de las poleas.....	75
Figura 3.4:	Términos relacionado con la forma del diente.....	80
Figura 3.5:	Relación máximo espesor/diámetro.....	82
Figura 3.6:	Forma de los dientes de la sierra de cinta.....	82
Figura 3.7:	Diagrama de cuerpo libre de la sierra de cinta.....	84
Figura 3.8:	Eje de poleas.....	91
Figura 3.9:	Esquema del eje.....	91
Figura 3.10:	Diagrama de cuerpo libre del eje.....	92
Figura 3.11:	Diagrama de cortante X-Y.....	94

Figura 3.12:	Diagrama de cortante X-Z.....	94
Figura 3.13:	Diagrama de momentos X-Y.....	95
Figura 3.14:	Diagrama de momentos X-Z.....	95
Figura 3.15:	Diagrama de la teoría de la distorsión.....	98
Figura 3.16:	Diagrama de la línea de Goodman modificada.....	101
Figura 3.17:	Chumaceras para eje de polea.....	102
Figura 3.18:	Chaveta del eje.....	104
Figura 3.19:	Diagrama de cuerpo libre de la repisa, plano X-Y.....	108
Figura 3.20:	Diagrama de cuerpo libre de la repisa, plano X-Z.....	113
Figura 3.21:	Diagrama de distribución de fuerzas en los pernos.....	115
Figura 3.22:	Diagrama de cuerpo libre del tornillo de potencia.....	124
Figura 3.23:	Esquema de tuerca.....	134
Figura 3.24:	Carga aplicada en el rodamiento.....	138
Figura 3.25:	Sistema Cadena-Catalina.....	140
Figura 3.26:	Ubicación de pernos en porta tuercas.....	143
Figura 3.27:	Diagrama de cuerpo libre de los pernos en la estructura.	144
Figura 3.28:	Diagrama de distribución de las fuerzas en los pernos de la estructura.....	146
Figura 3.29:	Diagrama de ubicación de la soldadura.....	149
Figura 3.30:	Diagrama de cuerpo libre de soldaduras.....	150
Figura 3.31:	Diagrama de ubicación de la soldadura a corte.....	154
Figura 3.32:	Dimensiones de la soldadura a corte.....	154
Figura 3.33:	Diagrama de cuerpo libre de la soldadura.....	155
Figura 3.34:	Diagrama de ubicación de los pernos.....	157
Figura 3.35:	Diagrama de cuerpo libre de pernos.....	158

Figura 3.36:	Diagrama de cuerpo libre de estructura inferior.....	162
Figura 3.37:	Desplazamientos en la estructura inferior.....	163
Figura 3.38:	Factor de seguridad en la estructura inferior.....	163
Figura 3.39:	Diagrama de cuerpo libre de mesa y panel de poliuretano.....	165
Figura 4.1:	Diagrama de flujo para la construcción de estructura para tornillos.....	193
Figura 4.2:	Diagrama de flujo para la construcción de estructura de guía externa.....	195
Figura 4.3:	Diagrama de flujo para la construcción de estructura para tornillos de potencia.....	197
Figura 4.4:	Diagrama de flujo para la construcción de la estructura del conjunto de corte.....	201
Figura 4.5:	Diagrama de flujo para la construcción del bastidor.....	205
Figura 4.6:	Diagrama de flujo para la construcción de la mesa para el panel de poliuretano.....	208
Figura 4.7:	Diagrama de flujo para la construcción de la mesa para el panel de poliuretano.....	212
Figura 4.8:	Foto de molde para paneles de poliuretano rígido.....	218
Figura 4.9:	Foto de paredes abatibles de molde.....	218
Figura 4.10:	Diagrama de flujo para la construcción de la mesa para el panel de poliuretano.....	219
Figura 4.11:	Foto de montaje de tornillos de potencia.....	220
Figura 4.12:	Foto de montaje de poleas.....	221
Figura 4.13:	Foto de montaje de bastidor.....	221
Figura 4.14:	Foto de montaje de bastidor.....	222
Figura 4.15:	Fotos de prueba de máquina.....	227
Figura 4.16:	Foto de pruebas de máquina con director de tesis y gerente de planta.....	227
Figura 5.1:	Flujos de caja estimados en el tiempo de duración del proyecto.....	249

Figura 5.2: Flujos de caja estimados del proyecto en los 5 primeros meses.....251

ÍNDICE DE ANEXOS

PÁGINA

ANEXO I	
Información de materia prima utilizada en la fabricación de paneles rígidos de poliuretano.....	258
ANEXO II	
Recomendaciones de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido (HUNSTMAN COLOMBIA).....	280
ANEXO III	
Catalogo de materiales utilizados.....	282
ANEXO IV	
Análisis del molde para paneles de poliuretano en el programa Solidworks.....	302
ANEXO V	
Resultado del protocolo de pruebas.....	309
ANEXO VI	
Resultado de pruebas realizadas con los componentes (Poliol e Isocianato).....	311
ANEXO VII	
Procedimiento para realizar el conformado de corte de los paneles de poliuretano Rígido.....	318
ANEXO VIII	
Procedimiento para realizar el mantenimiento del sistema de conformado y corte de los paneles de poliuretano rígido.....	321
ANEXO IX	
Planos de conjunto, subconjunto y de taller.....	323

CAPÍTULO I

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

El presente capítulo presenta una breve historia acerca de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A., su misión, visión, valores y sus principales productos, entre ellos las cubiertas metálicas con aislamiento térmico y acústico de las cuales se realiza un resumen especificando sus propiedades y características. También se describe la fabricación del poliuretano rígido elemento preponderante en la constitución de las cubiertas metálicas, describiendo sus principales propiedades.

1.1 RESEÑA DE LA EMPRESA

1.1.1 HISTORIA

CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. inició sus actividades hace apenas diecisiete años. En este corto periodo ha logrado consolidarse como uno de los mejores y más grandes fabricantes de componentes de acero utilizados en las industrias de la construcción y metalmecánica.

Con el transcurrir del tiempo, CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. ha incorporado nuevos e innovadores productos a su stand siendo uno de ellos las cubiertas metálicas cosidas mecánicamente, esta idea innovadora encontró un nicho de mercado nacional y en el extranjero lo que le ha permitido instalar más de un millón de metros cuadrados de cubiertas fuera del país, excediendo las expectativas al convertirse en la mayor exportadora de techos del Ecuador.

CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. es considerada pionera en la fabricación industrial de vigas de acero soldadas, productos que están siendo utilizados cada vez con mayor intensidad por sus virtudes ya que ayudan a construir de manera más rápida, moderna y eficiente.

La aplicación efectiva de los Valores, Visión y Misión de la empresa han facilitado estos logros, incluyendo la obtención de la certificación ISO 9001 2000, la formación y el mejoramiento de la calidad de vida de su personal y el aporte al país por el valor agregado nacional y por honrar totalmente sus responsabilidades sociales y tributarias al Ecuador.

1.1.1.1 Misión

Fortalecemos el bienestar de la sociedad, estructurando, cubriendo y facilitando los proyectos de nuestros clientes, con soluciones innovadoras, perdurables y eficientes para la construcción, desarrolladas por un equipo humano profesional y comprometido.

1.1.1.2 Visión

Ser reconocido como líder en la provisión de soluciones innovadoras de alto valor agregado para la construcción, que se distingue por su trabajo en equipo, confiable, eficiente, dinámico, y flexible.

1.1.1.3 Valores

La empresa se encuentra comprometida a:

- Actuar con integridad.
- Realizar todo esfuerzo para cumplir las obligaciones contraídas con el cliente.
- Proveer productos y servicios de calidad a un precio justo y competitivo.
- Tratar a la gente con dignidad y respeto.
- Sobresalir en innovación, sencillez y rapidez.
- Ser clientes leales hacia los proveedores competitivos que satisfacen nuestros requerimientos de calidad y servicio en cualquier condición del mercado.

1.1.2 UBICACIÓN

CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. cuenta con 2 fabricas en el Ecuador (Sangolquí y Guayaquil), 5 sitios de distribución directa de sus productos en diferentes ciudades (Quito, Cuenca, Ambato, Santo Domingo y Portoviejo) y oficinas en Bogotá Colombia. El lugar previsto para instalar la máquina es en la Planta Industrial “La Esthela” ubicada en la Av. Los Shyris Km 4 vía Sangolquí- Amaguaña (figura 1.1). La planta posee un galpón de 4000 m² y se está construyendo otro galpón aledaño de similares características en el mismo sitio.



Figura 1.1 Planta Industrial “La Esthela”.

Fuente: <http://www.kubiec.com>.

1.1.3 PRODUCTOS

La empresa utiliza el acero como la principal materia prima para la fabricación de los siguientes productos y servicios:

- Techos.
- Placas colaborantes.
- Paredes y cielos falsos.
- Vigas y tuberías soldadas.
- Perfiles.
- Servicio de soldadura, corte, granallado y doblado de acero.

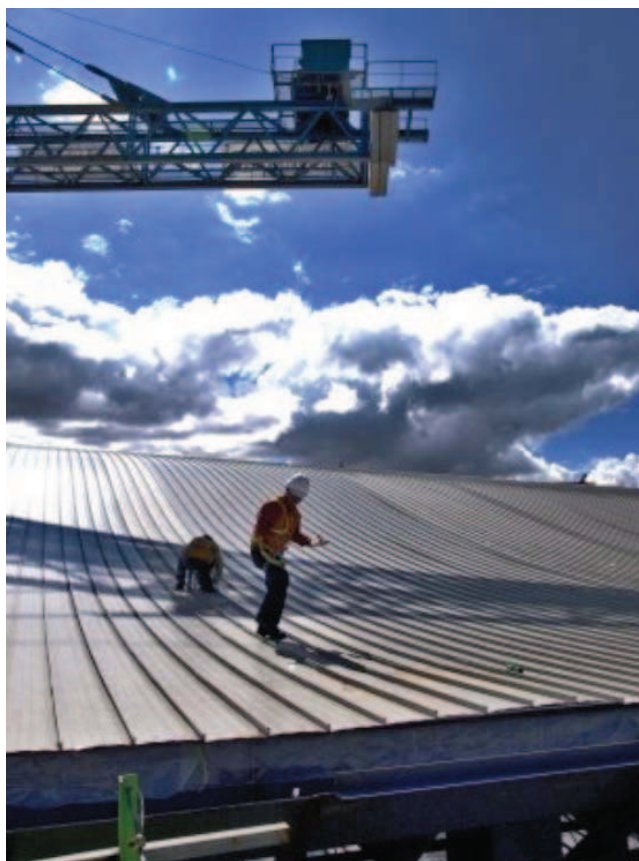


Figura 1.2 Producto KUBILOC TOTAL.

Fuente: <http://www.kubiec.com>.

1.1.4 SITUACIÓN ACTUAL

En el presente CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. a logrado consolidarse a nivel nacional como la empresa número uno en la producción de techos y vigas soldadas. En el plano internacional ha ingresado con total éxito a varios países con la venta de los siguientes productos:

1. Chile, vigas para edificaciones metálicas.
2. Colombia, techos metálicos.
3. Panamá, vigas para puentes.
4. Perú, torres de telefonía celular.
5. Venezuela, techos y frisos metálicos.
6. Saint Kitts, techos metálicos.

CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. es la empresa ecuatoriana que más techos ha instalado en el exterior, y cuenta ahora con oficinas en Bogotá.



Figura 1.3 Jardín Plaza (Colombia).

Fuente: <http://www.kubiec.com>.

1.2 CUBIERTAS METÁLICAS CON AISLAMIENTO TÉRMICOS Y ACÚSTICOS.

1.2.1 ANTECEDENTES.

En sus inicios las cubiertas metálicas no incluían ningún recubrimiento térmico ni acústico, con el transcurso del tiempo se vio la necesidad de añadir algún material que cumpla con estas funciones, se empezó utilizando materiales como fibra de vidrio, lana de roca, y cáñamo, pero fue con el surgimiento de los polímeros que se optó por utilizar este tipo de materiales sintéticos para este fin. Los polímeros más utilizados son el poliestireno y el poliuretano.

La empresa manteniendo su hegemonía innovadora decidió integral a su amplia gama de productos este tipo de cubiertas metálicas con el nombre de “KUBILOC TOTAL”, teniendo una gran acogida a nivel nacional y en especial a nivel internacional instalando exitosamente un millón de metros cuadrados.

1.2.2 KUBILOC TOTAL

Kubiloc Total es la cubierta metálica con aislamiento térmico y acústico creada y comercializada por CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A.; esta cubierta está compuesta por dos planchas de acero que suele ser galvalume o acero prepintado de un espesor que varía entre 0.30 mm a 0.60 mm y una plancha de poliuretano que se coloca en medio de ellas.

A continuación, en la figura 1.4 se muestran las ventajas que presenta este producto.

Kubiloc Total*



VENTAJAS

- ▶ Panel con aislamiento acústico y térmico
- ▶ Fabricación en obra, sin traslapes ni perforaciones
- ▶ Permite pendiente mínima del 2%
- ▶ Totalmente hermético por su doble costura mecánica
- ▶ Panel estético que elimina la necesidad de colocar cielo raso



Terminal Terrestre - Guayaquil

Figura 1.4 Ventajas del producto KUBILOC TOTAL.

Fuente: <http://www.kubiec.com>.

A continuación, en la figura 1.5 se muestran las características técnicas del producto

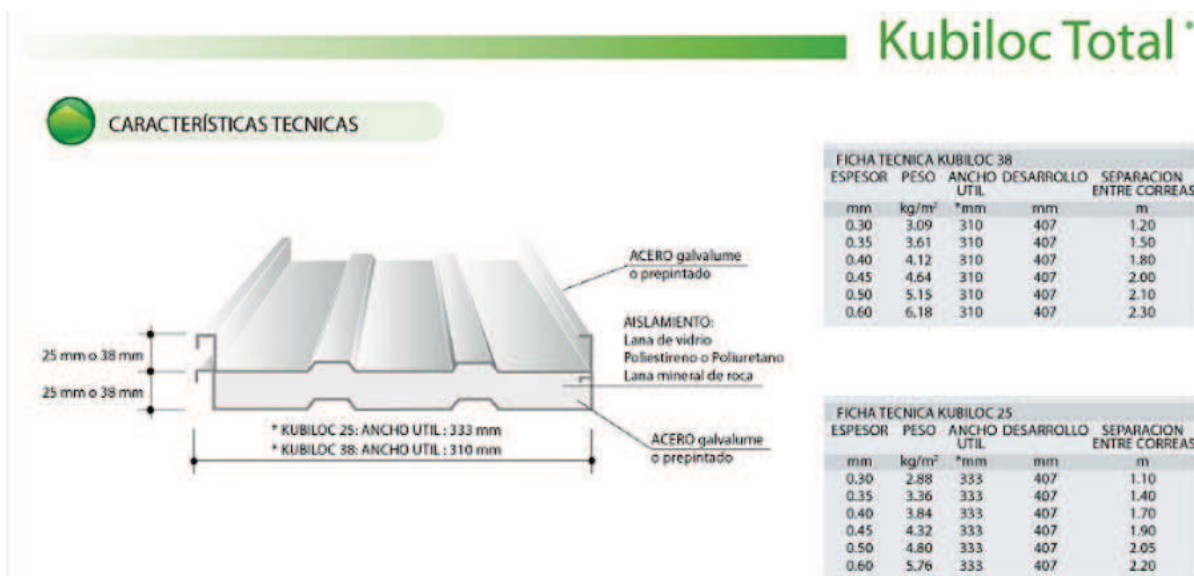


Figura 1.5 Características técnicas del producto KUBILOC TOTAL.

Fuente: <http://www.kubiec.com>.

A continuación en la figura 1.6 se muestra el detalle de la instalación y fijación del producto.

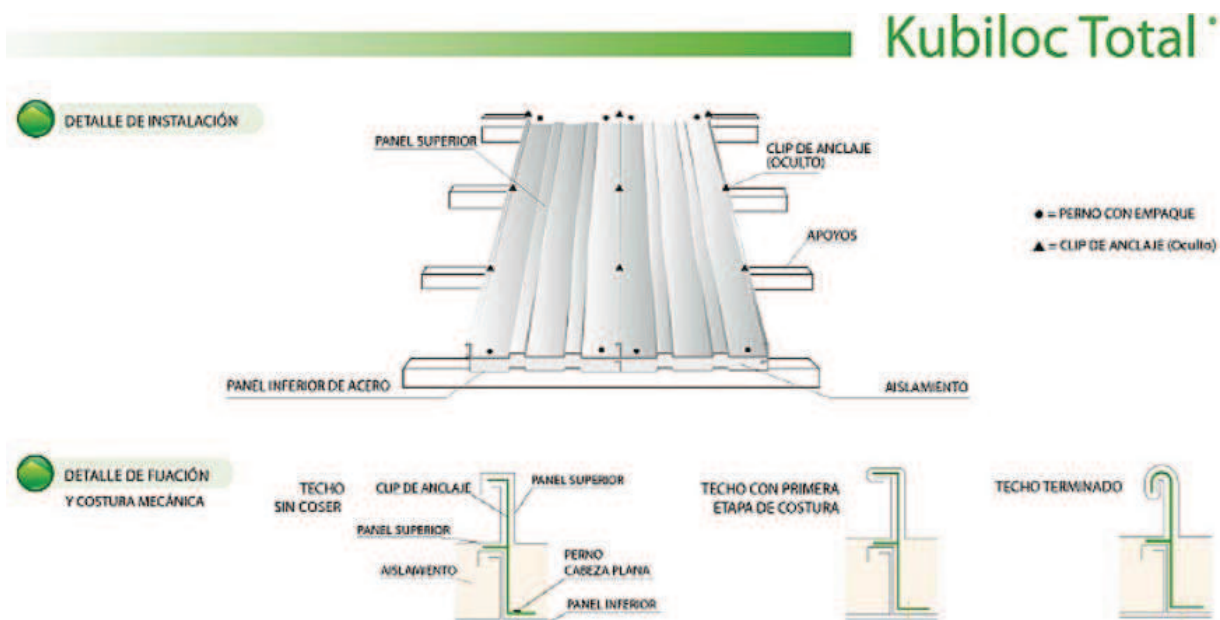


Figura 1.6 Detalle de instalación y fijación del producto KUBILOC TOTAL.

Fuente: <http://www.kubiec.com>.

1.2.3 USO ACTUAL

Hoy en día las cubiertas metálicas con aislamiento térmico y acústico han tomado una gran importancia en la ejecución de obras de infraestructura a nivel nacional como internacional debido a su rapidez de fabricación y montaje. Entre sus principales aplicaciones se encuentran:

- Centros comerciales
- Terminales aéreas
- Terminales terrestres
- Coliseos
- Galpones industriales



Figura 1.7 Centro Comercial Quicentro.

Fuente: <http://www.kubiec.com>.

1.3 ESPUMA RÍGIDA DE POLIURETANO

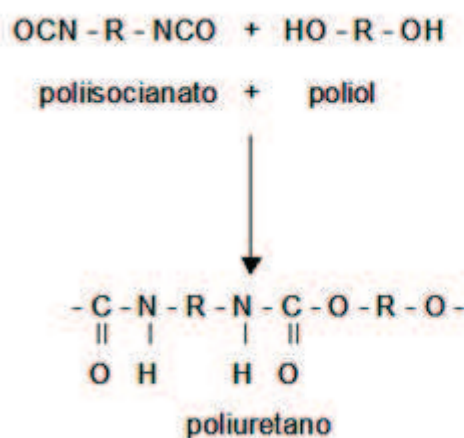
La espuma rígida de poliuretano es actualmente uno de los mejores aislantes térmicos y acústicos, por lo que juega un papel destacado en todas sus aplicaciones. Dado que se puede fabricar la espuma rígida de poliuretano en diferentes formas lo convierte en un material idóneo para la construcción. Los principales campos de aplicación de la espuma rígida de poliuretano son:

- Electrodomésticos
- Industria de la construcción
- Aislamiento térmico industrial
- Industria del automóvil

1.3.1 MATERIA PRIMA

Para la fabricación de la espuma rígida de poliuretano se requieren dos componentes principales líquidos, polioliol y poliisocianato, así como un hinchante. Por lo general, el hinchante y los demás auxiliares, como son activadores (aceleradores de la reacción), estabilizadores de espuma, ignífugantes, entre otros, serán utilizados dependiendo de la presentación que tendrá el poliuretano.

La reacción que tiene lugar cuando se mezcla el polioliol y el poliisocianato se la conoce como poliadiación y conduce a la formación de macromoléculas de estructura uretano (poliuretano). Durante la reacción se libera una cantidad considerable de calor que, en parte, se utiliza para vaporizar los líquidos muy volátiles (hinchantes). Con ello, la mezcla reaccionante se expande hasta convertirse en una espuma.



[1.1]

1.3.1.1 Polioliol

Los polioliolos son líquidos viscosos, cuya principal característica química son los grupos hidroxilo (OH), constituidos por oxígeno e hidrógeno. Estos grupos reaccionan con los grupos isocianato del poliisocianato dando lugar a grupos uretano. Los polioliolos destinados a la fabricación de espuma rígida se obtienen fundamentalmente del óxido de propileno.

1.3.1.2 Poliisocianatos

Se entiende por isocianatos aquellos compuestos químicos que están provistos de grupos funcionales isocianato (NCO-). Los elementos constitutivos de un grupo isocianato son el nitrógeno, el carbono y el oxígeno. Para la fabricación de espumas rígidas de poliuretano se emplean casi exclusivamente los isocianatos basados en el diisocianato de metilendifenileno que es igual al diisocianato de difenilmetano

1.3.1.3 Hinchantes

En la fabricación de la espuma rígida de poliuretano se utilizan estos componentes, los cuales tienen la función de expandir la mezcla utilizada para la elaboración del poliuretano, En la mayoría de los casos la expansión se logra con un hinchante físico, que consiste en un líquido de punto de ebullición bajo que se evapora por el calor liberado en la misma reacción.

Los hinchantes deben tener buena solubilidad en los componentes de la reacción y en su mezcla, deben permanecer atrapados dentro de las celdillas de la espuma y poseer una conductividad térmica baja, deben ser prácticamente insolubles en el poliuretano y no plastificarlo. Además deben ser inocuos desde el punto de vista ecológico y toxicológico. Los hinchantes que se utilizan actualmente son hidrocarburos (pentanos), hidrocarburos hidrógeno-fluoroclorados (H-CFC), e hidrocarburos hidrógeno-fluorados (H-CF) (Kapps y Buschkamp, 2004).

1.3.1.4 Activadores

Estos componentes son añadidos para acelerar la reacción de los polioles y poliisocianatos, la cual se la realiza a una velocidad moderada. Los activadores suelen ser aminas terciarias, compuestos orgánicos de estaño o sales alcalinas de ácidos carboxílicos alifáticos.

1.3.1.5 Estabilizadores de espuma

La espuma formada por acción del hinchante generado es inestable en la mayoría de los casos y sin la adición de estabilizadores se derrumbaría a medida que progresa la reacción. Como estabilizadores de espuma se utilizan casi exclusivamente los compuestos orgánicos de silicio (poliéter-polisiloxanos) que despliegan una acción tensioactiva pero actúan también como emulsionantes. Los estabilizadores de espuma regulan la estructura, el carácter abierto o cerrado de las celdillas y también su tamaño, es decir, tienen una influencia fundamental en las propiedades de la espuma.

1.3.1.6 Ignifugantes

Los poliuretanos son compuestos orgánicos y, como tales, susceptibles de combustión. Para retrasar su encendido y evitar la propagación de la llama se requiere que tengan una estructura química adecuada y se les añaden componentes ignifugantes, entre estos componentes se encuentran el poliésterpoliol aromático y el poliisocianurato.

1.3.2 GENERALIDADES SOBRE LA FABRICACIÓN DE ESPUMA RÍGIDA DE POLIURETANO

1.3.2.1 Mezcla reaccionante y formación de espuma

Para formar la espuma se mezclan intensamente entre sí las materias primas ya preparadas, provistas de los aditivos y mantenidas a temperatura constante, es decir, el componente polioliol y el componente poliisocianato.

La reacción se inicia al cabo de poco rato y transcurre con desprendimiento de calor (reacción exotérmica). Los gases hinchantes desprendidos expanden continuamente la mezcla reaccionante, hasta que el progreso de la reticulación convierte al producto de reacción en un sólido de estructura de espuma (Kapps y Buschkamp, 2004).

Para caracterizar el proceso de reacción y espumación se utilizan los datos temporales siguientes:

1.3.2.1.1 Tiempo de mezclado o tiempo de agitación

Indica el tiempo necesario para lograr una mezcla homogénea de los reactivos.

1.3.2.1.2 Tiempo de crema o tiempo de arranque

Es el tiempo transcurrido desde el inicio del mezclado de los reactivos hasta el inicio visible de la espumación de la mezcla. En muchos casos se aprecia por un claro cambio del color.

1.3.2.1.3 Tiempo de hilo

El tiempo de hilo indica la transición de la mezcla reaccionante del estado líquido al sólido. Equivale al punto de gel. Cuando se llega a este momento se calcula que la reacción ha alcanzado un grado de conversión del 50%. La medición del tiempo se inicia con el mezclado.

1.3.2.1.4 El tiempo de expansión

Una vez alcanzado el tiempo de hilo, la espuma modera su velocidad de expansión. El tiempo entre el inicio del mezclado y el final de la expansión visualmente apreciable se llama tiempo de expansión.

1.3.2.1.5 Tiempo de ausencia de pegajosidad

Una vez finalizada la expansión de la espuma, la superficie continúa siendo pegajosa. El momento de ausencia de pegajosidad se determina tocando repetidamente la superficie. El tiempo transcurrido desde el inicio del mezclado hasta la ausencia de pegajosidad se llama tiempo de ausencia de pegajosidad.

1.3.2.1.6 Tiempo de escape del gas

Pasado un cierto tiempo, las espumas de celdillas abiertas pueden abrir su superficie y dejar escapar el exceso de gas hinchante. El tiempo transcurrido desde el inicio de la mezcla hasta el inicio del escape se llama tiempo de escape del gas.

Los tiempos de reacción dependen de la temperatura de los reactivos, es decir, de la mezcla reaccionante. A medida que aumenta la temperatura, los tiempos de reacción se acortan.

1.3.3 PROCEDIMIENTO DE FABRICACIÓN DE ESPUMA RÍGIDA DE POLIURETANO

1.3.3.1 Mezclado manual

Como mezclado manual se entiende el mezclado de los componentes depositados en un recipiente mediante un agitador accionado por un motor eléctrico. El método de mezclado manual se utiliza sobre todo para el desarrollo y comprobación de nuevos sistemas de materias primas en el laboratorio y para fabricar bloques de espuma rígida de pequeño volumen.

1.3.3.1.1 Fabricación de bloques de espuma rígida de poliuretano por mezclado manual.

El objetivo de realizar la fabricación de bloques de espuma rígida de poliuretano es el de obtener planchas de dimensiones requeridas por el fabricante. La ventaja de este método es que permite trabajar materias primas muy viscosas y mezclar fácilmente sólidos y pastas con una inversión muy baja. Los inconvenientes de la espumación manual consisten en la gran dedicación de trabajo y en la pérdida de materias primas (restos pegados al recipiente de mezclado).

El molde más simple para la espumación de la espuma es una caja de madera. Para facilitar el desmoldeo, las superficies internas deben ser lisas. Para ello pueden colocarse o pegarse papeles (papel kraft recubierto con una fina película de polietileno) a las caras internas del molde antes de la espumación o bien puede aplicarse un desmoldeante (una cera). En el último caso es aconsejable forrar las paredes internas del molde con chapa (chapa de aluminio) o con planchas barnizadas con resina de melamina.

En la figura 1.8 se muestra el proceso a seguir para la fabricación de los bloques de poliuretano rígido

BLOQUES RÍGIDOS

HUNTSMAN
Enriching lives through innovation

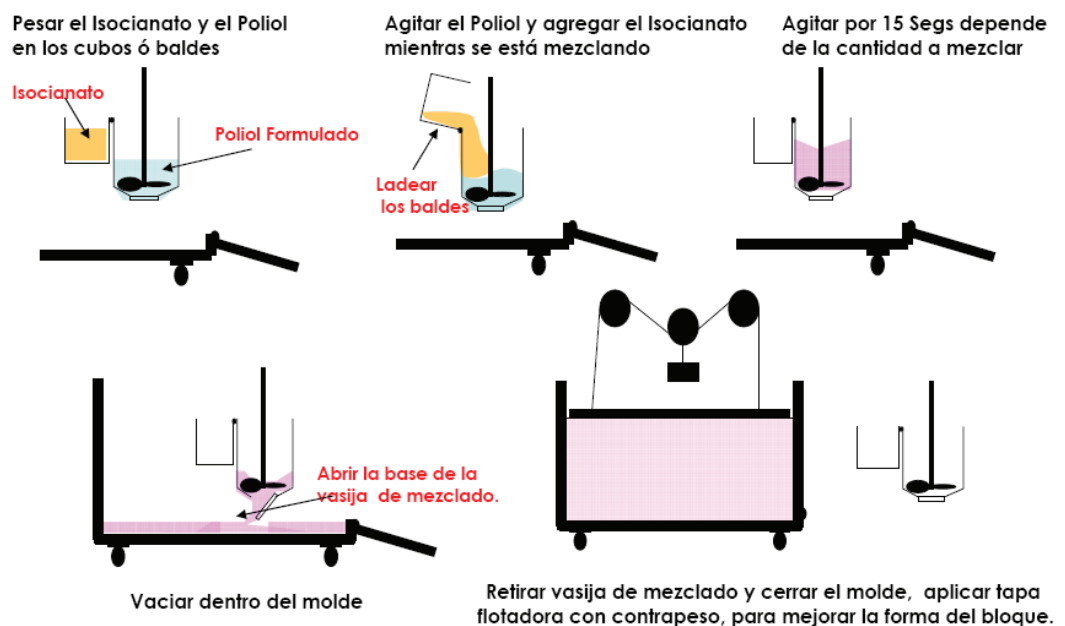


Figura 1.8 Proceso de fabricación de bloques rígidos de poliuretano.

Fuente HUNTSMAN, 2009.

La presión que ejerce el poliuretano sobre las paredes del molde es relativamente pequeña, con todo conviene tenerla en cuenta cuando se dimensiona un molde de gran superficie.

1.3.3.2 Mezclado con máquinas.

La fabricación de espuma rígida de poliuretano normalmente se la realiza con la ayuda de máquinas. Las instalaciones de espumación constan por lo menos de una máquina espumadora y de un dispositivo de moldeo.

La máquina espumadora es la pieza clave en la fabricación ya que ella recibe los componentes líquidos, los convierte y mantiene en un estado apto para la transformación, los dosifica adecuadamente, los mezcla de modo homogéneo y vierte la mezcla reaccionante en el molde. Se distinguen dos sistemas de máquinas que pueden realizar esta labor:

1.3.3.2.1 Máquinas de baja presión.

En máquinas de baja presión se conduce los flujos de los componentes a una presión de 300 - 4 000 KPa a cámaras de mezclado provistas de un agitador.

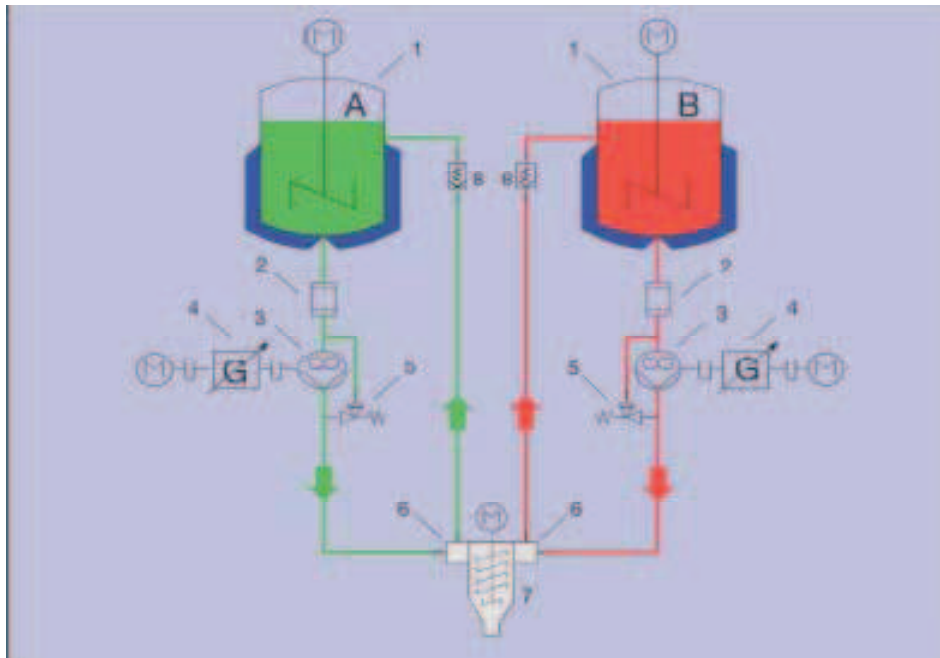


Figura 1.9 Principio de una máquina de baja presión. a) mezcla de polioliol, b) mezcla de poliisocianato.

Fuente Kapps, 2004.

1.3.3.2.2 Máquinas de alta presión.

En máquinas de alta presión existe una bomba de pistón que comprime los componentes hasta 15 000 - 30 000 KPa para posteriormente mezclar dichos componentes por el principio de inyección en contracorriente.

En la figura 1.10 se muestra el principio de funcionamiento de una máquina de alta presión

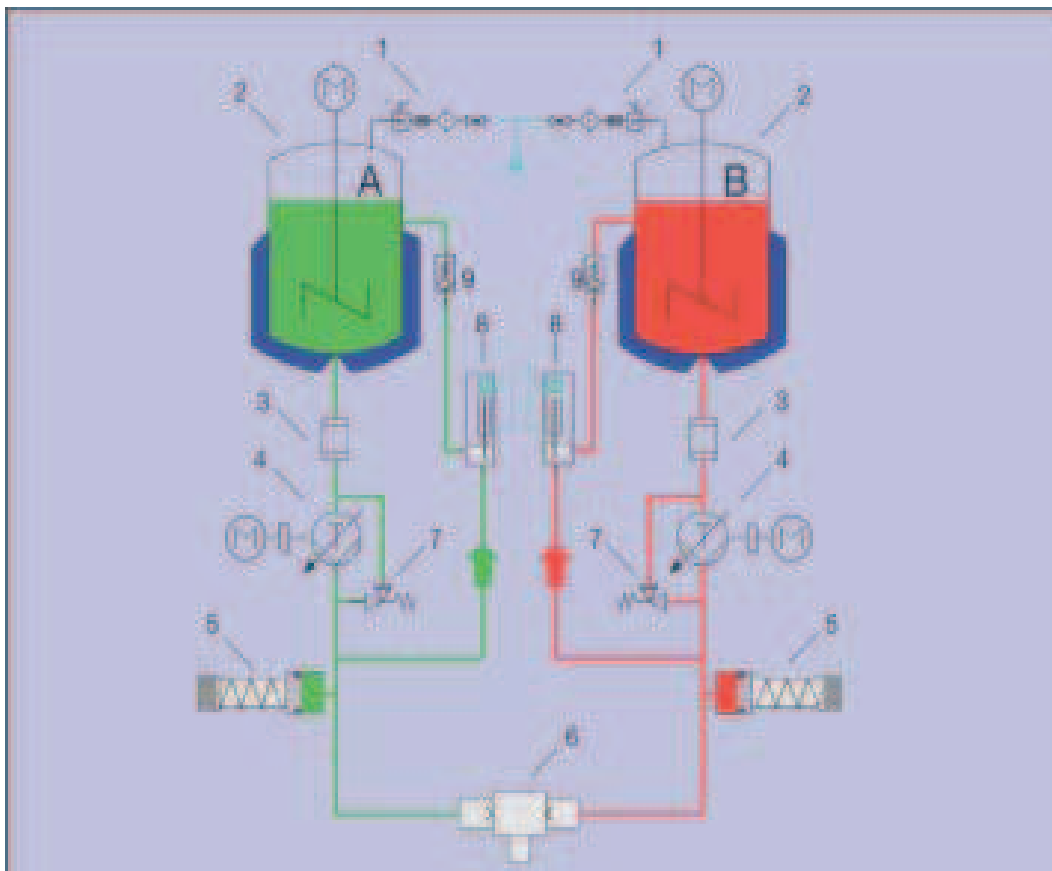


Figura 1.10 Principio de una máquina de alta presión. a) mezcla de poliol, b) mezcla de poliisocianato. 1) manómetro, 2) recipientes, 3) filtros, 4) bomba dosificadora, 5) pistón acumulador, 6) cabezal mezclador, 7) válvula de seguridad, 8) descarga, 9) válvula de retención.

Fuente: (Kapps, 2004).

1.3.4 PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DE LA ESPUMA RÍGIDA DE POLIURETANO.

La espuma rígida de poliuretano posee una estructura celular predominantemente cerrada, con un porcentaje de celdas cerradas mayor al 90%; es considerada como una materia sintética duroplástica. (Asociación técnica del poliuretano aplicado)

1.3.4.1 Propiedades mecánicas.

Las propiedades mecánicas de la espuma rígida de poliuretano dependen de su densidad, sobre esta base se han publicado las siguientes gráficas que exponen su relación y son citados a continuación:

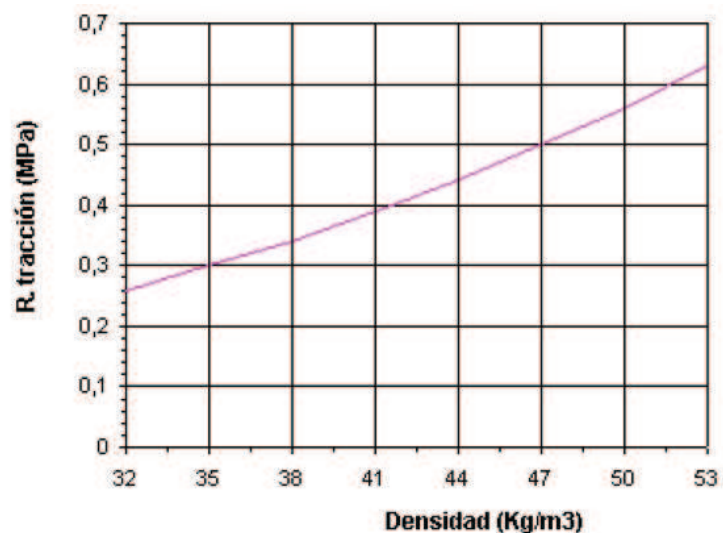


Figura 1.11 Resistencia a la tracción en función de la densidad.

Fuente: <http://www.atempa.org/documentos/inform.htm>.

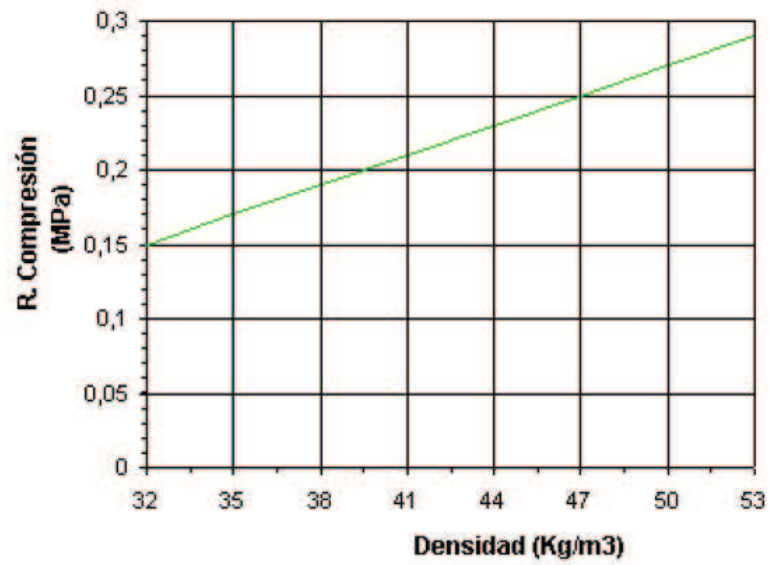


Figura 1.12 Resistencia a la compresión en función de la densidad.

Fuente: <http://www.atempa.org/documentos/inform.htm>.

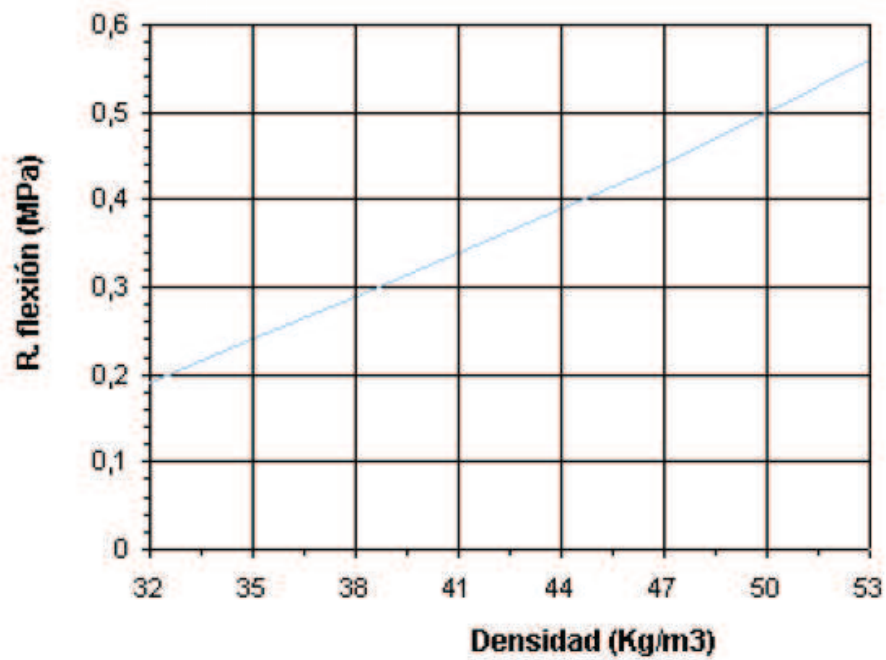


Figura 1.13 Resistencia a la flexión en función de la densidad.

Fuente: <http://www.atempa.org/documentos/inform.htm>.

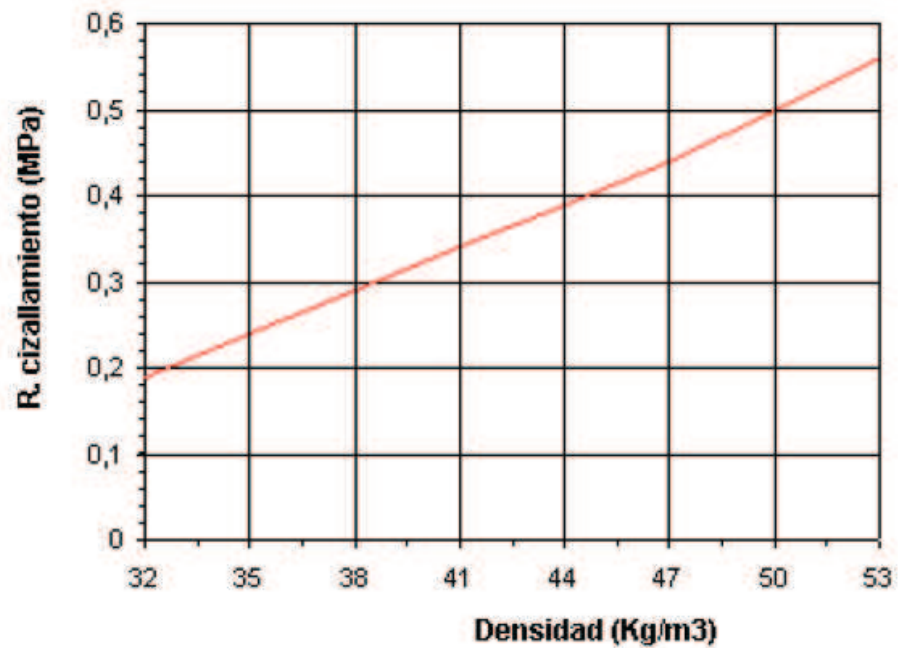


Figura 1.14 Resistencia al cizallamiento en función de la densidad.

Fuente: <http://www.atepa.org/documentos/inform.htm>.

1.3.4.2 Propiedades Acústicas

La espuma rígida de poliuretano combinado con otros materiales puede utilizarse para reducir la transmisión de sonidos; en la siguiente tabla se exhibe el coeficiente de absorción en función de la frecuencia.

Tabla 1.1 Coeficiente a absorción en función de la frecuencia.

Frecuencia (Hz)	Coefficiente de Absorción
125	0,12
250	0,18
350	0,20
500	0,27
1 000	0,19
2 000	0,62
4 000	0,22

Fuente: <http://www.atepa.org/documentos/inform.htm>

1.3.4.3 Conductividad Térmica.

La espuma rígida de poliuretano posee una alta capacidad de aislamiento térmico escasamente reemplazable con otro material, esto en base a la poca conductividad térmica que presenta el gas ocluido en el interior de sus celdas cerradas. El valor utilizado en la práctica para la conductividad térmica es de 0,028 W/m.k.

1.3.4.4 Absorción de Agua por inmersión.

Sobre la base de datos experimentales obtenidos mediante ensayos de inmersión con probetas cúbicas de 50 mm de lado, se pudo concluir que la absorción que la espuma rígida de poliuretano presenta varía entre el 2% y el 5% en volumen, y esto se debe al efecto de las celdas seccionadas en la superficie de las probetas. (Asociación Técnica del Poliuretano Aplicado, 2006).

CAPÍTULO II

PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

El objetivo del capítulo es presentar las especificaciones técnicas para el diseño de los sistemas de conformado y corte, seguido del análisis de las diferentes alternativas propuestas para el diseño del sistema de corte para la obtención de planchas de poliuretano. De la alternativa seleccionada se presenta una breve descripción general indicando sus características de funcionamiento.

2.1 SISTEMA DE CONFORMADO.

2.1.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SISTEMA DE CONFORMADO.

Las especificaciones del producto que se muestra en la tabla 2.1, son consideraciones necesarias propuestas por el cliente y el diseñador, debido a que son parámetros técnicos y funcionales del equipo. Algunas de las especificaciones presentadas se encuentran sujetas a recomendaciones vertidas por la compañía que provee la materia prima para fabricar este tipo de paneles. (Huntsman Colombia)

Las necesidades citadas fueron propuestas por el ingeniero Reynaldo Pavlica, gerente de la planta industrial “La Esthela” de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A.

A continuación, en las tablas 2.1 y 2.2 se muestran las especificaciones técnicas del molde y del sistema de corte para paneles de poliuretano rígido respectivamente.

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas del molde en base a las necesidades presentadas por el cliente.

Empresa: Cubiertas del Ecuador KUBIEC S.A.		Producto: Sistema de conformado para poliuretano rígido		Fecha Inicial: 2009-08-01 Ultima revisión:2010-02-04
				Página 1/1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	09-10-10	C	R	- Conformar un prisma de poliuretano de determinadas dimensiones para obtener un mínimo de 200 m ² en planchas de diferentes dimensiones.
Dimensiones	09-10-01	C	D	- El sistema debe tener como mínimo las siguientes dimensiones 2.44x1.22x1.22 metros.
Movimientos	09-10-21	D	R	-El sistema de conformado contará con por lo menos dos lados abatibles para poder sacar el panel de poliuretano.
Fabricación	09-10-05	C	D	- Se fabricará un molde para una producción aproximada de 5000 m ² de planchas de poliuretano mensuales.
Vida útil	09-10-04	C	D	- Se calcula que la duración del proyecto sea de 5 años.
Costos	09-10-04	C	D	- El presupuesto máximo asignado para este sistema es de 2 000 dólares.
Ergonomía	09-07-04	C	D	-El sistema de conformado debe ser fácilmente trasladable.

Propone: C=Cliente, D= Diseñador

R/D: R=Requerimiento, D=Deseo.

Fuente: Propia

Para el sistema de conformado no se proponen alternativas de diseño, ya que la empresa que provee la materia prima especifica la forma del molde y los materiales a utilizar para su fabricación¹.

2.1.2 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MOLDE A CONSTRUIR.

El molde a construir será un prisma de 4,00 metros de largo y sección cuadrada de 1,55 metros de lado. El material para las paredes del molde será de madera reforzada con tubos cuadrados. Poseerá cuatro lados abatibles, tres de ellos sujetos mediante bisagras a la base del molde y el último lado, correspondiente a la sección cuadrada, será dividido en dos piezas estando la parte superior sujeta a uno de los lados abatibles y la parte inferior sujeta con bisagras a la base del molde.

La tapa será del tipo flotante que ayude a la mejor conformación del panel de poliuretano rígido; y estará constituida por los mismos materiales utilizados para la fabricación de las paredes del molde.

Para el traslado del molde se utilizará 6 garruchas, 3 en cada lado, además, contará con seguros en todas sus paredes, los cuales juntarán las paredes perpendicularmente entre sí.

La madera utilizada debe permitir que el material en estado líquido no se adhiera a las paredes del molde, además de soportar la presión generada en estas por el material cuando este se expande por en el molde.

¹ Huntsman Colombia, 2009

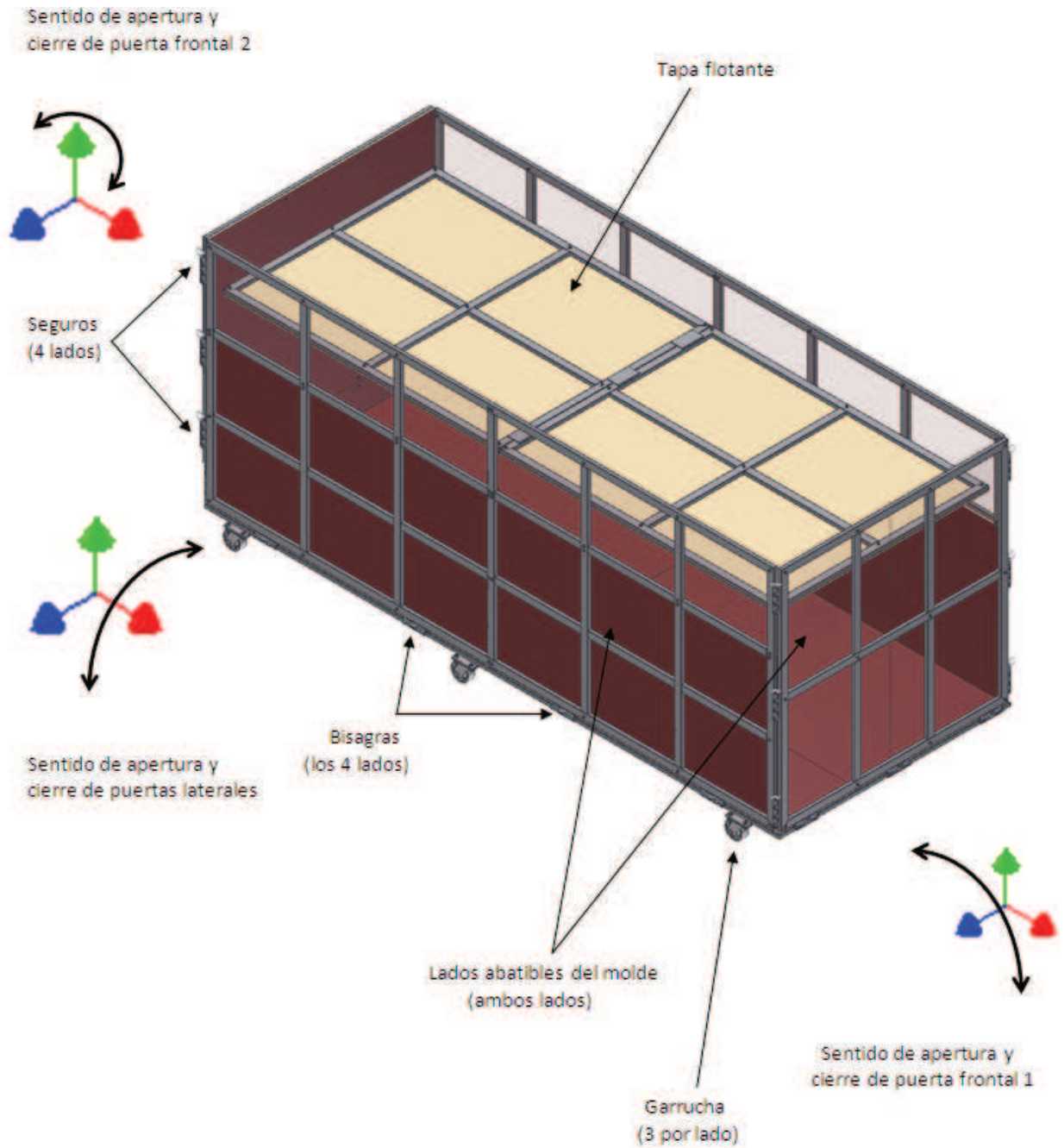


Figura 2.1 Descripción general del molde a construir para la fabricación del molde de poliuretano rígido.

Fuente: Propia.

2.2 SISTEMA DE CORTE

2.2.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SISTEMA DE CORTE.

Las especificaciones del producto son necesidades y deseos propuestos por los clientes transformados en parámetros técnicos y funcionales del equipo que se constituyen en una guía para el desarrollo del diseño.

Estas fueron propuestas por el Ingeniero Reynaldo Pavlica, gerente de la planta industrial “La Esthela” de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A.

Tabla 2.2 Especificaciones técnicas del sistema de corte realizadas en base a las necesidades presentadas por el cliente.

Empresa: Cubiertas del Ecuador KUBIEC S.A.		Producto: Maquina de corte para cubos de poliuretano rígido		Fecha Inicial: 2009-08-01 Ultima revisión:2009-08-16
				Página 1/2
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	09-07-10	C+D	R	- Cortar planchas de poliuretano rígido en distintos espesores.
	09-07-10	C+D	R	- Cortar planchas de hasta 4 metros de longitud
	09-07-09	D	R	- Incorporar un sistema que permita mover a la mesa o al elemento que va a realizar el corte de los cubos
Dimensiones	09-07-01	C+D	R	- Dimensiones máximas de la máquina 10 m de largo, 4 m de ancho y 8 m de alto.
Movimiento	09-07-05	D	R	- Dirección de desplazamiento del cubo de poliuretano en el plano horizontal.

Tabla 2.2 Especificaciones técnicas del sistema de corte realizadas en base a las necesidades presentadas por el cliente, continuación...

Empresa: Cubiertas del Ecuador KUBIEC S.A.		Producto: Maquina de corte para cubos de poliuretano rígido		Fecha Inicial: 2009-08-01 Ultima revisión:2009-08-16
				Página 2/2
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Seguridad y ergonomía	09-04-02	C+D	R	- Colocar resguardos de protección alrededor del elemento de corte.
	09-07-20	C+D	D	- Usuario no mantiene contacto con el cubo de poliuretano el instante del corte.
	09-07-20	C	D	- La altura de la mesa donde se colocará el cubo de poliuretano será máximo de 0.6 m a fin de facilitar la recolección de las planchas.
Materiales	09-07-05	C	D	- Panel de poliuretano de dimensiones máximas: 4000x1 550x1550 mm.
Montaje	09-07-05	C	D	- Facilidad de intercambio del elemento de corte.
Vida útil	09-07-08	C	R	- Vida útil del proyecto 5 años.
Costos	09-07-04	C	R	- Presupuesto destinado por parte de la empresa 20 000 dólares.

Propone: C=Cliente, D= Diseñador

R/D: R=Requerimiento, D=Deseo

Fuente: Propia

En la selección de la alternativa para el sistema de corte se han tomado en cuenta los siguientes subsistemas:

- Dirección de corte de los paneles de poliuretano.
- Subsistema de corte para los paneles de poliuretano.
- Subsistema de traslación de los paneles de poliuretano.
- Subsistema de elevación de la estructura de corte.

2.2.2 ALTERNATIVA PARA LA DIRECCIÓN DE CORTE DE LOS CUBOS DE POLIURETANO.

En este subsistema se analiza la dirección más idónea que debe tener el sistema para realizar el corte de los paneles de poliuretano en las dimensiones requeridas. Se plantean las siguientes alternativas.

2.2.2.1 Alternativa 1: Dirección de corte en el plano horizontal

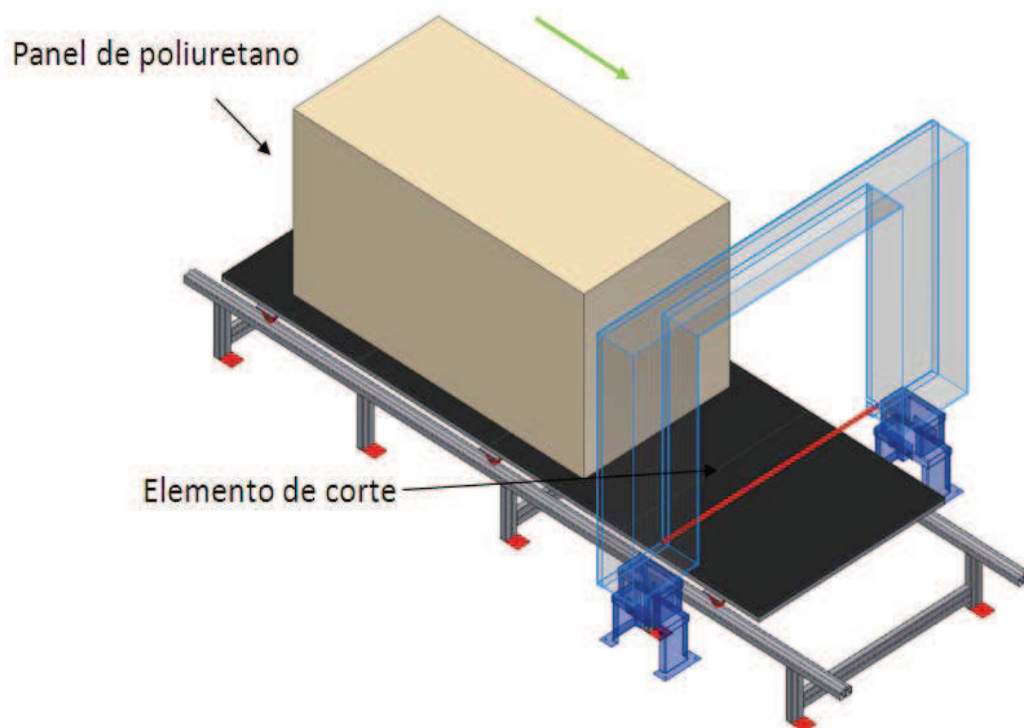


Figura 2.2 Dirección de corte en el plano horizontal.

Fuente: Propia.

2.2.2.1.1 Descripción

En esta alternativa, se presenta la dirección de corte en el plano horizontal, en este caso se desplaza el panel de poliuretano, mientras el elemento de corte se mantiene fijo en una sola posición. Se regula la altura del elemento de corte.

2.2.2.1.2 Ventajas

- Lograr que se apilen en la parte superior del panel las partes que se cortan en el proceso, esto representa un operario menos que cumpla con la recolección de las partes cortadas.
- No se necesita realizar modificaciones como cortes en la mesa donde se coloca el cubo.
- Posibilidad de instalar un sistema que permita el fácil movimiento del panel a través del elemento de corte.
- Elemento de corte se encuentra menos expuesto al operador.
- Facilidad al medir la altura para realizar el corte.
- Mayor estabilidad de la estructura de corte por su doble apoyo al piso.

2.2.2.1.3 Desventajas

- Existe la necesidad de un espacio más amplio a lo ancho para alojar la máquina debido a la estructura de corte.
- Se necesita un mecanismo adicional para regular la altura del elemento de corte.
- Presenta dificultad al trasladar el panel si se lo realiza manualmente por sus dimensiones y peso.
- Dificultad al momento de alinear el elemento de corte con la superficie del panel.

2.2.2.2 Alternativa 2: Dirección de corte en el plano vertical

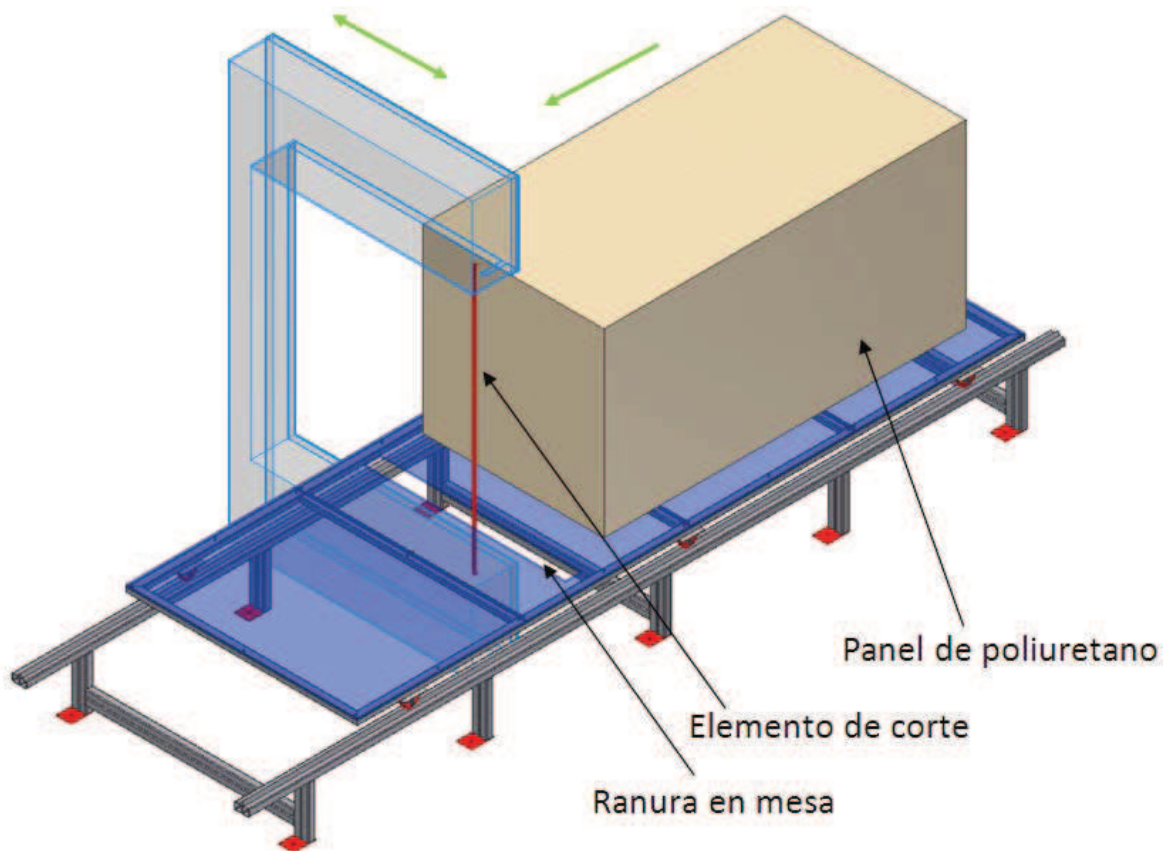


Figura 2.3 Dirección de corte en el plano vertical.

Fuente: Propia.

2.2.2.2.1 Descripción

En este caso, el corte del panel se lo realiza en el plano vertical para lo cual el elemento de corte debe pasar a través de la mesa donde se coloca el panel.

El funcionamiento de este sistema consiste en movilizar al elemento de corte en sentido transversal al movimiento del panel para ajustar el espesor requerido, después de ello se desliza al panel sobre la mesa para que este pase a través del elemento de corte.

2.2.2.2.2 Ventajas

- Menor requerimiento de espacio a lo ancho de la máquina.
- Menor exposición del operario al elemento de corte por su posición vertical.
- Menor número de piezas para la fabricación del sistema que desplazará al elemento de corte.
- Mayor facilidad para desplazar el sistema de corte.

2.2.2.2.3 Desventajas

- Partes cortadas caen a un costado del elemento de corte, existe la necesidad de un operario para apilarlas nuevamente.
- Se requiere realizar una ranura en la mesa para que pase al otro lado el elemento de corte.
- La instalación es poco ergonómica debido a la altura requerida por la estructura de corte y de la mesa sobre la que reposara el panel.
- Se necesita una estructura adicional para trasladar al elemento de corte.
- Impedimento de crear un mecanismo que se acople a la mesa para trasladar al cubo debido a la presencia del elemento de corte.
- Menor estabilidad del sistema de corte por tener una sola superficie de apoyo con el suelo.

2.2.2.3 Alternativa 3: Dirección de corte inclinado.

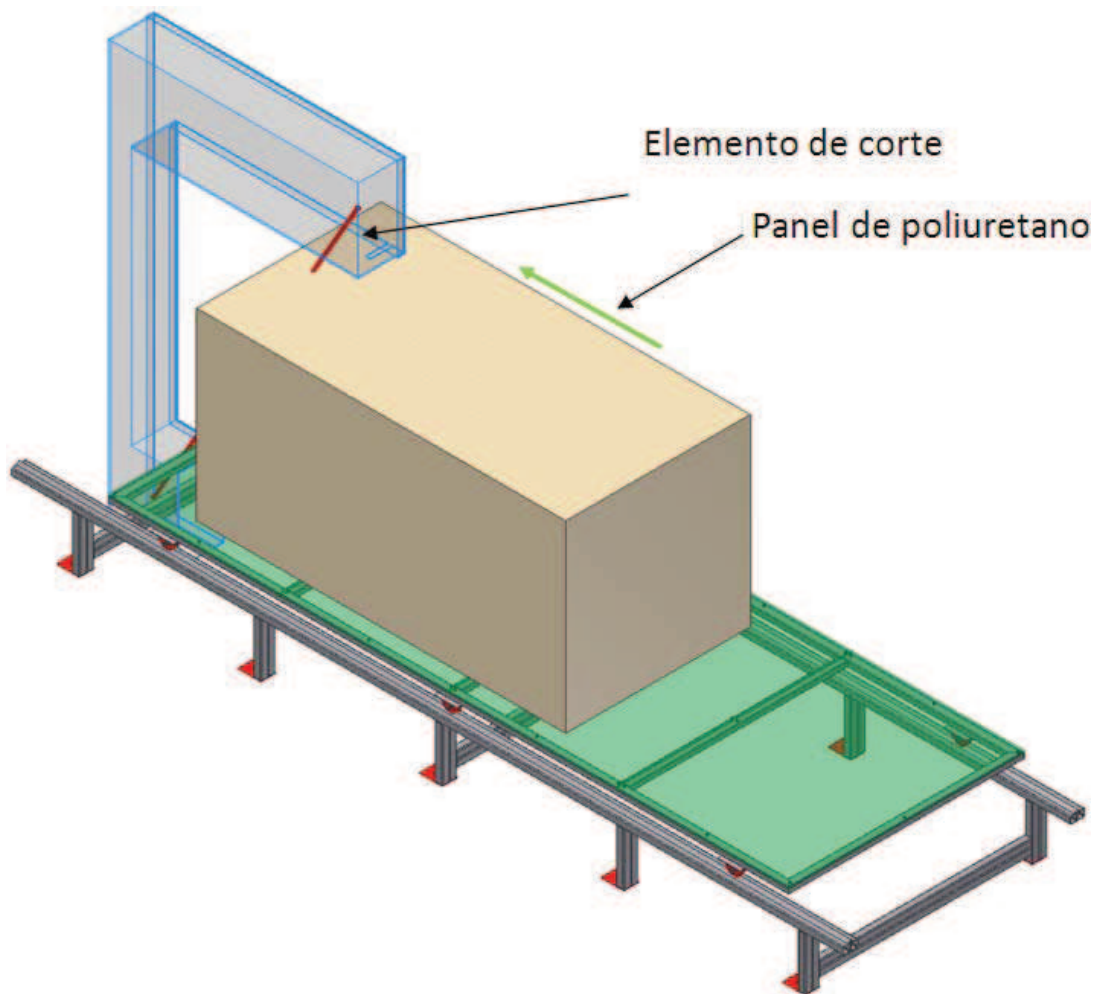


Figura 2.4 Dirección de corte inclinada.

Fuente: Propia.

2.2.2.3.1 Descripción

En esta alternativa, el corte del panel se lo realiza con el elemento de corte inclinado y fijo, mientras el cubo se desplaza con la ayuda de una mesa móvil.

El funcionamiento de este sistema consiste en colocar el elemento de corte en una posición fija y trasladar el panel de poliuretano a través de la mesa móvil para que se realice el corte del mismo.

2.2.2.3.2 Ventajas

- Mayor longitud de corte.
- Menor número de partes y piezas para la fabricación del sistema.
- No se necesita una estructura adicional para trasladar al elemento de corte.
- Menor riesgo de contacto entre el operario y el elemento de corte debido a que se traslada el panel de poliuretano.

2.2.2.3.3 Desventajas

- Dificultad al momento de posicionar el panel para realizar cortes paralelos a sus paredes.
- Necesidad de diseñar un sistema complejo que posicione al elemento de corte o bien, eleve el panel.
- Se necesita un elemento de corte más largo.
- Partes cortadas caen a un costado del elemento de corte.
- Necesidad de un mecanismo que sujete fuertemente al panel para evitar su movimiento en el instante del corte.
- Mayor requerimiento de espacio a lo ancho y a lo largo de la máquina, debido a que se traslada el panel.
- Menor estabilidad del sistema de corte por tener una sola superficie de apoyo con el suelo.

2.2.2.4 Selección de la alternativa para la dirección de corte de paneles de poliuretano.

Para realizar la selección de la alternativa del sistema de dirección de corte de los paneles de poliuretano, se utiliza el Método Ordinal Corregido de Criterios Ponderados. (Riba i Romeva, 2002).

2.2.2.4.1 Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.

Los criterios de ponderación que se consideraron más determinantes son:

- a. Estabilidad, en cuanto a la estructura que contiene al elemento de corte, esta no debe permitir oscilaciones del elemento al momento de realizar el corte del panel de poliuretano.
- b. Seguridad, los elementos del conjunto de corte deben estar correctamente ubicados a fin de prevenir accidentes.
- c. Flexibilidad, se desea que el equipo pueda ajustarse según las necesidades del cliente, especialmente en la regulación de las medidas de corte y de las posiciones de corte a fin de lograr buenas tolerancias en este.
- d. Ergonomía, este criterio hace referencia a la facilidad de acumulación de las planchas de poliuretano que se cortan, para su posterior recolección.

2.2.2.4.2 Valoración y factores de incidencia

Evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.3 Evaluación del peso específico de cada criterio.

Seguridad > flexibilidad > Estabilidad = Ergonomía.

Criterio	Costo	Seguridad	Flexibilidad	Peso	$\sum+1$	Ponderación
Estabilidad		0	0	0,5	1,5	0,15
Seguridad	1		1	1	4	0,4
Flexibilidad	1	0		1	3	0,3
Ergonomía	0,5	0	0		1,5	0,15
				Suma	10	1

Fuente: Propia

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

Evaluación del peso específico del criterio estabilidad.

Tabla 2.4. Evaluación del peso específico del criterio estabilidad.

Corte horizontal > Corte vertical > Corte inclinado.

Estabilidad	Corte horizontal	Corte vertical	Corte inclinado	$\Sigma+1$	Ponderación
Corte horizontal		1	1	3	0,500
Corte vertical	0		1	2	0,333
Corte inclinado	0	0		1	0,167
				6	1

Fuente: Propia

Evaluación del peso específico del criterio seguridad.

Tabla 2.5. Evaluación del peso específico del criterio seguridad.

Corte horizontal > Corte inclinado > Corte vertical.

Seguridad	Corte horizontal	Corte vertical	Corte inclinado	$\Sigma+1$	Ponderación
Corte horizontal		1	0,5	2,5	0,417
Corte vertical	0		0	1	0,167
Corte inclinado	0,5	1		2,5	0,417
				6	1

Fuente: Propia

Evaluación del peso específico del criterio flexibilidad.

Tabla 2.6. Evaluación del peso específico del criterio flexibilidad.

Corte inclinado > Corte vertical =Corte horizontal.

Flexibilidad	Corte horizontal	Corte vertical	Corte inclinado	$\Sigma+1$	Ponderación
Corte horizontal		0,5	0	1,5	0,25
Corte vertical	0,5		0	1,5	0,25
Corte inclinado	1	1		3	0,5
				6	1

Fuente: Propia

Evaluación del peso específico del criterio ergonomía.

Tabla 2.7. Evaluación del peso específico del criterio ergonomía.

Corte horizontal = Corte vertical > Corte inclinado

Ergonomía	Corte horizontal	Corte vertical	Corte inclinado	$\Sigma+1$	Ponderación
Corte horizontal		0,5	1	2,5	0,417
Corte vertical	0,5		1	2,5	0,417
Corte inclinado	0	0		1	0,167
				6	1

Fuente: Propia

2.2.2.4.3 Selección de alternativas en base a la valoración.

Cálculo de la tabla de conclusiones:

Tabla 2.8. Tabla de conclusiones.

Conclusión	Estabilidad	Seguridad	Flexibilidad	Ergonomía	Σ	Prioridad
Corte horizontal	0,075	0,167	0,075	0,063	0,379	1
Corte vertical	0,050	0,067	0,075	0,063	0,254	3
Corte inclinado	0,025	0,167	0,150	0,025	0,367	2

Fuente: Propia

Después del análisis realizado se puede concluir que el corte horizontal es la primera opción para el sistema seguida de la opción corte inclinado y por último el corte vertical.

2.2.1.1 Síntesis de la alternativa seleccionada

La alternativa seleccionada para este subsistema es la que involucra la dirección de corte del panel en el plano horizontal, las principales ventajas que se presentan en esta alternativa son la estabilidad y la seguridad al realizar los cortes en esta dirección, ya que la estructura del elemento de corte presenta dos superficies de apoyo y el elemento de corte puede estar cubierto por resguardos, mientras la mesa donde reposa el panel no presenta inconveniente para ser trasladada ya que el elemento de corte no la atraviesa; esto impediría cualquier contacto entre el operador y el elemento.

2.2.3 ALTERNATIVAS PARA EL SUBSISTEMA DE CORTE DE LOS PANELES DE POLIURETANO.

En este subsistema se analiza la alternativa para el corte de los paneles de poliuretano que cumpla con las necesidades planteadas y las dimensiones requeridas.

Para realizar el corte se consideran las posibilidades que este se lo realice por medio de un filamento o por medio de la utilización de una sierra metálica, A continuación se presentan las alternativas que involucran a los dos elementos de corte citados.

2.2.3.1 Alternativa 1: Sistema de corte neumático con sierra.

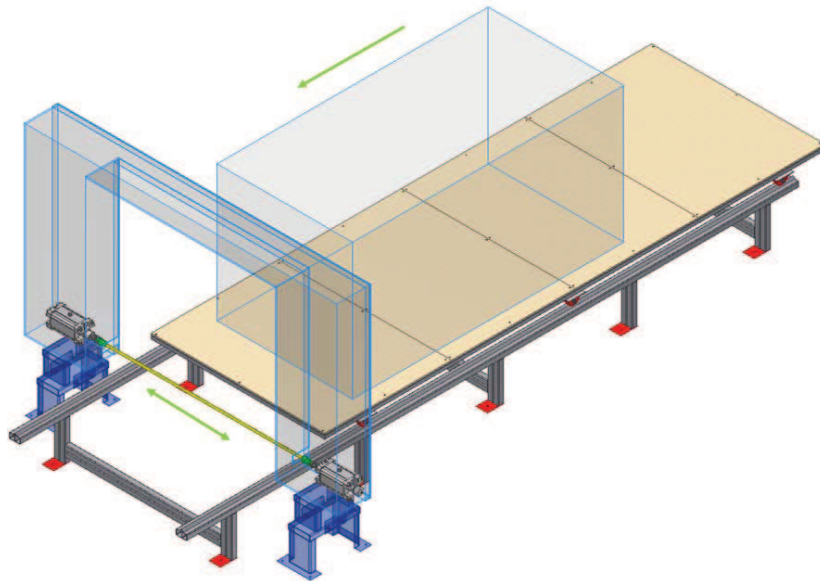


Figura 2.5 Esquema general de corte con cilindros neumáticos y sierra.

Fuente: Propia.

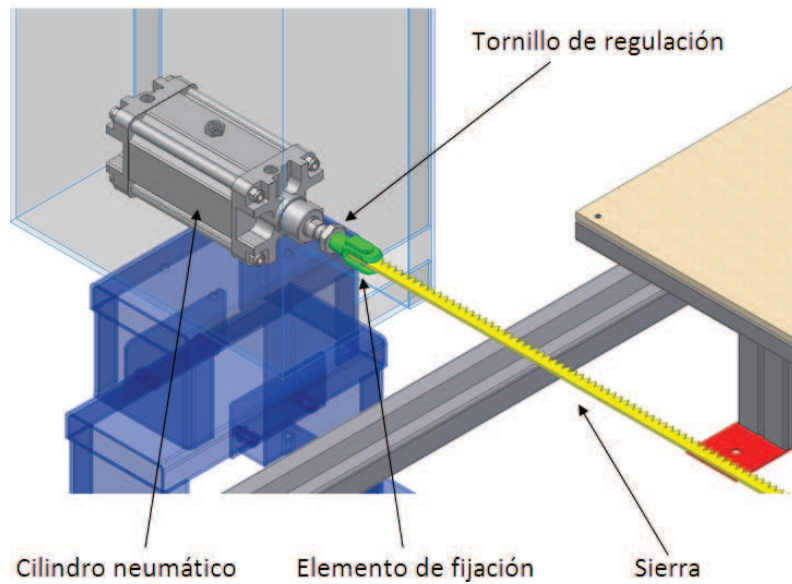


Figura 2.6 Elementos de corte con cilindros neumáticos y sierra.

Fuente: Propia.

2.2.3.1.1 Descripción

Este sistema está compuesto por 2 cilindros neumáticos que poseen un elemento de fijación en su vástago, en este elemento se inserta el extremo de una sierra el cual debe ser previamente perforado para realizar la fijación.

En el vástago del cilindro se encuentra un tornillo de regulación que permite tensar la sierra para realizar el corte. El movimiento de la sierra es de retorno rápido a una alta velocidad para lograr un buen acabado superficial de las planchas que se cortan.

2.2.3.1.2 Ventajas

- Bajo peso.
- Bajo número de componentes.
- Fácil instalación.
- Componentes disponibles en el mercado nacional.
- No existe la tendencia a desplazar hacia afuera a la sierra en el momento del corte.
- Elementos de fácil mantenimiento.

2.2.3.1.3 Desventajas

- Costo elevado de los elementos.
- No existe el espacio suficiente para que las partículas que se desprenden del panel al momento del corte salgan de este, esto implicaría que tiendan a acumularse junto a la sierra impidiendo el normal desarrollo del corte.
- Velocidades lineales de la sierra relativamente bajas.
- Limitada vida útil de la sierra, por su prolongada exposición al corte.
- Se obtienen superficies de corte moderadamente lisas.
- Alto consumo de energía.

2.2.3.2 Alternativa 2: Sistema de corte con poleas y sierra de cinta

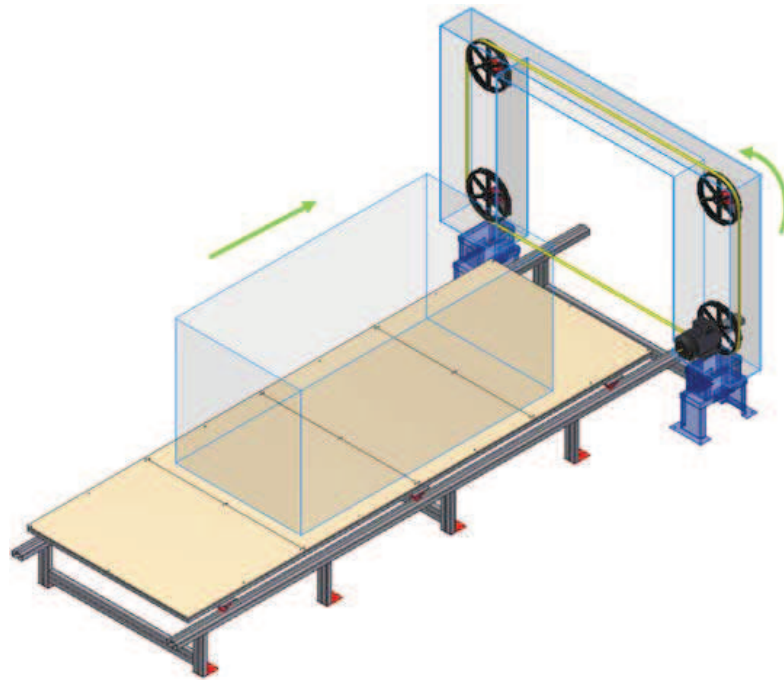


Figura 2.7 Esquema general de corte con poleas y sierra de cinta.

Fuente: Propia.

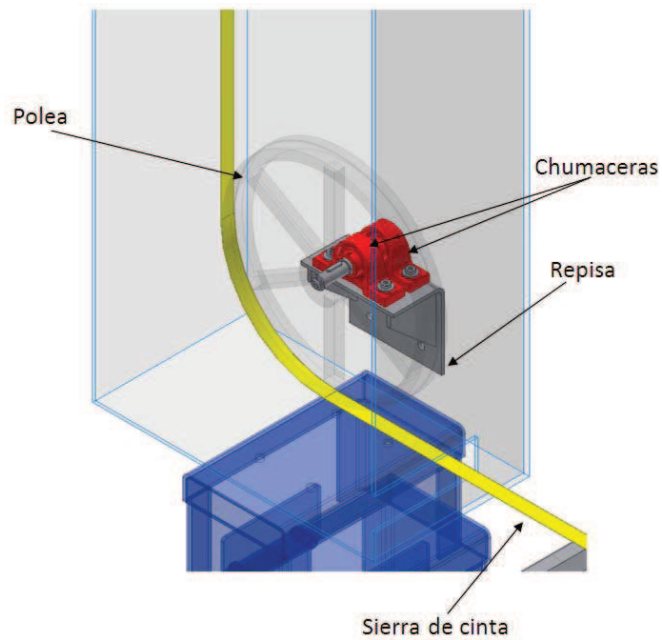


Figura 2.8 Elementos de corte con poleas y sierra de cinta.

Fuente: Propia.

2.2.3.2.1 Descripción

Este sistema está compuesto por una polea motriz y 3 poleas locas recubiertas de caucho a fin de evitar el contacto entre la sierra y las poleas, además de facilitar la transmisión de la potencia en el sistema.

La sierra de cinta recorre toda la estructura gracias a las poleas realizando un corte rápido y a alta velocidad, las poleas se encuentran conjugadas en un eje, el cual se encuentra insertado sobre 2 chumaceras de piso a fin de eliminar el momento generado por el peso de la polea. Una de las poleas puede desplazarse una cierta distancia a fin de lograr la tensión adecuada de la sierra.

2.2.3.2.2 Ventajas

- Bajo costo.
- Elementos disponibles en el mercado nacional.
- Bajo consumo de energía.
- Fácil mantenimiento.
- Gran tensión de la sierra de cinta.
- Larga vida útil de la sierra.
- Elevadas y constantes velocidades lineales de la sierra.
- Se obtienen superficies de corte lisas.

2.2.3.2.3 Desventajas

- Elevado número de componentes.
- Se necesita elevada precisión en el montaje.
- Existe tendencia a desplazar la sierra hacia afuera de los volantes al momento de realizar el corte del poliuretano.
- Dificultad al momento de alinear las cuatro poleas en un mismo plano.
- Elevado desprendimiento de partículas al momento del corte.

- Existe vibraciones provocadas por la alta velocidad de desplazamiento de la sierra de cinta.

2.2.3.3 Alternativa 3: Sistema de corte con filamento caliente.

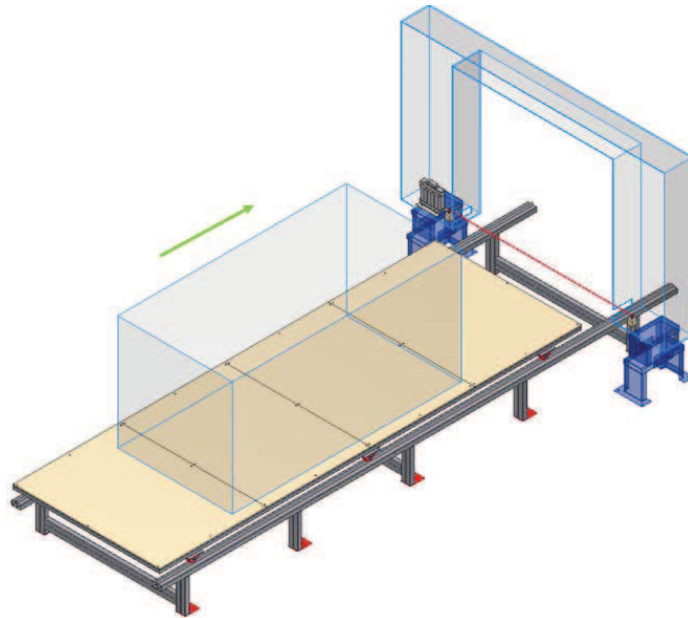


Figura 2.9 Esquema general de corte con filamento caliente.

Fuente: Propia.

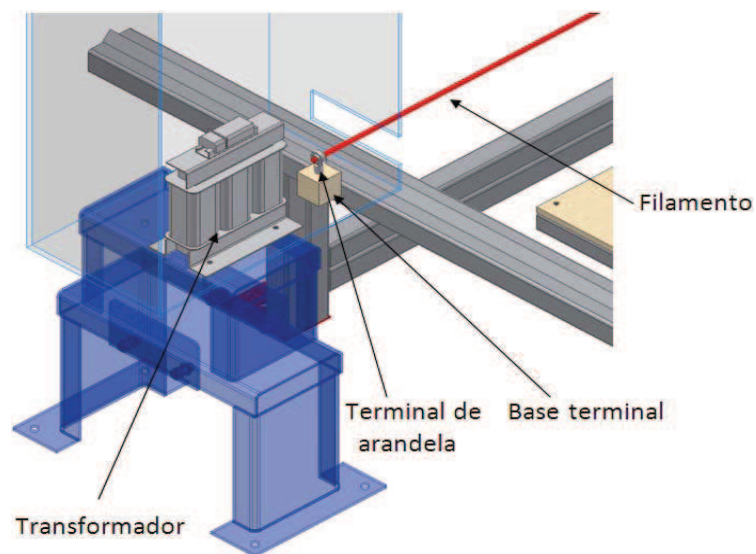


Figura 2.10 Elementos de corte con filamento caliente.

Fuente: Propia.

2.2.3.3.1 Descripción

Este sistema que cuenta con un transformador consta de 2 cables de salida con sus respectivos terminales, estos se conectan directamente a un filamento el cual se encuentra montado en 2 terminales de arandela, los cuales se encuentran sobre una base que es generalmente un material de baja conductividad térmica.

El filamento es tensado al momento de ser sujeto a las terminales, el transformador entrega una intensidad grande para lograr que todo el filamento llegue a la temperatura adecuada para realizar el corte del panel de poliuretano.

2.2.3.3.2 Ventajas

- Sistema liviano.
- No existe tendencia de desplazamiento del filamento al momento de realizar el corte.
- Bajo costo.
- El material utilizado para el filamento no requiere de un gran consumo de energía.
- Reducido número de componentes.
- Excelente acabado superficial.
- No existe desprendimiento de material por el corte.

2.2.3.3.3 Desventajas

- Filamento no se encuentra disponible en el país.
- El filamento se dilata al calentarse causando que pierda al poco tiempo su tensión, esto obliga a tener que tensionarlo constantemente.
- El corte debe realizarse a velocidades reducidas ya que el filamento puede doblarse.
- Corta vida útil del filamento.
- Altos tiempos muertos en el proceso por el constante cambio de filamento.

- La quema del poliuretano produce gases nocivos para la salud.

2.2.3.4 Selección de la alternativa para el corte de paneles de poliuretano

Para realizar la selección de la alternativa del subsistema de corte de paneles de poliuretano, se utiliza el Método Ordinal Corregido de Criterios Ponderados. (Riba i Romeva, 2002).

2.2.3.4.1 Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.

Los criterios de ponderación que se consideraron más determinantes son:

- a. Acabado superficial de las planchas, este aspecto tiene principal influencia en lo estético, ya que una superficie lisa es de mayor agrado para los clientes.
- b. Costo, es el criterio que siempre está presente en la selección de alternativas en todo proyecto, en este caso el sistema de corte que se elija no debe encarecer el costo final del producto.
- c. Disponibilidad en el mercado nacional, los componentes del sistema seleccionado deben encontrarse de preferencia en el mercado nacional, a fin de evitar largos tiempos de espera para su importación.
- d. Mantenimiento, este debe ser lo menos frecuente posible, los componentes del sistema deben tener alta fiabilidad y su mantenimiento debe de ser lo más sencillo posible.
- e. Peso, dado que los elementos de corte deben desplazarse en sentido vertical, el peso de este sistema debe ser lo más liviano a fin de minimizar el esfuerzo en los elementos encargados de trasladar el sistema.

2.2.3.4.2 Valoración y factores de incidencia

Evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.9. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Acabado superficial > Disponibilidad = Mantenimiento > Peso > Costo

Criterio	Acabado superficial	Costo	Disponibilidad	Mantenimiento	Peso	$\Sigma+1$	Ponderación
Acabado superficial		1	1	1	1	5	0,323
Costo	0		0	0	0,5	1,5	0,097
Disponibilidad	0	1		0,5	1	3,5	0,226
Mantenimiento	0	1	0,5		1	3,5	0,226
Peso	0	1	0	0		2	0,129
					Suma	15,5	1

Fuente: Propia.

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

Evaluación del peso específico del criterio acabado superficial:

Tabla 2.10. Evaluación del peso específico del criterio acabado superficial.

Poleas > Neumático = Filamento

Acabado superficial	Neumático	Poleas	Filamento	$\Sigma+1$	Ponderación
Neumático		0	0,5	1,5	0,25
Poleas	1		1	3	0,50
Filamento	0,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio costo.

Tabla 2.11. Evaluación del peso específico del criterio costo.

Poleas >Filamento > Neumático					
Costo	Neumático	Poleas	Filamento	$\sum+1$	Ponderación
Neumático		0	0	1	0,17
Poleas	1		1	3	0,50
Filamento	1	0		2	0,33
Suma				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio disponibilidad.

Tabla 2.12. Evaluación del peso específico del criterio disponibilidad.

Neumático = Poleas > Filamento					
Disponibilidad	Neumático	Poleas	Filamento	$\sum+1$	Ponderación
Neumático		0,5	1	2,5	0,42
Poleas	0,5		1	2,5	0,42
Filamento	0	0		1	0,17
Suma				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.

Tabla 2.13. Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.

Poleas >Filamento > Neumático					
Mantenimiento	Neumático	Poleas	Filamento	$\sum+1$	Ponderación
Neumático		0	0	1	0,17
Poleas	1		1	3	0,50
Filamento	1	0		2	0,33
Suma				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio peso.

Tabla 2.14. Evaluación del peso específico del criterio peso.

Neumático > Filamento > Poleas					
Peso	Neumático	Poleas	Filamento	$\sum+1$	Ponderación
Neumático		1	1	3	0,50
Poleas	0		0	1	0,17
Filamento	0	1		2	0,33
			Suma	6	1

Fuente: Propia.

2.2.3.4.3 Selección de alternativas en base a la valoración

Cálculo de la tabla de conclusiones:

Tabla 2.15. Tabla de conclusiones.

Conclusión	Acabado superficial	Costo	Disponibilidad	Mantenimiento	Peso	Σ	Prioridad
Neumático	0,081	0,016	0,094	0,038	0,065	0,293	2
Poleas	0,161	0,048	0,094	0,113	0,022	0,438	1
Filamento	0,081	0,032	0,038	0,075	0,043	0,269	3

Fuente: Propia.

Después del análisis realizado se puede concluir que el sistema que emplea poleas y sierra de cinta es la mejor opción, seguido por la opción del sistema neumático y por último el sistema con filamento.

2.2.3.5 Síntesis de la alternativa seleccionada.

La alternativa seleccionada para este sistema es en la cual se utiliza 4 poleas a través de las cuales circula una sierra de cinta, la selección de esta opción radica principalmente en buen acabado superficial que se obtiene al instante del corte, la

prolongada vida útil del elemento de corte y el fácil mantenimiento que se debe realizar a sus componentes.

Las principales desventajas que muestra este sistema son su gran número de componentes y la complejidad que presenta al momento de alinear las poleas.

2.2.4 ALTERNATIVAS PARA EL SUBSISTEMA DE TRASLADO DE LOS PANELES DE POLIURETANO.

Para el corte de los paneles de poliuretano, se necesita que el panel se desplace a través de la sierra de cinta para que el corte se realice, a continuación se presentan las alternativas y del estudio de estas.

2.2.4.1 Alternativa 1: Subsistema de traslación manual con mesa y ruedas giratorias

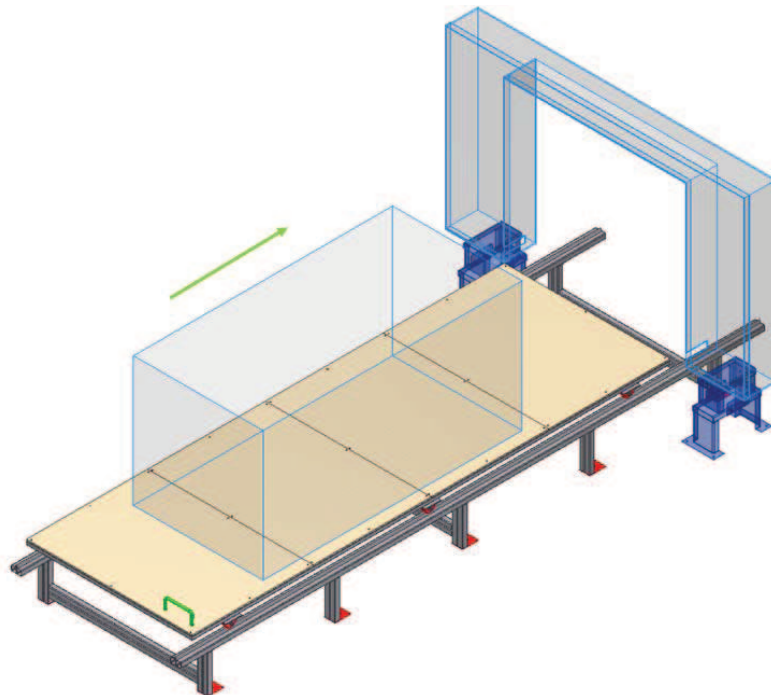


Figura 2.11 Esquema general de traslación manual con ruedas giratorias.

Fuente: Propia.

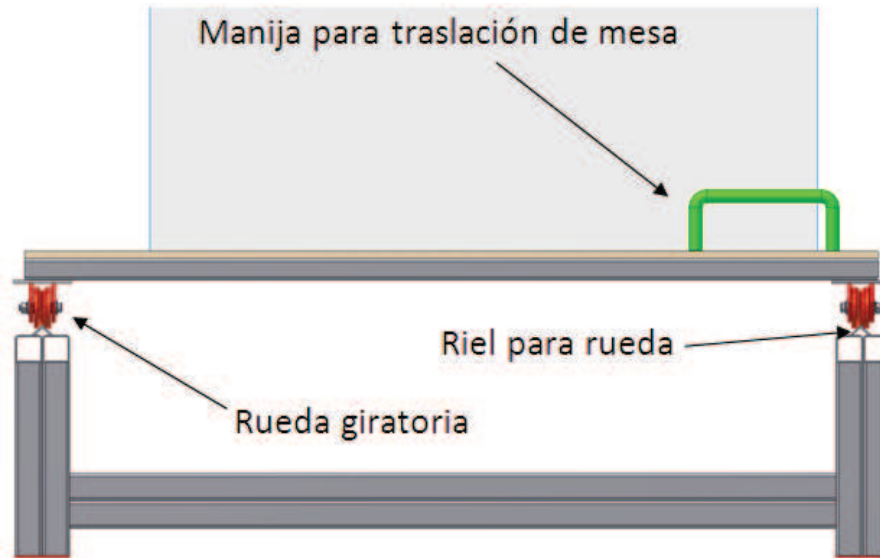


Figura 2.12 Elementos para traslación manual de panel de poliuretano.

Fuente: Propia.

2.2.4.1.1 Descripción

Este sistema se encuentra constituido por una mesa sobre la cual reposa el panel de poliuretano, esta mesa traslada el panel a través de la sierra de cinta gracias a unas ruedas giratorias fijadas en su parte inferior, las ruedas se desplazan sobre rieles paralelas. Cuenta con una manija que permite al operario empujar a la mesa conjuntamente con el panel de poliuretano para realizar el corte de este.

El operario que empuje la mesa debe trasladarla de regreso a su posición inicial después de cada corte del panel.

2.2.4.1.2 Ventajas

- Bajo Costo.
- Fácil instalación.
- Uso de componentes de fácil fabricación y muy comunes en el mercado.

2.2.4.1.3 Desventajas

- Se necesita un operario para trasladar la mesa con el panel de poliuretano.
- Limitada y variable velocidad de traslación del panel de poliuretano para el corte.
- Inevitable exposición del operario al posible contacto con la sierra de cinta.
- Prolongada exposición del operario a las partículas del panel que se generan en el corte de este.
- Baja ergonomía al trasladar el panel.

2.2.4.2 Alternativa 2: Sistema de traslación automático con cadena-catalina y ruedas giratorias

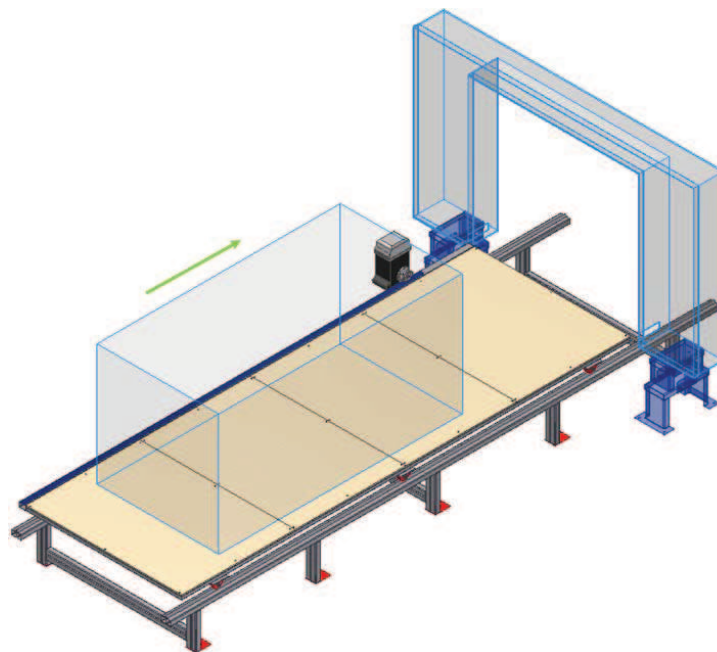


Figura 2.13 Esquema general de traslación automático con cadena-catalina.

Fuente: Propia.

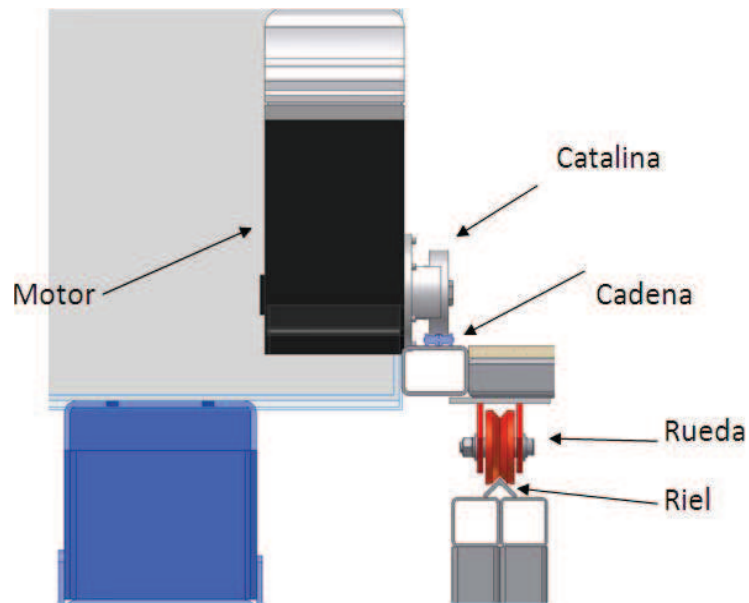


Figura 2.14 Elementos para traslación con cadena-catalina.

Fuente: Propia.

2.2.4.2.1 Descripción

En este sistema de traslación se utiliza una cadena y una catalina para mover la mesa conjuntamente con el panel de poliuretano, la catalina se encuentra conjugada con el eje del motor y los dientes de esta ruedan entre los rodillos de la cadena.

La cadena se encuentra fija a un perfil. El motor debe permitir el cambio del sentido de giro de su eje a fin de que la mesa retorne a su posición inicial después de cada corte del panel para realizar el siguiente corte.

2.2.4.2.2 Ventajas

- El sistema puede ser automatizado evitando la presencia de un operario para su movimiento.
- Posibilidad de regular la velocidad de traslación de la mesa para realizar el corte.
- Evita la exposición del operario con el elemento de corte.

- Se mantienen velocidades constantes al momento de realizar el corte.
- El corte del panel es continuo.

2.2.4.2.3 Desventajas

- Desgaste acelerado de los componentes.
- Elevado ruido.
- Se necesita de una lubricación y mantenimiento continuos.
- Costo elevado.
- Presencia de vibraciones constantes.

2.2.4.3 Alternativa 3: Sistema de traslación automático con piñón-cremallera y ruedas giratorias

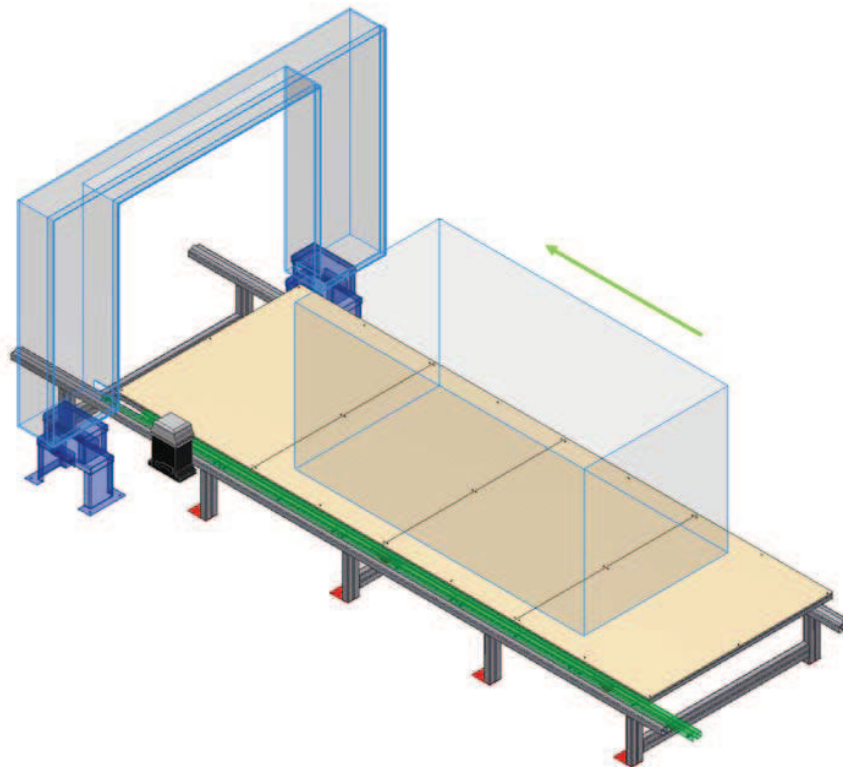


Figura 2.15 Esquema general de traslación automático con piñón-cremallera.

Fuente: Propia.

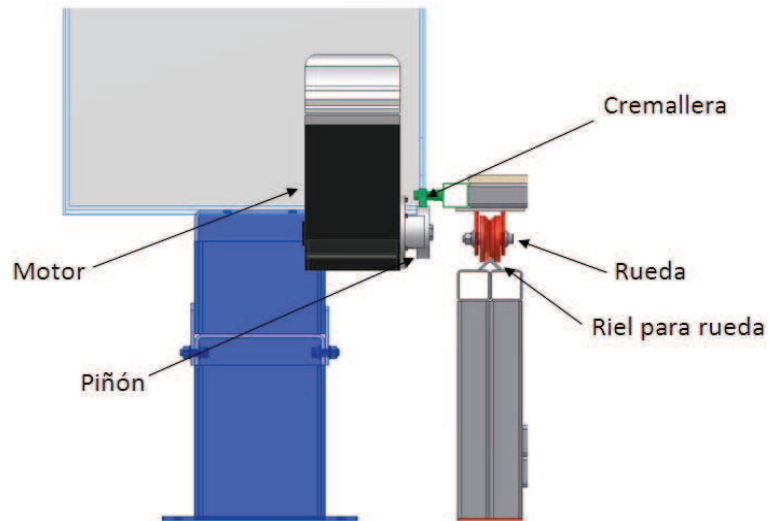


Figura 2.16 Elementos para traslación con piñón-cremallera.

Fuente: Propia.

2.2.4.3.1 Descripción

Esta alternativa se encuentra constituida por una cremallera, un piñón, un motor y ruedas giratorias que se desplazan sobre unos rieles. La cremallera se encuentra unida a un perfil en la parte inferior de la mesa conjugada con el piñón; el piñón y el motor se encuentran fijos en un extremo de la mesa y al accionarse el motor la mesa se desplaza conjuntamente con el panel de poliuretano para realizar el corte.

En el motor a utilizar se debe implementar una conexión eléctrica que permita cambiar el sentido de giro de su eje para que la mesa regrese a su posición inicial después de cada corte y realice un nuevo ciclo.

2.2.4.3.2 Ventajas

- No se requiere un operario para trasladar la mesa con el panel de poliuretano.
- Sistema fácilmente automatizable.
- Evita la exposición del operario con el elemento de corte.
- Sistema silencioso.

- Se mantienen velocidades constantes al momento de realizar el corte.
- El corte del panel es continuo.
- Fácil mantenimiento.

2.2.4.3.3 Desventajas

- Costo elevado.
- Complejidad en la fabricación de los componentes.
- Funciona a velocidades no muy elevadas.

2.2.4.4 Selección de la alternativa para la traslación de los paneles de poliuretano.

Para realizar la selección de la alternativa del subsistema de traslación de paneles de poliuretano, se utiliza el método denominado como Método Ordinal Corregido de Criterios Ponderados. (Riba i Romeva, 2002).

2.2.4.4.1 Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.

Los criterios de ponderación que se consideraron más determinantes son:

- a. Ergonomía, este aspecto tiene gran influencia en la actualidad y se encuentra ligado con el confort del usuario al momento de emplear la máquina.
- b. Velocidad de alimentación de corte, se debe tomar en cuenta una velocidad óptima de alimentación para que el proceso sea más eficiente, el sistema debe permitir una velocidad de alimentación constante y no se deben producir vibraciones.
- c. Costo, un aspecto a tomar muy en cuenta considerando las alternativas que se tienen.

d. Mantenimiento, este debe ser lo menos frecuente y de fácil realización.

2.2.4.4.2 Valoración y factores de incidencia.

Evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.16. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Ergonomía > Velocidad = Mantenimiento > Costo

Criterio	Ergonomía	Velocidad	Costo	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Ergonomía		1	1	0,5	3,5	0,368
Velocidad	0		1	0,5	2,5	0,263
Costo	0	0		0	1	0,105
Mantenimiento	0	0,5	1		2,5	0,263
				Suma	9,5	1

Fuente: Propia.

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

Evaluación del peso específico del criterio ergonomía.

Tabla 2.17. Evaluación del peso específico del criterio ergonomía.

Catalina-piñón = Piñón-cremallera > Manual

Ergonomía	Manual	Catalina-piñón	Piñón-cremallera	$\Sigma+1$	Ponderación
Manual		0	0	1	0,167
Catalina-piñón	1		0,5	2,5	0,417
Piñón-cremallera	1	0,5		2,5	0,417
				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio velocidad.

Tabla 2.18. Evaluación del peso específico del criterio velocidad.

Catalina-piñón = Piñón-cremallera > Manual					
Velocidad	Manual	Catalina-piñón	Piñón-cremallera	$\Sigma+1$	Ponderación
Manual		0	0	1	0,167
Catalina-piñón	1		0,5	2,5	0,417
Piñón-cremallera	1	0,5		2,5	0,417
				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio costo.

Tabla 2.19. Evaluación del peso específico del criterio costo.

Manual >Catalina-piñón > Piñón-cremallera					
Costo	Manual	Catalina-piñón	Piñón-cremallera	$\Sigma+1$	Ponderación
Manual		1	1	3	0,500
Catalina-piñón	0		1	2	0,333
Piñón-cremallera	0	0		1	0,167
				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.

Tabla 2.20. Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.

Manual >Piñón-cremallera > Catalina-piñón					
Mantenimiento	Manual	Catalina-piñón	Piñón-cremallera	$\Sigma+1$	Ponderación
Manual		1	1	3	0,500
Catalina-piñón	0		0	1	0,167
Piñón-cremallera	0	1		2	0,333
				6	1

Fuente: Propia.

2.2.4.4.3 Selección de alternativas en base a la valoración

Cálculo de la tabla de conclusiones:

Tabla 2.21. Tabla de conclusiones.

Conclusión	Ergonomía	Velocidad	Costo	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Manual	0,061	0,044	0,053	0,132	0,289	3
Catalina-piñón	0,154	0,110	0,035	0,044	0,342	2
Piñón-cremallera	0,154	0,110	0,018	0,088	0,368	1

Fuente: Propia.

Después del análisis realizado se puede concluir que el mecanismo piñón-cremallera es la primera opción para el sistema seguida de la opción catalina-piñón y por último el sistema manual.

2.2.4.5 Síntesis de la alternativa seleccionada

Para el subsistema de traslación del panel de poliuretano se ha seleccionado el sistema de piñón-cremallera ya que presenta beneficios en su ergonomía evitando que un operario traslade la mesa para realizar los cortes.

La velocidad de alimentación permite obtener planchas con excelentes acabados superficiales y no se producen vibraciones, su mantenimiento es fácil y no requiere de personal altamente capacitado para realizarlo. Las dificultades que presenta el sistema son su alto costo y la complejidad de fabricación de sus componentes.

2.2.5 SUBSISTEMA DE DESPLAZAMIENTO DE LA ESTRUCTURA DE CORTE

Dado que el corte del panel de poliuretano se lo realiza a distintas alturas se necesita un mecanismo que desplace al elemento de corte a una altura determinada. A continuación se presentan las siguientes alternativas.

2.2.5.1 Alternativa 1: Sistema de elevación con tornillo de potencia y catalinas

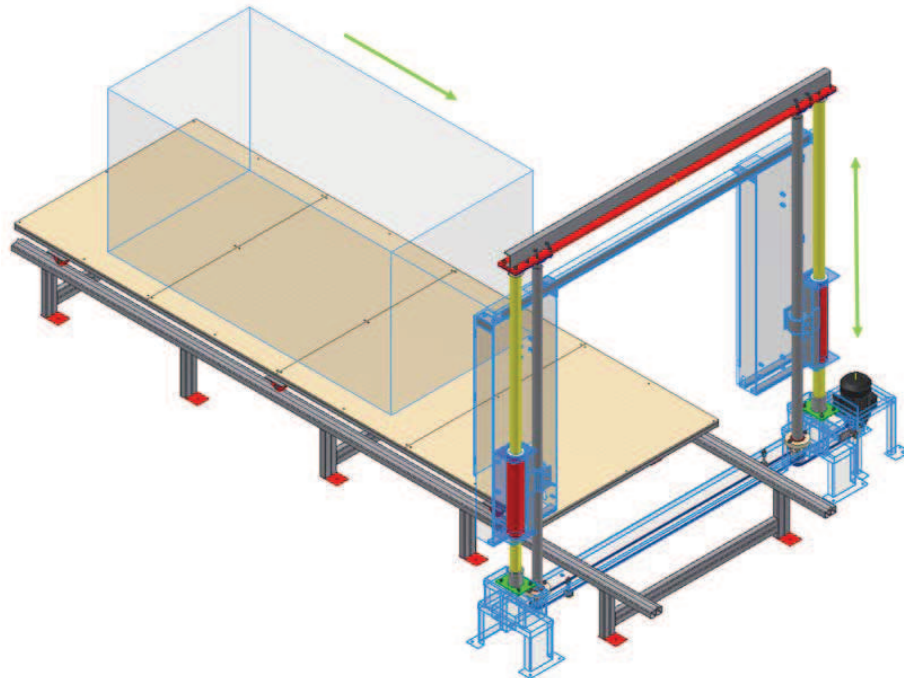


Figura 2.17 Esquema general de desplazamiento con tornillos de potencia

Fuente: Propia.

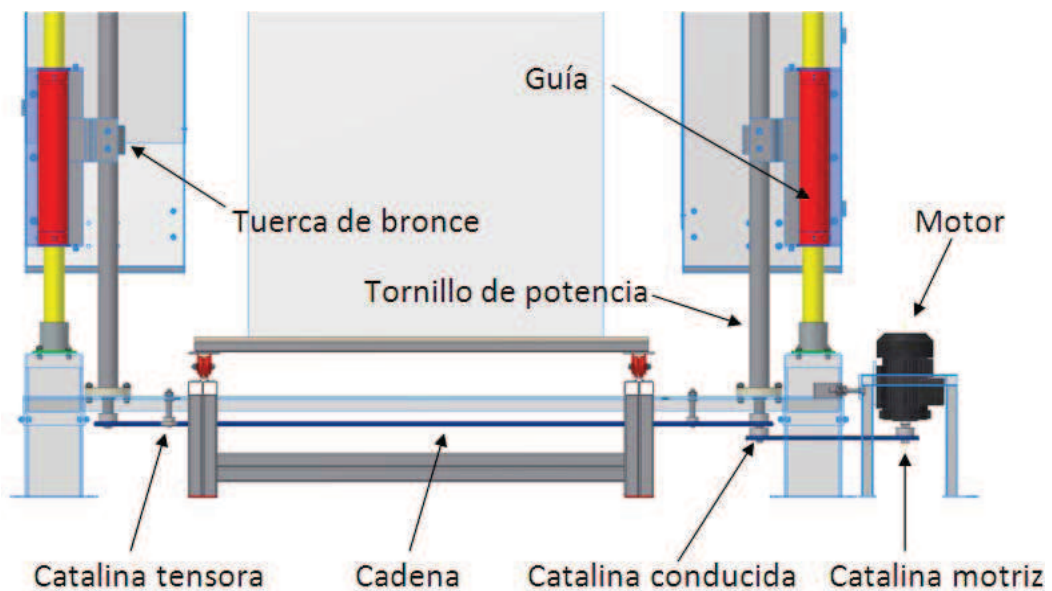


Figura 2.18 Elementos de desplazamiento con tornillos de potencia

Fuente: Propia.

2.2.5.1.1 Descripción

Este sistema desplaza la estructura con el elemento de corte utilizando dos tornillos de potencia, estos tornillos se encuentran conectados por un mecanismo de catalina-cadena, el cual al ser accionado los hace girar y estos a su vez giran las tuercas desplazándolas en sentido vertical a través de los tornillos. Estas tuercas se encuentran unidas al sistema de corte permitiendo así modificar la altura del corte.

Se requiere de un solo motor conjugado a un tornillo para accionar todo el sistema, este motor debe incluir un circuito eléctrico que permita cambiar el sentido de giro de su eje a fin de que la estructura suba o baje dependiendo de lo que se requiera.

2.2.5.1.2 Ventajas

- Componentes disponibles en el mercado nacional.
- Movimiento armónico en el desplazamiento de la estructura.
- Se pueden elevar altas cargas con el sistema.
- Precisión en la distancia requerida para realizar el corte.
- Utilización de un solo motor.

2.2.5.1.3 Desventajas

- Costo elevado de fabricación.
- Peso elevado.
- Complejidad al momento del montaje.
- Mantenimiento constante.
- Elevada lubricación.

2.2.5.2 Alternativa 2: Sistema de elevación con piñón- cremallera.

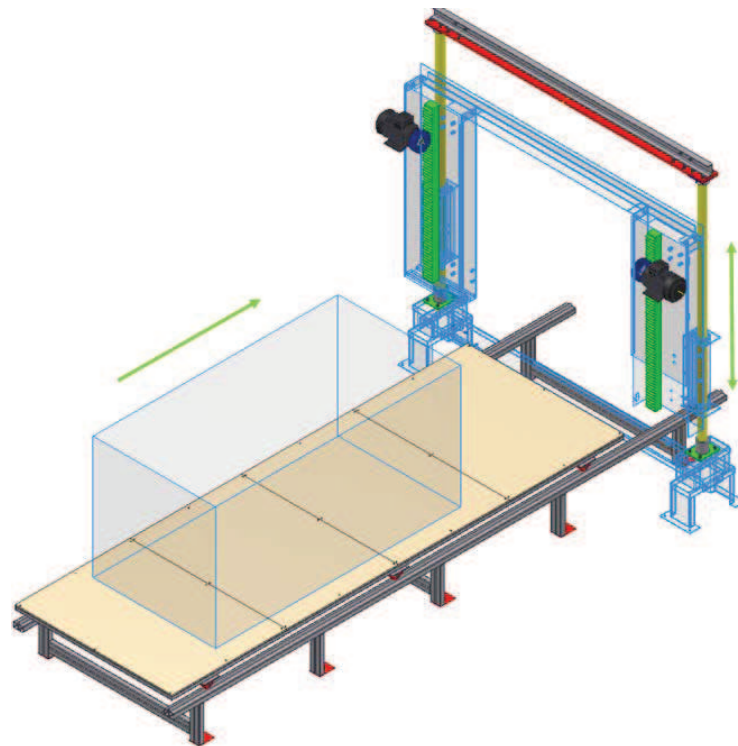


Figura 2.19 Esquema general de desplazamiento con piñón-cremallera.

Fuente: Propia.

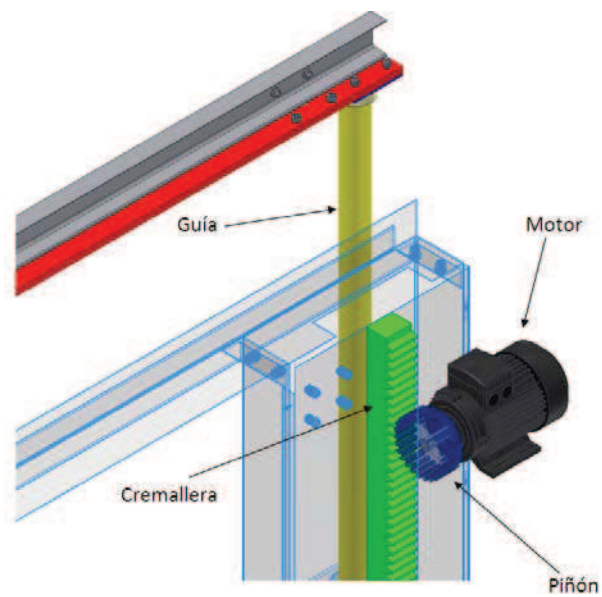


Figura 2.20 Elementos de desplazamiento con piñón-cremallera.

Fuente: Propia.

2.2.5.2.1 Descripción

Este sistema se encuentra compuesto por un piñón, una cremallera y un motor a cada lado de la estructura que contiene al elemento de corte, las cremalleras se encuentran unidas a la parte frontal de la estructura y el piñón con el motor se encuentran fijos en la parte superior de esta.

Al accionar los motores, los piñones giran y las cremalleras se desplazan verticalmente subiendo o bajando conjuntamente con la estructura del sistema de corte, los motores deben incluir una conexión eléctrica que permita su inversión de giro.

2.2.5.2.2 Ventajas

- Movimiento armónico en el desplazamiento de la estructura.
- Sistema silencioso.
- Fácil mantenimiento.

2.2.5.2.3 Desventajas

- Alto costo.
- Complejidad en la fabricación de los componentes.
- Alto grado de complejidad en el montaje de los elementos.
- Se pueden elevar cargas moderadas.
- Alta complejidad en la sincronización de los motores al momento del encendido.

2.2.5.3 Alternativa 3: Sistema de elevación con engranajes cónicos

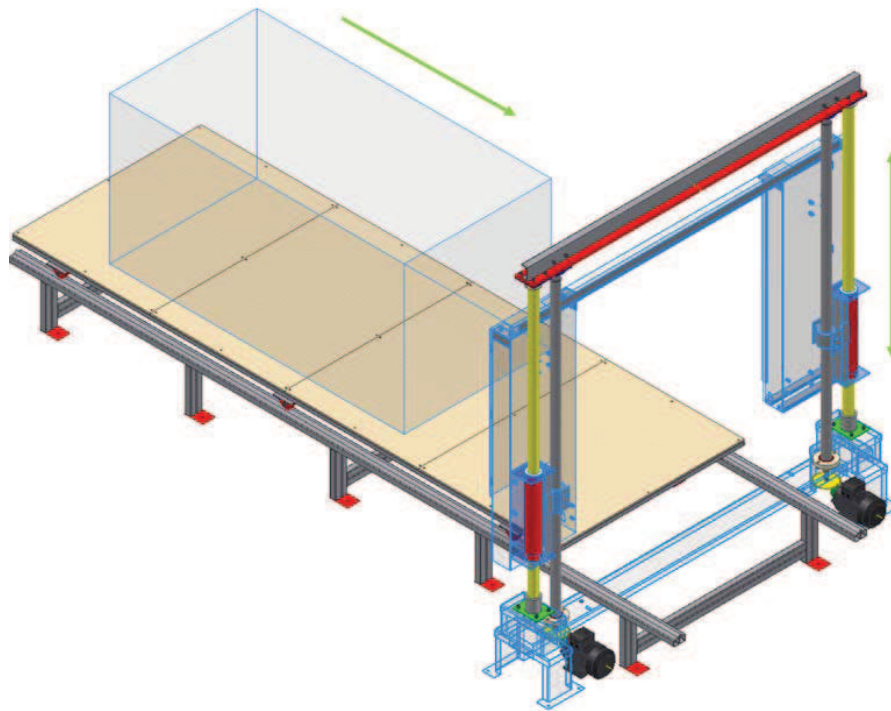


Figura 2.21 Esquema general de desplazamiento con engranajes cónicos.

Fuente: Propia.

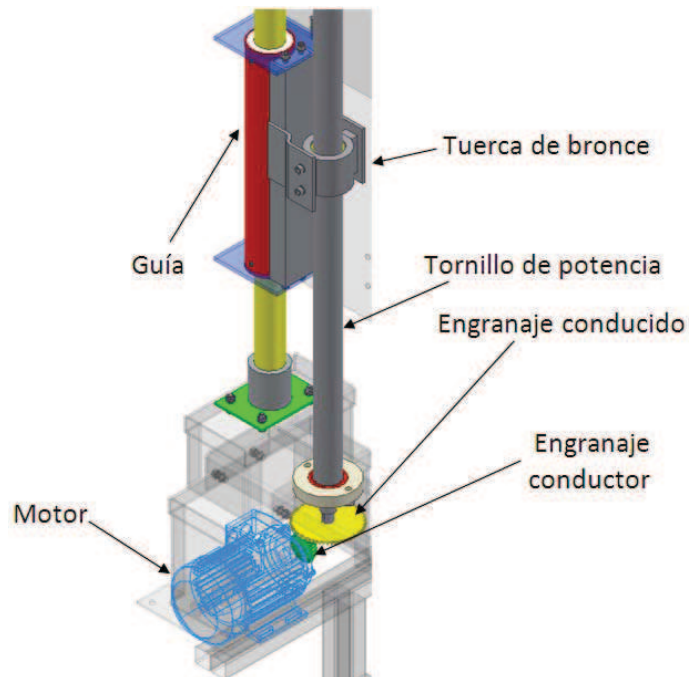


Figura 2.22 Elementos de desplazamiento con engranajes cónicos.

Fuente: Propia.

2.2.5.3.1 Descripción

Este sistema de desplazamiento cuenta con dos tornillos de potencia, dos tuercas que se encuentran conjugadas con estos y dos motores, los cuales se encuentran en cada lado de la estructura de corte; los tornillos giran cuando el engrane conducido es accionado por el engrane conductor, el cual se encuentra conjugado con el eje del motor. Al girar el tornillo, la tuerca se desplaza verticalmente subiendo o bajando la estructura.

2.2.5.3.2 Ventajas

- Alta precisión en la distancia requerida para realizar el corte.
- Se puede elevar grandes cargas.
- Movimiento armónico en el desplazamiento de la estructura.
- Sistema silencioso.

2.2.5.3.3 Desventajas

- Dificultad al instante de sincronizar los motores para su funcionamiento.
- Alto costo en la fabricación de los componentes requeridos.
- Alta complejidad en la fabricación de los componentes.
- Peso elevado.

2.2.5.4 Selección de la alternativa de elevación de la estructura con elementos de corte.

Para la selección de la alternativa del subsistema de elevación de la estructura con elementos de corte, se utiliza el método ordinal corregido de criterios ponderados. (Riba i Romeva, 2002).

2.2.5.4.1 Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.

Los criterios de ponderación que se consideraron más determinantes son:

- a. Sincronización en la elevación de la estructura, es un factor vital ya que si no existiera, el elemento de corte puede desplazarse de forma diagonal causando un corte incorrecto y que los componentes del sistema se desgasten rápidamente e incluso fallen repentinamente.
- b. Costo, dado que este sistema requiere de piezas maquinadas de gran tamaño, es indispensable tomar en cuenta este criterio.
- c. Carga a elevar, el sistema seleccionado debe ser capaz de levantar elevadas cargas sin inconvenientes.
- d. Mantenimiento, el sistema seleccionado debe presentar facilidad para realizar su mantenimiento, esto evitaría un tiempo prolongado de paralización de la máquina.

2.2.5.4.2 Valoración y factores de incidencia

Evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.22. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Sincronización > Carga > Costo > Mantenimiento

Criterio	Sincronización	Costo	Carga	Mantenimiento	$\sum+1$	Ponderación
Sincronización	1	1	1	1	4	0,40
Costo	0	1	0,5	0,5	2	0,20
Carga	0	0,5	1	1	2,5	0,25
Mantenimiento	0	0,5	0	1	1,5	0,15
				Suma	10	1

Fuente: Propia.

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

Evaluación del peso específico del criterio sincronización.

Tabla 2.23. Evaluación del peso específico del criterio sincronización.

Tornillo de potencia > Engranés cónicos > Piñón-cremallera					
Sincronización	Tornillo potencia	Piñón-cremallera	Engranés cónicos	$\sum+1$	Ponderación
Tornillo potencia		1	1	3	0,500
Piñón-cremallera	0		0	1	0,167
Engranés cónicos	0	1		2	0,333
				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio costo.

Tabla 2.24. Evaluación del peso específico del criterio costo.

Piñón-cremallera > Tornillo de potencia > Engranés cónicos					
Costo	Tornillo potencia	Piñón-cremallera	Engranés cónicos	$\sum+1$	Ponderación
Tornillo potencia		0	1	2	0,333
Piñón-cremallera	1		1	3	0,500
Engranés cónicos	0	0		1	0,167
				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio carga.

Tabla 2.25. Evaluación del peso específico del criterio carga.

Tornillo de potencia = Engranés cónicos > Piñón-cremallera

Carga	Tornillo potencia	Piñón-cremallera	Engranés cónicos	$\sum+1$	Ponderación
Tornillo potencia		1	0,5	2,5	0,417
Piñón-cremallera	0		0	1	0,167
Engranés cónicos	0,5	1		2,5	0,417
				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.

Tabla 2.26. Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.

Piñón-cremallera = Engranés cónicos > Tornillo de potencia

Mantenimiento	Tornillo potencia	Piñón-cremallera	Engranés cónicos	$\sum+1$	Ponderación
Tornillo potencia		0	0	1	0,167
Piñón-cremallera	1		0,5	2,5	0,417
Engranés cónicos	1	0,5		2,5	0,417
				6	1

Fuente: Propia.

2.2.5.4.3 Selección de alternativas en base a la valoración

Cálculo de la tabla de conclusiones:

Tabla 2.27. Tabla de conclusiones.

Conclusión	Sincronización	Costo	Carga	Mantenimiento	\sum	Prioridad
Tornillo potencia	0,200	0,067	0,104	0,025	0,396	1
Piñón-cremallera	0,067	0,100	0,042	0,063	0,271	3
Engranés cónicos	0,133	0,033	0,104	0,063	0,333	2

Fuente: Propia.

Después del análisis realizado se concluye que el tornillo de potencia es la primera opción para el sistema seguida de la opción engranes cónicos y por último la opción piñón-cremallera.

2.2.5.5 Síntesis de la alternativa seleccionada

La alternativa seleccionada es la del sistema de elevación que utiliza tornillos de potencia y catalinas, la sincronización que se logra con la utilización de un solo motor es el factor fundamental para su selección, de igual manera la elevada carga que pueden subir estos elementos los hacen ideales para esta aplicación.

2.3 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA A CONSTRUIR.

La máquina a construir consta de 3 subsistemas que son: el subsistema de corte, el de desplazamiento de la estructura de corte y de de traslado del panel de poliuretano.

El subsistema de corte se encuentra constituido por cuatro poleas una de las cuales se conjuga al eje de un motor en el cual se genera el movimiento, las tres poleas restantes se unen a un eje respectivamente, y funcionan como poleas locas; cada eje de estas poleas se monta sobre dos chumaceras de piso que reposan sobre una repisa. Las tres poleas locas y su sistema de movimiento junto con el motor donde se monta una polea motriz se distribuyen y fijan sobre la estructura metálica.

El movimiento generado por el motor y transferido a la polea montada sobre su eje, es transmitido a las tres poleas restantes por medio de una sierra de cinta la cual por su movimiento corta el panel de poliuretano.

El subsistema de desplazamiento de la estructura de corte se encuentra compuesto por dos tornillos de potencia, los cuales reposan sobre una estructura metálica que les brinda estabilidad; en cada tornillo de potencia se conjuga una

tuerca la cual sube o baja la estructura de corte. Para generar el movimiento se utiliza un motor que transfiere la potencia a uno de los tornillos, el otro tornillo es accionado simultáneamente gracias al uso del mecanismo catalina-cadena. Este mismo mecanismo se usa para transmitir el movimiento entre el motor y el tornillo de potencia.

El subsistema de traslado del panel de poliuretano se encuentra formado por una mesa sobre la cual reposa el panel de poliuretano, esta mesa se moviliza sobre una estructura metálica guía. Para trasladar la mesa se utiliza el sistema piñón-cremallera; la cremallera se encuentra fija a la base de la mesa, mientras el piñón se conjuga al eje de un motor el cual genera y transmite el movimiento.

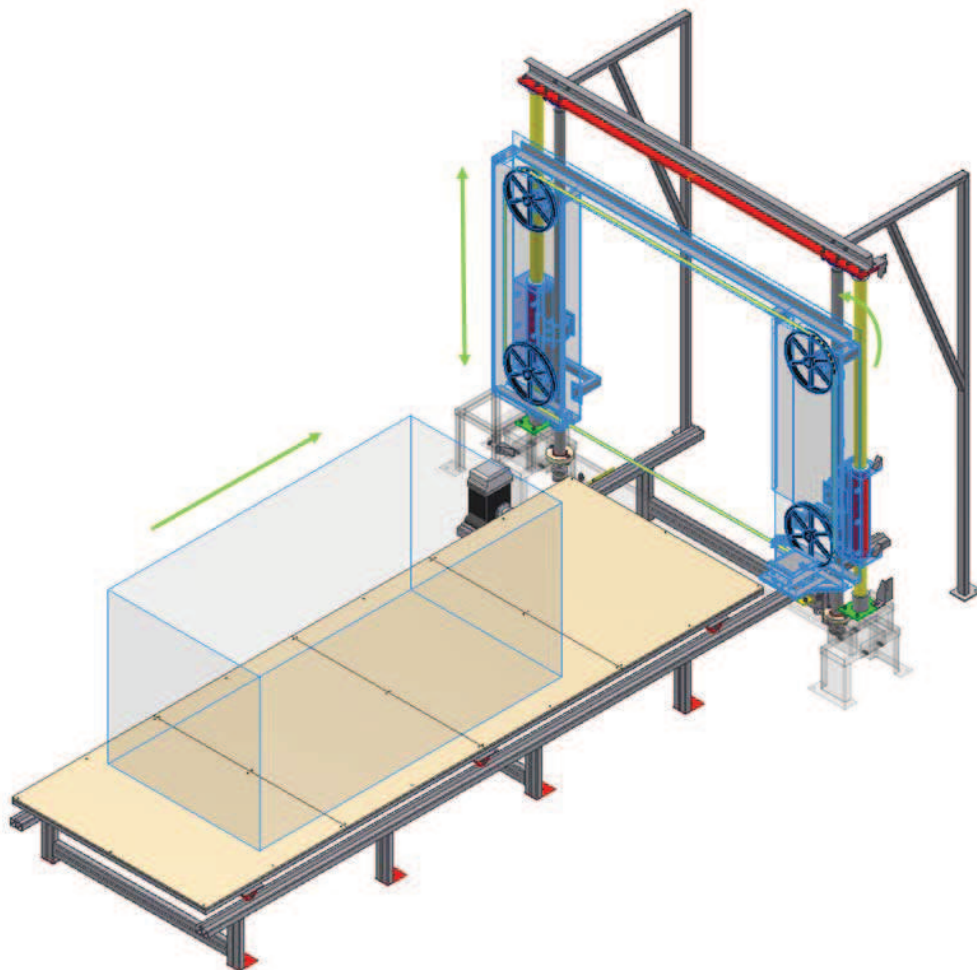


Figura 2.23 Descripción general de la máquina a construir

Fuente: Propia.

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL SISTEMA DE CONFORMADO Y CORTE DE CUBOS DE POLIURETANO.

En el presente capítulo se muestra el diseño de los diferentes elementos estructurales que forman parte del sistema de conformado y del sistema de corte. Para el diseño de cada elemento se considera su función y a partir de ello se establece el material adecuado existente en el mercado para su funcionamiento.

Se procede a realizar el análisis de cada elemento considerando sus características mecánicas, geométricas y los esfuerzos a los que se encuentra sometido, posteriormente se establece un factor de seguridad acorde al trabajo a desarrollar.

3.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONFORMADO.

El diseño del sistema de conformado involucra únicamente el diseño del molde para el panel del poliuretano, en este caso se tiene que dimensionar el espesor de las paredes del molde, sobre las cuales se ejercerá una presión cuando se expanda la mezcla de poliuretano en estado líquido, además del número de refuerzos de tubos metálicos que debe tener cada una de ellas para soportar dicha presión.

De igual manera se tiene que calcular el espesor de la base del molde y el número de refuerzos de tubos en esta para que soporte el peso del panel. Por último se tienen que seleccionar las garruchas para que soporten el peso del molde y del panel del poliuretano.

La selección del material de las paredes del molde se la realiza tomando en cuenta la sugerencia del proveedor de la materia prima utilizada en la fabricación

de bloques de poliuretano², en este caso se selecciona el tablero marino con recubrimiento fenólico “DURATRIPLEX” de la empresa EDIMCA, en el Anexo III se presenta el catálogo del tablero con sus características y usos.

Las características principales de este tablero es que permite obtener superficies de moldeo lisas y si es utilizado correctamente puede ser reutilizado innumerables ocasiones. En el Anexo IV se muestra el cálculo del espesor de las paredes y de la base del molde para paneles de poliuretano que se lo realizó en el programa SolidWorks 2010.

3.1.1 SELECCIÓN DE LAS GARRUCHAS PARA EL MOLDE.

Para la selección de las garruchas se debe considerar el peso máximo que el molde y el panel que se requiera conformar, en el caso del molde este tiene un peso de 560 kg, este peso incluye a todos los elementos que lo constituyen, para el peso del panel se toma en cuenta la densidad máxima que se puede conformar, en este caso es de 60 kg/m^3 , tomando esto como referencia el peso máximo del panel sería de 576 kg, por lo tanto el peso que deben soportar las garruchas será de 1136,6.

Por la longitud del molde se decide colocar 3 garruchas en cada lado por lo que el peso que debe soportar cada una es de 189,4 kg. Se considera que la superficie por donde se trasladará el molde no presenta irregularidades ni se encuentra sometido a derrames de líquidos.

Por lo tanto se selecciona la garrucha marca IMSA de la serie 45 para carga pesada de 250 kg con diámetro exterior de 5 pulgadas de nylon. En el Anexo III se encuentra el catálogo de la garrucha seleccionada con sus características y medidas.

² HUNSTMAN, Sistema de bloques de poliuretano;2009

3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

El sistema de corte es el encargado de cortar al panel de poliuretano rígido en planchas de diferentes medidas; el sistema se encuentra formado por tres subsistemas que cumplen distintas funciones y ayudan a la obtención del producto. Los subsistemas son los siguientes: subsistema de corte, de desplazamiento de la estructura de corte y de traslado del panel de poliuretano. A continuación se realiza el diseño de cada uno de los subsistemas:

3.2.1 DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE CORTE DE PANELES DE POLIURETANO.

El subsistema de corte es el encargado de cortar al panel de poliuretano en distintas secciones, para ello se utiliza una sierra de cinta que se desliza sobre cuatro poleas, tres de ellas locas, accionadas por una polea motriz que se conjuga a un motor el cual genera el movimiento.

3.2.1.1 Selección del motor reductor.

El motor reductor a seleccionar tiene como objetivo el proveer de movimiento a la polea, y esta a su vez a la sierra de cinta con el fin de que esta pueda moverse sobre las poleas y cortar el panel de poliuretano.

Para seleccionar el motor reductor adecuado es necesario conocer la cantidad de inercia a vencer para que el movimiento se produzca de forma adecuada y la sierra de cinta gire a las revoluciones apropiadas.

La cantidad de inercia a vencer es la conformada por:

- La inercia de las poleas.
- La inercia de los ejes de los volantes.

Para determinar el momento de inercia a vencer se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sum M = \sum I \cdot \alpha \quad [3.1]$$

Donde:

M: Momento (N.m).

I: Inercia de los elementos a considerar (kg.m²).

α : Aceleración angular (rad/s²).

3.2.1.1.1 Momento de Inercia de las poleas.

Para determinar el momento de inercia de las poleas se utiliza la ecuación [3.1] y se asume que el radio de cada polea es de 0,203 m, este valor será recalculado más adelante. Las poleas son fabricadas de aluminio.



Figura 3.1 Polea de aluminio

Fuente: Propia.

Para el diseño se utilizan 4 poleas, por lo que la inercia total es la suma de la inercia de las 4 poleas, tal como sigue:

$$\bar{I} = 4mr^2 \quad [3.2]$$

Donde:

I: Momento de inercia de cada polea (kg.m²).

m: Masa de cada polea= 6,000 (Kg).

r: Radio de cada polea= 0,203 (m).

Reemplazando valores en la ecuación [3.2] se tiene:

$$\bar{I} = 0,989 \text{ Kg.m}^2$$

Para conocer la aceleración angular de cada polea utilizamos la siguiente ecuación:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad [3.3]$$

Las revoluciones por minuto a las que debe desplazarse la sierra de cinta para cortar el poliuretano rígido no se encuentran tabuladas, por a ello se tomó como referencia la velocidad utilizada en el corte de maderas de tipo muy blanda³ que pueden ir de 5 a 8 m/s; considerando que el poliuretano no presenta mayor resistencia al corte se asume una velocidad lineal de 8 m/s para realizar los cálculos necesarios.

Para conocer la velocidad angular de cada polea se usa la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{V}{r} \quad [3.4]$$

La velocidad lineal es de 8 m/s y el radio de la polea es de 0,203 m, reemplazando estos valores en la ecuación [3.4] tenemos:

$$\omega = 39,410 \text{ rad/s.}$$

Para calcular la aceleración angular se asume que el motor alcanza los 39,410 rad/s en un tiempo de 2 segundos; por lo tanto reemplazando estos datos en la ecuación [3.3] se obtiene que:

$$\alpha = 19,704 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

³ Manual Técnico de Capacitación en Calibración de los equipos de aserío y de afilado y mantenimiento de sierras de cinta y disco; Cuenca García R; 2006; pag. 56

Aplicando la ecuación [3.1] se tiene que:

$$\sum M = 0,989 \times 19,704$$

$$\sum M = 19,487 \text{ N.m}$$

3.2.1.1.2 Momento de Inercia de los ejes.

Para determinar el momento de inercia de los ejes se utiliza la ecuación [3.1] y se asume que el diámetro de cada eje es de 0,025 m, este valor será recalculado más adelante. Los ejes son fabricados de acero AISI 1045 esto debido a que los ejes no estarán sometidos a mayores esfuerzos y considerando recomendaciones vertidas por los catálogos de aceros.

Para el diseño se utilizan 3 ejes, por lo que la inercia total es la suma de la inercia de los 3 ejes, tal como sigue:

$$\bar{I} = 3 \frac{\pi d^4 L_e \rho}{32} \quad [3.5]$$

Donde:

I: Momento de inercia de cada polea.

d: Diámetro asumido para el eje= 0,025 m.

Le: Longitud del eje= 0,150 m.

ρ : Densidad del acero= 7 850 kg/m³.

Reemplazando los valores en la ecuación [3.5] se tiene que:

$$\bar{I} = 1,355 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

El momento de los ejes se obtiene reemplazando los datos obtenidos en la ecuación [3.1] y se tiene que:

$$\sum M = 1,355 \times 10^{-4} \times 19,704$$

$$\sum M = 0,0027 \text{ N.m}$$

3.2.1.1.3 Momento para mover la sierra de cinta.

Para determinar el momento para mover la sierra de cinta se considera que la sierra mide 8,200 m de largo, 0,012 m de ancho y 0,0005 m de espesor; las sierras de cinta son fabricadas de acero AISI 1075⁴.

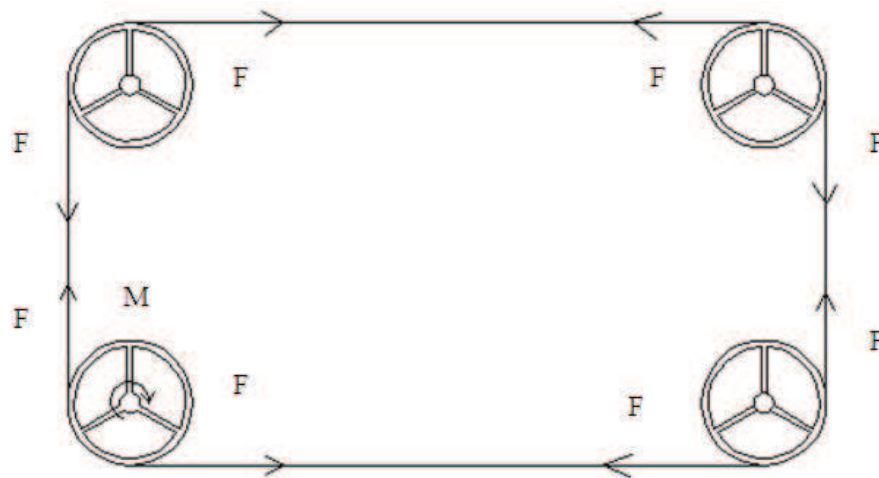


Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre de las poleas.

Fuente: Propia.

Para realizar el cálculo previamente se deberá conocer la fuerza necesaria para mover la sierra:

$$\sum F = m_{sierra} \cdot a_t \quad [3.6]$$

Para conocer la masa de la sierra se utilizará el dato de la densidad del acero que es de 7 850 kg/m³; considerando las medidas establecidas para la sierra de cinta la masa de la sierra es de 0,386kg.

⁴ PRECOR; Manual de hojas de sierras de cinta para madera; 2009.

La aceleración tangencial viene dado por:

$$a_t = \alpha \cdot r \quad [3.7]$$

Conociendo los valores de α que es de 19,704 (rad/s) y el del radio de la polea que es de 0,203 m se obtiene que la aceleración tangencial es de:

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

Reemplazamos estos valores en la ecuación [3.6] se obtiene:

$$\Sigma F = 0,386 \times 4 = 1,544 N$$

El momento para mover la sierra:

$$M_c = F \cdot r \quad [3.8]$$

Reemplazando los datos obtenidos se tiene que el momento para mover la sierra es de:

$$M_c = 0,313 N \cdot m$$

3.2.1.1.4 Fuerza de corte para poliuretano rígido.

Se debe conocer la fuerza de corte necesaria para el poliuretano rígido que se requiere fabricar, ya que esto también influye en la potencia requerida en el corte de los paneles. Para esto se toma como referencia el siguiente gráfico de resistencia al cizallamiento vs densidad del poliuretano rígido.

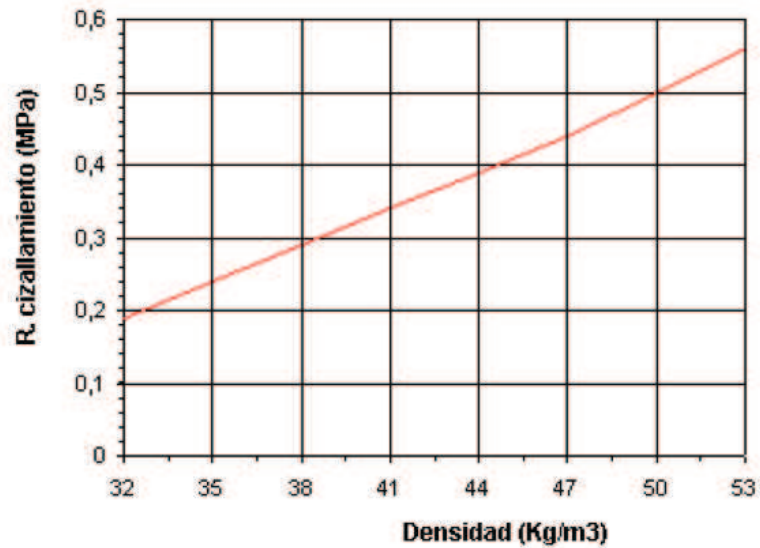


Figura 3.3 Resistencia al cizallamiento en función de la densidad.

Fuente: <http://www.atepa.org/documentos/inform.htm>.

Para el análisis se toma en cuenta una densidad de 35 kg/m^3 , la cual es aquella que poseen las planchas de poliuretano que actualmente compra la empresa. En el gráfico se observa que para esta densidad, le corresponde el valor de resistencia al cizallamiento de $0,24 \text{ MPa}$.

Para el cálculo se toma en cuenta la siguiente fórmula

$$F = \sigma \cdot A \quad [3.9]$$

Donde:

F= Fuerza de corte (N).

σ = Resistencia al cizallamiento del material (MPa).

A= Área de contacto entre sierra y el panel de poliuretano (m^2).

El área de corte entre la sierra y el panel de poliuretano corresponde al área de la sección lateral del diente de la sierra de cinta, para este análisis se considera un área de $4,5 \text{ mm}^2$, la cual es el área de un diente de una sierra de diente corrido⁵

⁵ PRECOR; Manual de hojas de sierras de cinta para madera; 2009, pp.

$$F = \sigma \cdot A = 0,24 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \times 4,5 (mm^2) = 1,08 (N) \approx 1 (N)$$

Al ser el poliuretano rígido un material muy suave, se esperaba una fuerza de corte muy baja. Por ser una fuerza de corte muy pequeña, no se la toma en cuenta para el cálculo de la selección del motor reductor.

Por lo tanto, el momento total mínimo que debe ser proporcionado por el motor reductor es el siguiente:

$$Mt = M_{poleas} + M_{ejes} + Mc$$

$$Mt = 19,487 + 0,0027 + 0,313 = 19,8027 (N.m)$$

$$Mt = 19,803 (N.m)$$

Por lo que la potencia teórica se calcula con la siguiente ecuación:

$$P = Mt \cdot n_2 \quad [3.10]$$

Donde:

P: Potencia en (W)

Mt: Momento total=19,803 (N.m)

n_2 : Velocidad angular de la sierra= 39,41 rad/s

Reemplazando los datos, se obtiene que la potencia es:

$$P = 780,436 (W)$$

Con el dato de potencia se selecciona el motor del catálogo de la marca Siemens incluido en el Anexo III, cuyas características son las siguientes:

Marca: Siemens

RPM: 3600 rpm.

Potencia: 1,12 (kW) (1,5 Hp).

Torque nominal: 3,17(N.m)

Torque de arranque: 5,71 (N.m)

Para seleccionar la caja reductora adecuada se debe tomar en cuenta el factor de servicio al que va a estar expuesta, para ello se realizan las siguientes consideraciones:

- El motor trabajara con carga uniforme
- El tiempo máximo de funcionamiento del motor será de 8 h/día
- El número máximo de arranques por hora será igual a 10 arranques /hora.

Con las consideraciones realizadas se obtiene que el factor de servicio⁶ es:

$$sf= 1,1.$$

Con la potencia, torque, revoluciones por minuto de salida y el factor de servicio se selecciona la caja reductora (Anexo III), a continuación se muestran las especificaciones del motor reductor seleccionado:

Modelo de caja reductora: MI 070

P= 1,12 (kW)

n1 = 3600 rpm

n2 =480 rpm

M2= 24 (N.m)

sf = 1,42

i = 7,5

RD= 0,90

El motor reductor posee un dato de rendimiento que se debe considerar para obtener el valor de la potencia neta que se obtendrá del mismo, el rendimiento que presenta el motor reductor es de 0,90.

Potencia neta del motor reductor seleccionado Pn:

⁶ SITI; Catálogo general de reductores SITI; 2009.

$$P_n = 1,12 \text{ kW} \times 0,90 = 1(\text{kW})$$

$$P_n = 1(\text{kW})$$

La potencia neta que se obtiene del motor reductor es suficiente para el subsistema de corte.

3.2.1.2 Selección del tipo de sierra de cinta para el conjunto de poleas.

La sierra de cinta a utilizar va a cortar los paneles de poliuretano rígido, en el mercado este tipo de sierras son mayormente empleadas para cortar diferente clase de maderas es por ello que la teoría encontrada solo se refiere a este tipo de aplicación; asumiendo que el poliuretano rígido puede ser tratado como una madera muy blanda se procede a seleccionar la sierra más adecuada para esta aplicación. Los parámetros importantes para la selección de la sierra de cinta son la forma del diente y sus dimensiones.

3.2.1.2.1 Forma del diente

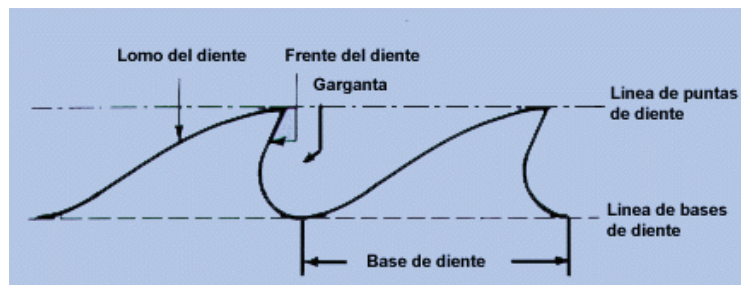


Figura 3.4 Términos relacionado con la forma del diente.

Fuente: PRECOR, 2009.

La selección de la forma del diente es determinado por los siguientes factores:

3.2.1.2.1.1 Tipo de Material.

Debido a que el poliuretano rígido es un material muy blando se recomienda utilizar sierras menos robustas, posibilitando una garganta más grande con mayor capacidad de acumular virutas.

3.2.1.2.1.2 Velocidad de la hoja.

La velocidad de corte establecida para el tipo de madera blanda es de 5 a 8 m/s por lo que la velocidad seleccionada para este tipo de aplicación será de 8 m/s.

3.2.1.2.1.3 Velocidad de alimentación.

Las velocidades de alimentación para realizar el corte de madera se encuentran tabuladas⁷ y se hallan en un rango de 60 m/min a 120 m/min; considerando la poca resistencia al corte que posee el poliuretano rígido y que el sistema seleccionado para la alimentación del panel presenta una velocidad relativamente baja, se ha visto conveniente optar por esta velocidad para la alimentación de la sierra.

Profundidad de corte.

Un incremento en la profundidad de corte requiere mayor espacio en la garganta.

3.2.1.2.2 Dimensiones

Las dimensiones de las sierras de cinta vienen dadas por la dureza del material y por la velocidad de alimentación; debido a ello mientras la materia prima sea más blanda y la velocidad de alimentación sea menor la sierra de cinta debe ser menos gruesa y menos ancha para lograr un corte perfecto.

⁷ Manual Técnico de Capacitación en Calibración de los equipos de aserío y de afilado y mantenimiento de sierras de cinta y disco; Cuenca García R; 2006; pag. 56

3.2.1.2.2.1 Espesor de la sierra:

Como regla empírica, el espesor no debe exceder 1/1000 del diámetro del volante. También desde el punto de vista teórico, las tensiones de flexión están en este caso limitadas a unos 200 N/mm² (29000 lbs/pulg²).

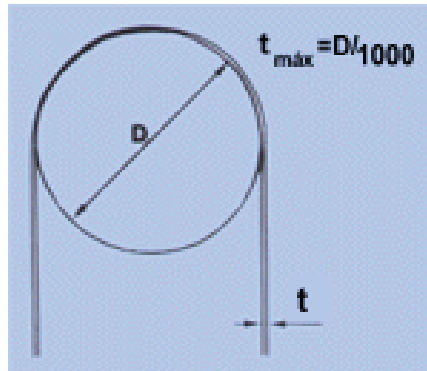


Figura 3.5 Relación máximo espesor/diámetro.

Fuente: PRECOR, 2009.

Dado que en la mayor parte del mercado nacional solo se distribuyen sierras de cinta de 0,5 mm de espesor, se opta por utilizar esta medida.

Tomando en cuenta los parámetros citados anteriormente, los fabricantes recomiendan una clase de sierra de cinta tipo NS o mayormente conocido como sierra de cinta de diente corrido.



Figura 3.6 Forma de los dientes de la sierra de cinta

Fuente: PRECOR, 2009.

3.2.1.3 Selección de las poleas.

Las poleas cumplen la función de guiar la sierra de cinta alrededor de la estructura de corte, por esto es conveniente usar poleas de aluminio debido a su bajo peso y costo.

Para el dimensionamiento de la polea existen datos tabulados que toman como base el espesor de la sierra de cinta para obtener el diámetro de la polea, según tablas proporcionadas por Belt Technologies⁸, considerando el espesor de la banda que es de 0,0005 mm o 0,0197 pulg se recomienda una polea mínimo de 12,5 pulgadas o 0,3175 mm.

Los fabricantes de hojas de sierra de cinta para madera mencionan una regla empírica que establece que el espesor de la sierra de cinta no debe exceder 1/1000 el diámetro de la polea⁹; por lo prescrito se tiene:

$$t = \frac{D}{1000} \quad [3.11]$$

Donde:

t: Espesor de la sierra de cinta= 0,5(mm).

D: Diámetro de la polea

Reemplazando valores en la ecuación [3.11] se tiene:

$$D = 0,500 \text{ (m)}$$

Según recomendaciones se requiere un diámetro de polea mínimo de 0,3175 mm y según la regla empírica se necesita una polea de 0,500 m de diámetro; considerando ambos criterios se utiliza una polea cuyo diámetro se encuentre entre estos 2 valore, se selecciona una polea de 0,406 m (16 pulgadas).

⁸ SHIGLEY J; 2005; Diseño en Ingeniería Mecánica; 6ta edición; pag. 1077.

⁹ PRECOR; Manual de hojas de sierras de cinta para madera; 2009, pp.

3.2.1.4 Diseño de la Sierra de Cinta.

La sierra de cinta es el elemento que va a realizar el corte de los paneles de poliuretano, esta sierra va a ser trasladada por 4 poleas sometiéndosela por lo mencionado a distintos esfuerzos que fluctuaran en el tiempo como lo muestra la figura 3.7. Para el diseño de la sierra de cinta se utiliza la teoría referente a bandas planas metálicas.

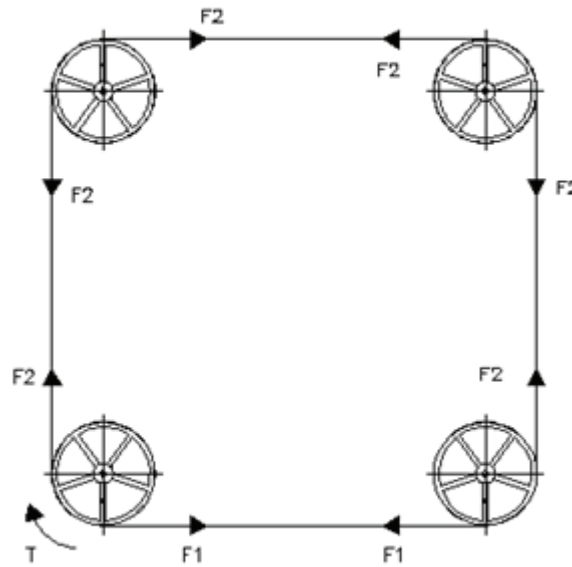


Figura 3.7 Diagrama de cuerpo libre de la sierra de cinta.

Fuente: Propia.

Para el análisis de la sierra de cinta, se considerara a la sierra como una banda plana metálica.

Para calcular F_1 y F_2 se emplean las siguientes ecuaciones:

$$F_1 = F_c + F_i \times \frac{2 \exp(f\varphi)}{\exp(f\varphi)+1} \quad [3.12]$$

$$F_2 = F_c + F_i \times \frac{2}{\exp(f\varphi)+1} \quad [3.13]$$

Donde:

F_c : Tensión de aro debido a la fuerza centrífuga (N).

F_i : Tensión inicial (N).

f : Coeficiente de fricción.

φ : Ángulo de contacto entre polea y sierra (radianes).

La tensión de aro viene dada por la siguiente ecuación.

$$F_c = \frac{w}{32,2} \left(\frac{v}{60} \right)^2 \quad [3.14]$$

Donde:

w : Peso de un pie de la banda (lbf/ft)

v : Velocidad de la banda (ft/min)

El peso de un pie de la banda (w) viene dado por la siguiente ecuación:

$$w = 12\gamma bt \frac{lbf}{ft} \quad [3.15]$$

Donde:

γ : densidad del material (lbf/pulg²) = 0,283 lb/pulg²

b : ancho (pulg) = 0,4724 pulg

t : espesor (pulg) = 0,0197 pulg

Reemplazando los datos citados en la ecuación [3.14] se tiene que:

$$w = 0,0316 \frac{lbf}{ft}$$

La velocidad de la sierra viene dada por la siguiente ecuación:

$$v = \frac{\pi dn}{12} \frac{ft}{min} \quad [3.16]$$

Donde:

d: diámetro (pulg) = 16 (pulg).

n: revoluciones por minuto = 480 rpm.

Reemplazando los datos en la ecuación [3.16] se tiene que:

$$v = 2010,62 \left(\frac{ft}{min} \right)$$

Obtenida la velocidad se utiliza la ecuación [3.13] y se obtiene la tensión del aro:

$$F_c = 1,102(lb) = 4,910 (N)$$

La tensión inicial F_i viene dada por la ecuación [3.17]:

$$F_i = \frac{T}{D} \times \frac{\exp(f\varphi)+1}{\exp(f\varphi)-1} \quad [3.17]$$

Donde:

T: par de Torsión (N.m) = 24 (N.m)

D: diámetro de la polea (m) = 0,406 (m).

f: coeficiente de rozamiento acero – caucho = 0,5

φ : ángulo de contacto polea banda (rad) = $\pi/2$ rad

Reemplazando los datos citados en la ecuación [16] se tiene que:

$$F_i = \frac{24}{0,4064} \times \frac{\exp(0,5 \times \pi/2) + 1}{\exp(0,5 \times \pi/2) - 1}$$

$$F_i = 158,035 (N)$$

Obtenida la tensión inicial y la tensión de aro se puede calcular las fuerzas F1 y F2 utilizando las ecuaciones [3.12] y [3.13]:

$$F_1 = 4,910 + 158,035 \times \frac{2 \exp(0,5 \times \pi/2)}{\exp(0,5 \times \pi/2) + 1}$$

$$F_1 = 222 (N)$$

$$F_2 = 4,910 + 158,035 \frac{2}{\exp(0,5 \times \pi/2) + 1}$$

$$F_2 = 103,890 (N)$$

3.2.1.4.1 Esfuerzo Flexionante en la sierra de cinta.

Se crea un esfuerzo flexionante al obligar que la banda se conforme a la polea, así que la magnitud de su tensión está dada por:

$$\sigma_b = \frac{Et}{(1-\nu^2)D} \quad [3.18]$$

Donde:

σ_b = Esfuerzo Flexionante (psi)

E = modulo de Young¹⁰ = 30x10⁶ (psi).

t = espesor de la banda = 0,0197 (pulg.)

ν = relación de Poisson⁶ = 0,287

d = diámetro de la polea = 16 (pulg)

Reemplazando los datos en la ecuación [3.17] se tiene que:

$$\sigma_b = \frac{30 \cdot 10^6 \times 0,0197}{(1 - 0,287^2) \times 16}$$

$$\sigma_b = 40253,11(psi)$$

$$\sigma_b = 277\,929\,983,60 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

¹⁰ SHIGLEY, J; 2005; Diseño en Ingeniería Mecánica; 6ta edición; pag. 1077.

3.2.1.4.2 Esfuerzos de Tensión.

Los esfuerzos de tensión mayores están dados por:

$$\sigma_1 = \sigma_b + \frac{F_1}{bt} \quad [3.19]$$

y

$$\sigma_2 = \sigma_b + \frac{F_2}{bt} \quad [3.20]$$

Donde:

σ_1 = Esfuerzo máximo de tensión (N/m²).

σ_2 = Esfuerzo máximo de tensión (N/m²).

σ_b = Esfuerzo flexionante (N/m²) = 277 929 983,60 (N/m²).

F1= Fuerza de tensión (N) = 222,00 (N)

F2= Fuerza de tensión (N) = 103,89 (N)

b= ancho de la banda (m) = 0,012 (m)

t= espesor de la banda (m) = 0,0005 (m)

Reemplazando los datos en las ecuaciones [3.19] y [3.20] se tiene que:

$$\sigma_1 = 277929983,6 + \frac{222}{0,012 \times 0,0005}$$

$$\sigma_1 = 314,93 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$\sigma_2 = 277929983,6 + \frac{103,89}{0,012 \times 0,0005}$$

$$\sigma_2 = 295,245 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Durante una vuelta de la banda aparecen ambos niveles de esfuerzo.

3.2.1.4.3 Resistencia a la Fatiga.

Para el cálculo a fatiga se toma en cuenta la siguiente fórmula:

$$n = \frac{S_f}{\sigma_1} \quad [3.21]$$

Donde:

n = factor de seguridad

Sf = Esfuerzo límite (MPa)

σ_1 = esfuerzo máximo de flexión (MPa)

La resistencia a la fatiga se calcula utilizando la ecuación [3.22]¹¹:

$$S_f = \frac{S_y}{3} \quad [3.22]$$

Donde:

Sy: Esfuerzo de fluencia⁷ = $1,588 \times 10^9$ N/m²

Reemplazando datos en la ecuación [3.22] se tiene que:

$$S_f = \frac{1,588 \times 10^9}{3}$$

$$S_f = 529,35 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Reemplazando datos en la ecuación [3.20] se tiene que:

$$n = \frac{529,35 \times 10^6}{314,93 \times 10^6}$$

$$n = 1,68$$

El factor de seguridad mayor a 1 es aceptable para la aplicación.

¹¹ SHIGLEY, J; 2005; Diseño en Ingeniería Mecánica; 6ta edición; pag. 1077.

3.2.1.4.4 Tensión Permisible.

Para el cálculo de la tensión permisible, se utiliza la siguiente fórmula:

$$F_{1a} = \left(S_f - \frac{Et}{(1-\nu^2)D} \right) tb \quad [3.23]$$

Donde:

S_f : Resistencia a la fatiga (N/m^2)= $529,35 \times 10^6$ (N/m^2).

$\frac{E*t}{(1-\nu^2)D}$: Esfuerzo Flexionante (N/m^2)= $277,93 \times 10^6$ (N/m^2).

t: espesor de la sierra (m)= 0,0005 (m)

b: ancho de la sierra (m) = 0,012 (m).

Reemplazando los datos citados en la ecuación [3.23] se tiene que:

$$F_{1a} = (529,35 \times 10^6 - 277,93 \times 10^6) \times 0,0005 \times 0,012$$

$$F_{1a} = 1508,52 \text{ (N)}$$

La tensión permisible muestra un valor alto que brinda seguridad al instante de realizar la tensión de la banda sin indicios de falla o rotura.

3.2.1.5 Diseño de los ejes de las poleas.

Se diseñan los ejes que se conjugan con las poleas para transmitir el movimiento de la sierra de cinta como se muestra en la figura 3.8; estos ejes se encuentran expuestos a momentos de flexión y momentos de torsión. Los ejes son fabricados de acero AISI 1045 esto debido a que los ejes no estarán sometidos a mayores esfuerzos y considerando recomendaciones dadas por los catálogos de aceros.

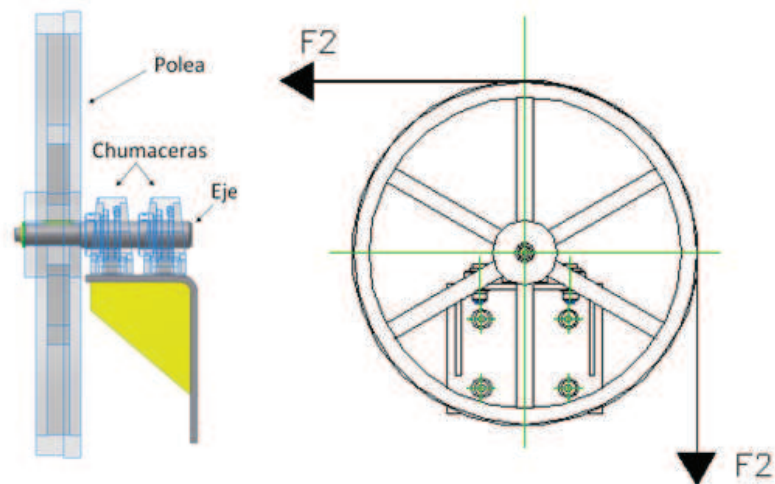


Figura 3.8 Eje de poleas.

Fuente: Propia.

Para el dimensionamiento de los ejes se utiliza la Teoría de la Energía de la Distorsión para el diseño estático y el diagrama en el que se indica la línea modificada de Goodman para el diseño dinámico.

El eje a dimensionar se encuentra sometido a distintas cargas como se muestra en la figura 3.9.

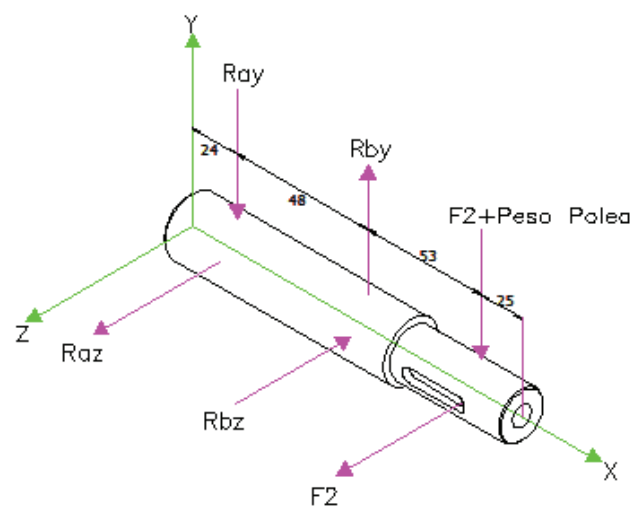


Figura 3.9 Esquema del eje.

Fuente: Propia.

Para el dimensionamiento del eje se tomara en cuenta la tensión provocada por la sierra de cinta en sus dos direcciones (F_2), el torque transmitido por el motor, el peso de la polea y las propiedades del acero que se utiliza; se desprecia el peso del eje.

$$F_2 = 103,890 \text{ N}$$

$$P_{\text{polea}} = 60 \text{ N}$$

$$S_y^{12} = 340 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{ut}^8 = 650 \text{ N/mm}^2$$

En la figura 3.10 que se presenta a continuación, se observa el diagrama de cuerpo libre del eje que servirá de base para el cálculo de las reacciones; las medidas se encuentran en milímetros.

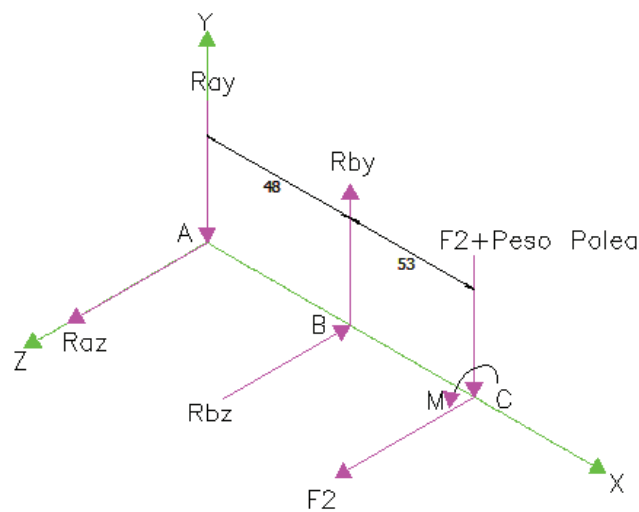


Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre del eje.

Fuente: Propia.

Donde:

R_{ay} : Reacción en el punto A en el eje y.

R_{az} : Reacción en el punto A en el eje z.

R_{by} : Reacción en el punto B en el eje y.

¹² BOHLER; 2008; Manual de Aceros especiales. Pag. 29.

R_{bz} : Reacción en el punto B en el eje y.

F_2 : Fuerza de tensión en la polea.

Reacciones en el plano X-Y.

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_y &= 0 \\
 -R_{ay} + R_{by} - (F_2 + \text{Peso Polea}) &= 0 \\
 -R_{ay} + R_{by} - (103,89 + 60) &= 0 \\
 -R_{ay} + R_{by} &= 163,890
 \end{aligned}
 \tag{3.24}$$

$$\begin{aligned}
 (+ \sum M_a &= 0 \\
 -(R_{by}) \times 48 + (F_2 + \text{Peso Polea}) \times 101 &= 0 \\
 -48R_{by} + (103,89 + 60) \times 101 &= 0 \\
 R_{by} &= 344,852(N)
 \end{aligned}
 \tag{3.25}$$

A reemplaza el resultado [3.25] en la ecuación [3.23] y se tiene:

$$\begin{aligned}
 -R_{ay} + 344,852 &= 163,890 \\
 R_{ay} &= 180,962(N)
 \end{aligned}$$

Reacciones en el plano X-Z.

$$\begin{aligned}
 +\downarrow \sum F_z &= 0 \\
 R_{az} - R_{bz} + F_2 &= 0 \\
 R_{az} - R_{bz} &= -103,890
 \end{aligned}
 \tag{3.26}$$

$$\begin{aligned}
 (+ \sum M_a &= 0 \\
 -(R_{bz}) \times 48 + (F_2) \times 101 &= 0 \\
 -48R_{bz} + (103,89) \times 101 &= 0
 \end{aligned}$$

$$R_{bz} = 218,602(N) \quad [3.27]$$

A reemplaza el resultado [3.26] en la ecuación [3.25] y se tiene:

$$R_{az} - 218,602 = -103,890$$

$$R_{az} = 114,712(N)$$

En las figuras 3.11 y 3.12 que se presentan a continuación se observa los diagramas de esfuerzos en el plano X-Y y en el plano X-Z respectivamente.

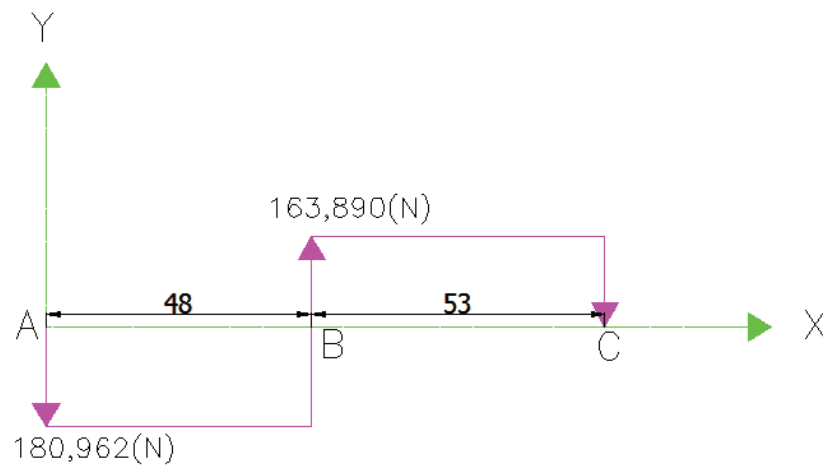


Figura 3.11 Diagrama de cortante X-Y.

Fuente: Propia.

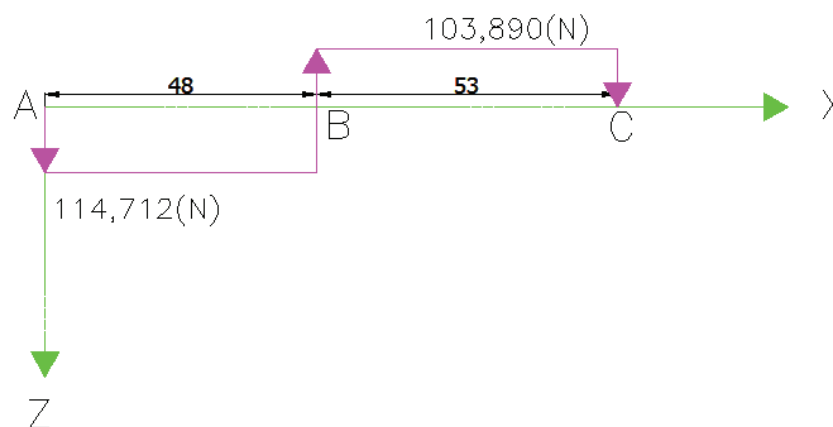


Figura 3.12 Diagrama de cortante X-Z.

Fuente: Propia.

En las figuras 3.13 y 3.14 que se presentan a continuación se observan los diagramas de momentos en el plano X-Y y en el plano X-Z respectivamente.

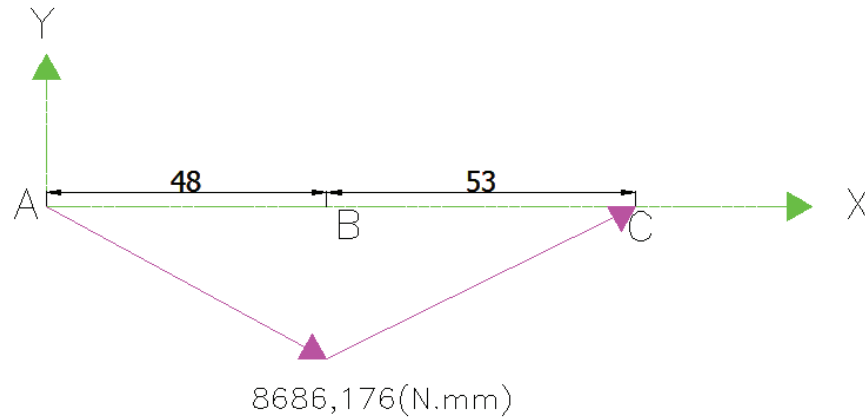


Figura 3.13 Diagrama de momentos X-Y.

Fuente: Propia.

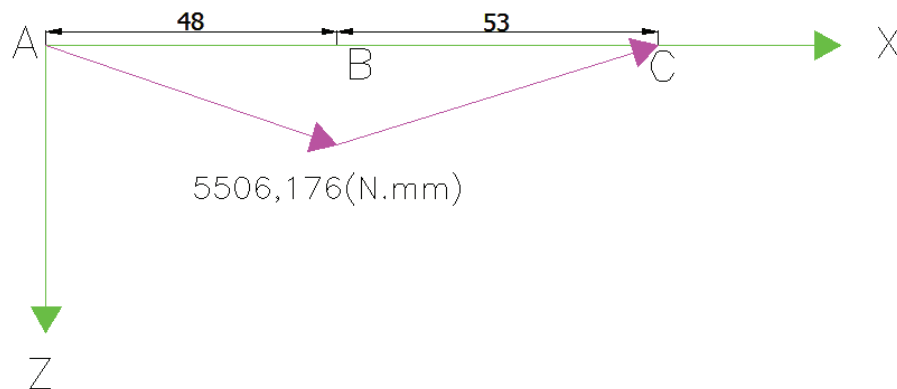


Figura 3.14 Diagrama de momentos X-Z.

Fuente: Propia.

En la figura 3.13 se observa que en el plano x-y el momento máximo se encuentra en el punto B con el valor de $8,686 \text{ N.m}$, mientras que en la figura 3.14 se observa que en el plano x-z el momento máximo se encuentra en el punto B con un valor de $5,506 \text{ N.m}$.

De lo anterior se concluye que la sección crítica del eje se encuentra en el punto B donde se presenta el momento máximo; el momento máximo resultante se presenta a continuación:

$$M_B = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad [3.28]$$

$$M_B = \sqrt{(8,686)^2 + (5,506)^2}$$

$$M_B = 10,284 \text{ (N.m)}$$

3.2.1.5.1 Diseño Estático.

Para el dimensionamiento del eje se requiere calcular los esfuerzos principales normales:

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad [3.29]$$

Donde:

σ_A, σ_B : Esfuerzos principales.

τ_{xy} : Esfuerzo cortante.

σ_x : Esfuerzo de flexión.

El esfuerzo de flexión esta dado por:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad [3.30]$$

Donde:

σ_t : Esfuerzo de flexión

M: Momento resultante = 10,284 (N.m).

d: diámetro del eje = 0,02 (m) hipotético.

Se reemplaza los datos en la ecuación [3.30] y se tiene:

$$\sigma_x = 13,094 \text{ (MPa)}$$

El esfuerzo de torsión esta dado por:

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad [3.31]$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante

T: Torque (N.m) = 24 (N.m)

d: diámetro del eje (m) = 0,02 (m)

Se reemplaza los datos en la ecuación [3.30] y se tiene:

$$\tau_x = 15,279(MPa)$$

Conocidos los valores de los esfuerzos de flexión y cortantes se reemplaza en la ecuación [29] para conocer los esfuerzos principales:

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{13,094}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{13,094}{2}\right)^2 + 15,279^2}$$

$$\sigma_A, \sigma_B = 6,547 \pm 16,623$$

$$\sigma_A = 23,169 (MPa)$$

$$\sigma_B = -10,076 (MPa)$$

De donde se tiene que:

$$\sigma_1 = \sigma_A = 23,169 (MPa)$$

$$\sigma_3 = \sigma_B = -10,076 (MPa)$$

$$\sigma_2 = 0$$

Con los esfuerzos principales se determina la resistencia de la sección crítica, las propiedades del acero AISI 1045 a utilizar son las siguientes:

$$S_y^{13} = 340 (N/mm^2)$$

$$S_{ut}^9 = 650 (N/mm^2)$$

Se usa la teoría de la distorsión para materiales dúctiles; de la figura 3.15 se tiene que:

¹³ BOHLER; 2008; Manual de Aceros especiales. Pag. 29.

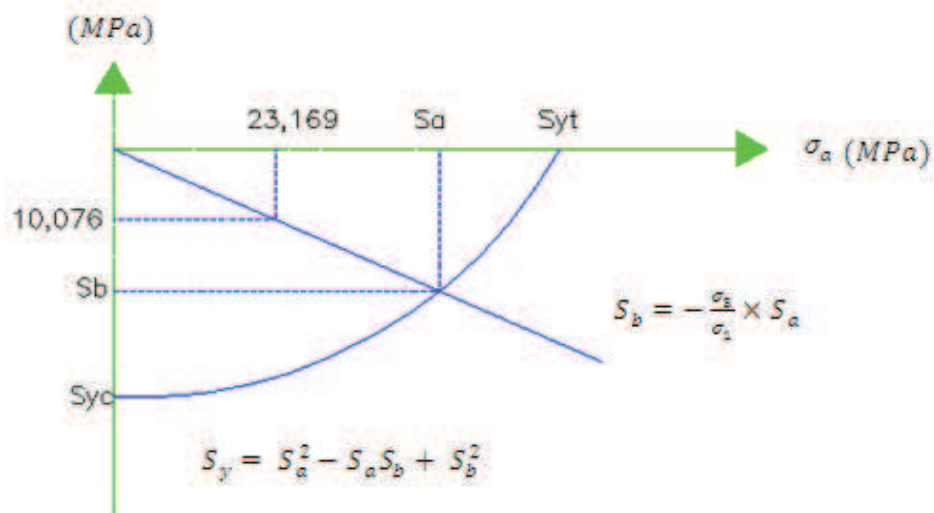


Figura 3.15 Diagrama de la teoría de la distorsión.

Fuente: Propia.

$$S_b = -\frac{\sigma_3}{\sigma_1} \times S_a \quad [3.32]$$

$$S_y = S_a^2 - S_a S_b + S_b^2 \quad [3.33]$$

Reemplazo la ecuación [3.31] en la ecuación [3.32]:

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right) + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^2}} \quad [3.34]$$

$$S_A = \frac{340}{\sqrt{1 + \left(\frac{10,076}{23,169}\right) + \left(\frac{10,076}{23,169}\right)^2}}$$

$$S_A = 266,798 \text{ (MPa)}$$

Factor de seguridad:

$$n = \frac{S_a}{\sigma_1}$$

$$n = \frac{266,798}{23,169}$$

$$n = 11,52$$

3.2.1.5.2 Diseño a Fatiga.

Se calcula los esfuerzos equivalentes tanto de amplitud como medio mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma'_a = \sqrt{(\sigma_{xa})^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad [3.35]$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad [3.36]$$

Donde:

$$\sigma_{xa} = \sigma_{xm\acute{a}x} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{xm} = 0$$

$$\tau_{xa} = 0$$

$$\tau_{xym} = \tau_{xy\acute{m}ax} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Por lo tanto las ecuaciones [3.34] y [3.35] son:

$$\sigma'_a = \sqrt{(\sigma_{xa})^2 + 3\tau_{xya}^2} = \sigma_{xa} = 13,094 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{3}\tau_{xym} = 26,464 \text{ (MPa)}$$

Por consiguiente:

$$\sigma'_a = 13,094 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma'_m = 26,464 \text{ (MPa)}$$

Se analiza a fatiga:

$$Se = Se' \times ka \times kb \times kc \times kd \times ke \quad [3.37]$$

Donde:

S_e : es el límite de resistencia a la fatiga del elemento

S_e' : es el límite de resistencia a la fatiga de la probeta

K_a : es el factor de superficie

K_b : es el factor de tamaño

K_c : es el factor de modificación de la carga

K_d : es el factor de modificación de temperatura

K_e : es el factor de modificación de esfuerzos varios.

$$S_e' = S_{ut} \times 0,5 \text{ (MPa)}$$

$$S_e' = 650 \times 0,5 \text{ (MPa)}$$

$$S_e' = 325 \text{ (MPa)}$$

El factor de superficie para un acero laminado en caliente es:

$$K_a = 0,6$$

El factor de tamaño se evalúa según la condición:

$K_b = 1.189 \times d^{-0.097}$ para diámetros entre 8 (mm) y 250 (mm).

$$K_b = 0,8549$$

Confiabilidad de un 50%; $K_c = 1$

Temperatura < 450 C, por lo tanto $K_d = 1$.

No existen discontinuidades $K_e = 1$.

Efectos varios $K_f = 1$.

Se reemplaza valores en la ecuación [3.37]:

$$S_e = 325 \times 0,6 \times 0,8549 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1$$

$$S_e = 166,705 \text{ (MPa)}$$

En la figura 3.16 se muestra el gráfico de la línea de Goodman modificada.

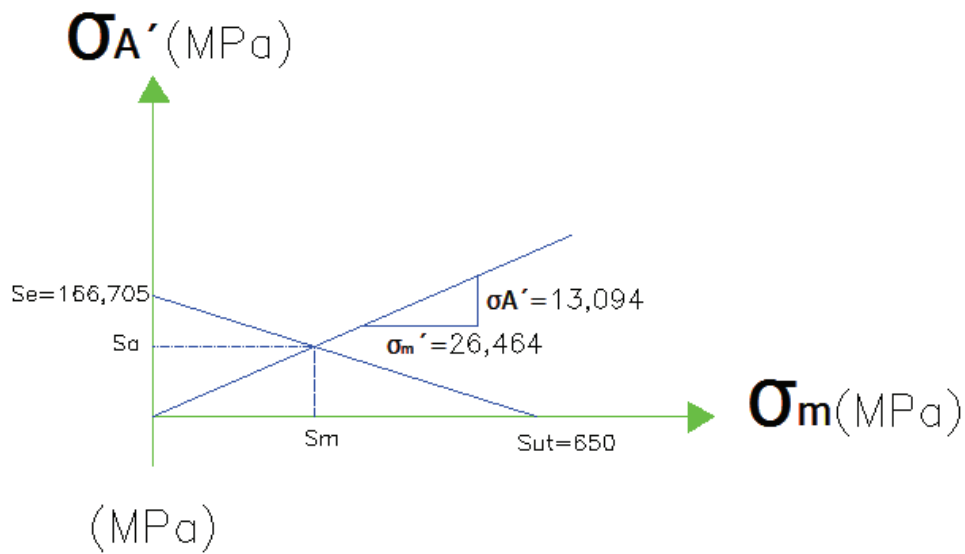


Figura 3.16 Diagrama de la línea de Goodman modificada.

Fuente: Propia.

$$Sm = \frac{Se}{\frac{Se}{Sut} + \frac{\sigma_A'}{\sigma_m'}} \quad [3.38]$$

$$Sm = \frac{166,705}{\frac{166,705}{650} + \frac{13,094}{26,464}}$$

$$Sm = 221,902(MPa)$$

Se determina el factor de seguridad:

$$n = \frac{Sm}{\sigma_m'} \quad [3.39]$$

$$n = \frac{221,902}{26,464}$$

$$n = 8,39$$

3.2.1.6 Selección de las chumaceras para las poleas.

La chumacera a ser utilizada se selecciona en base a la capacidad de carga, la misma que se compara con la carga a soportar, la durabilidad y la confiabilidad en su lugar de trabajo. En la figura 3.17 se observa el modo de operación de las chumaceras.

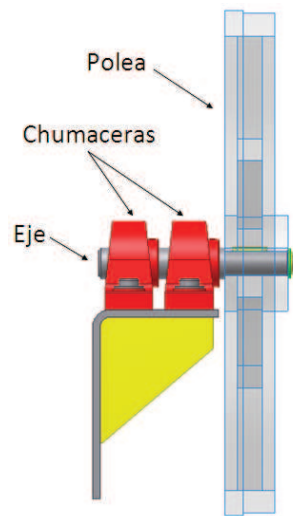


Figura 3.17 Chumaceras para eje de polea.

Fuente: Propia.

La fuerza que actúa sobre la chumacera es igual a la reacción que se obtiene en el diseño del eje, por lo tanto, la fuerza radial en cada componente para cada chumacera es igual a:

$$\rightarrow R_{ay} = 180,962 \text{ (N)} \quad R_{by} = 344,852 \text{ (N)}$$

$$\rightarrow R_{az} = 114,712 \text{ (N)} \quad R_{bz} = 114,712 \text{ (N)}$$

La fuerza radial total en cada chumacera es igual a:

$$F_{t_1} = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{az}^2} = \sqrt{180,962^2 + 114,712^2} = 214,257 \text{ (N)} \quad [3.40]$$

$$F_{t_2} = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bz}^2} = \sqrt{344,852^2 + 114,712^2} = 363,430 \text{ (N)} \quad [3.41]$$

Se realiza el cálculo para la selección de la chumacera con la mayor fuerza radial obtenida. Debido a que solo existen cargas radiales, la chumacera recomendada debe tener en su interior un rodamiento rígido de bolas apto para esta situación.

Las revoluciones por minuto a las que trabajan las chumaceras son de 449 rpm, es por ello que se considera el método de carga dinámica para la selección de cada una de ellas. La relación existente entre la capacidad de carga dinámica, la carga aplicada al rodamiento y la duración nominal viene expresada por la ecuación:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \times n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad [3.42]^{14}$$

Donde:

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

C: Capacidad de carga dinámica (N).

P: Carga dinámica equivalente (N).

n: Velocidad constante en rotación (rpm).

Puesto que la carga es radial pura, se tiene que $P=Ft2=363,430$ N; se desea una vida nominal mínima de 14000 horas y trabaja a 449 rpm, se reemplaza estos datos en la ecuación [3.42] y se tiene que:

$$C = 2625,806 \text{ (N)}$$

El del eje para las chumaceras es de 0,025 m, con esta información y la carga dinámica se procede a seleccionar la chumacera más adecuada. La información de la chumacera seleccionada se muestra a continuación en la tabla 3.1:

¹⁴ NTN; Bearing Units; 2005.

Tabla 3.1 Información de chumacera seleccionada.

Diámetro (mm)	Carga Dinámica (N)	Designación
25	12800	UCP205D1

Fuente: NTN, 2005.

Como se observa en la tabla 3.1 la carga dinámica máxima a la que puede operar la chumacera es mucho mayor a la carga dinámica a la que se encuentra expuesta la chumacera esto nos da un margen de seguridad apropiado para su funcionamiento.

3.2.1.7 Diseño de la Chaveta.

Las chavetas son elementos mecánicos que cumplen la función de transmitir el momento de torsión entre un eje y, en este caso, una polea. Las dimensiones de la sección de la chaveta dependen de la medida del diámetro del eje en el que van a trabajar, en este caso, el eje es de diámetro de 20 mm, por lo tanto la norma DIN 6886 indica que la chaveta posee una sección cuadrada de 6 mm de lado.

Para determinar la longitud de una chaveta se considera que las cargas se encuentran distribuidas uniformemente a lo largo del elemento. La figura 3.18 muestra las cargas a las que se somete la chaveta.

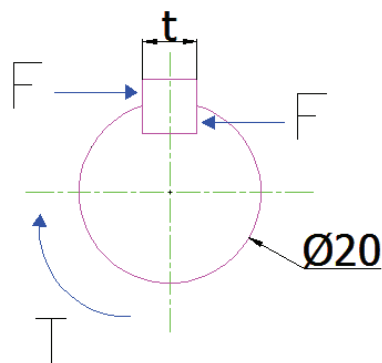


Figura 3.18 Chaveta del eje.

Fuente: Propia.

La fuerza cortante depende del momento torsor generado por el motor y el diámetro del eje, esta fuerza se da por:

$$F = \frac{T}{r} \quad [3.43]$$

El torque del motor es de 24 N.m y el radio del eje es de 20 mm, se reemplaza estos valores en la ecuación [3.43] y se tiene:

$$F = 1200 \text{ (N)}$$

Las chavetas son diseñadas a corte y a aplastamiento como se muestra a continuación.

3.2.1.7.1 Diseño a Corte.

El esfuerzo cortante que se aplica al área transversal es calculado con la ecuación:

$$\tau = \frac{F}{a.l} = \frac{Ssy}{n} \quad [3.44]$$

Donde:

F: Fuerza de corte (N) = 1200 N.

a: Dimensión del lado de la chaveta (m) = 0,006 (m)

l: Longitud de la chaveta (m)

Ssy: Resistencia al corte (MPa)

n: Factor de seguridad = 3.

El material a utilizar para la chaveta es el acero AISI 1018 que presenta las siguientes propiedades:

$$S_y^{15} = 235 \text{ (MPa)}$$

$$S_{ut}^{10} = 410 \text{ (MPa)}$$

$$S_{sy} = 0,577 \times S_y \quad [3.45]$$

$$S_{sy} = 135,595 \text{ (MPa)}$$

Se reemplaza los datos en la ecuación [3.43] y se tiene:

$$l = 0,004 \text{ (m)}$$

En la práctica usual para que la chaveta pueda transmitir el 100% del torque generado por el motor tiene que tener una longitud que va de 1,25 a 1,5 veces el diámetro del eje; se conoce que el diámetro del eje es de 20 mm por lo tanto la longitud de la chaveta considerada adecuada es de 28 mm.

Se recalcula el factor de seguridad:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{a \cdot l}$$

$$\frac{135,595 \times 10^6}{n} = \frac{1200}{0,006 \times 0,028}$$

$$n = 19$$

3.2.1.7.2 Diseño por Aplastamiento.

La resistencia al aplastamiento se determina con un área igual a la mitad de la cara de la chaveta:

$$\sigma = \frac{F}{e \cdot l} \quad [3.46]$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad [3.47]$$

¹⁵ BOHLER; 2008; Manual de Aceros especiales. Pag. 28.

Donde:

σ : Esfuerzo por aplastamiento (MPa).

e: mitad de la cara de la chaveta (m) = 0,003 (m).

l: Longitud de la chaveta (m) = 0,028 (m)

Sy: Limite de fluencia (MPa) = 235 (MPa).

Se reemplaza los datos en las ecuaciones [3.46] y [3.47] y se obtiene el factor de seguridad:

$$\sigma = 14,285(\text{MPa})$$

$$n = 16,45$$

Los dos factores de seguridad obtenidos para ambos casos son considerados aptos para el diseño.

3.2.1.8 Diseño de los pernos para las repisas.

Las repisas son los elementos donde se anclan las chumaceras que sostienen al eje y la polea por donde se desplaza la sierra de cinta, estas repisas son fabricadas de acero A36.

Para el diseño de los pernos se utiliza las reacciones en las chumaceras obtenidas para el dimensionamiento del eje. De la misma manera se realiza un análisis en los planos X-Y y X-Z.

3.2.1.8.1 Diseño de los pernos para las repisas en el plano X-Y.

En la figura 3.19 se muestra el diagrama de cuerpo libre para el plano X-Y con las cargas a las que se encuentran sometidos los pernos. Los pernos son montados con holgura.

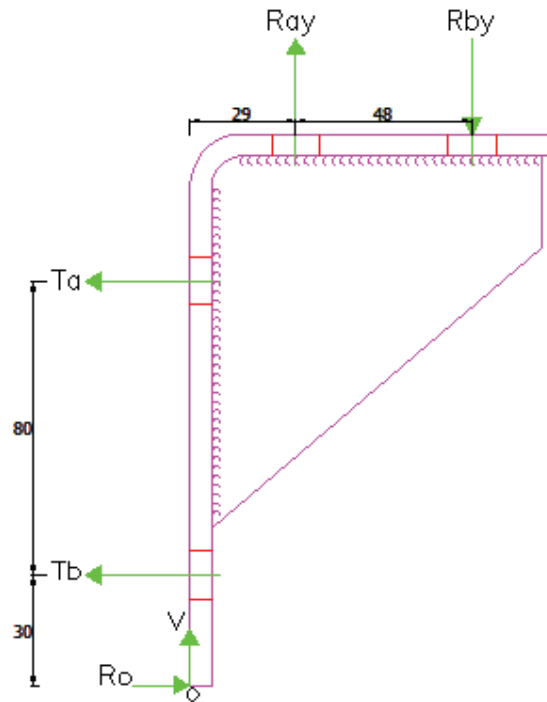


Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre de la repisa, plano x-y, longitudes en mm.

Fuente: Propia.

Las reacciones R_{ay} y R_{by} son las siguientes:

R_{ay} : Reacción en el punto A = 180,962 (N).

R_{by} : Reacción en el punto B = 344,852 (N).

Con los datos existentes se procede a calcular la tensión para cada perno.

$$\frac{T_A}{110} = \frac{T_B}{30} \quad [3.48]$$

$$T_A = \frac{11}{3} T_B \quad [3.49]$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$V + R_{ay} - R_{by} = 0$$

$$V + 180,962 - 344,852 = 0$$

$$V = 163,890 \text{ (N)}$$

$$\begin{aligned}
 & (+ \sum M_o = 0 \\
 & -(T_b \times 30) - (T_a \times 110) - (R_{ay} \times 29) + (R_{by} \times 77) = 0 \\
 & -30T_b - 110T_a - (180,962 \times 29) + (344,852 \times 77) = 0 \\
 & 3T_b + 11T_a = 2130,570 \qquad [3.50]
 \end{aligned}$$

Se reemplaza ecuación [3.48] en ecuación [3.49] y se tiene que:

$$\begin{aligned}
 3T_b + 11\left(\frac{11}{3}T_b\right) &= 2130,570 \\
 T_b &= 49,167 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$T_a = 180,279 \text{ (N)}$$

Los pernos críticos están cargados con 180,279 (N), esta fuerza debe ser soportada por la fuerza de rozamiento originada por la fuerza de compresión de los elementos y el rozamiento:

$$F_r = F_m \times \mu \qquad [3.51]$$

3.2.1.8.1.1 Diseño Estático.

Los pernos críticos a tensión se encuentran en la parte superior con una carga

$$P = \frac{T_a}{2} = 90,140 \text{ (N)}.$$

Se utiliza pernos M12 clase 8.8; con las siguientes propiedades mecánicas¹⁶:

Resistencia mínima de prueba: $S_p = 600$ (MPa).

Esfuerzo de fluencia: $S_y = 660$ (MPa).

¹⁶ SHIGLEY, J; 2005; Diseño en ingeniería mecánica; 6ta edición; pag. 477.

Esfuerzo de rotura: $S_{ut} = 830$ (MPa).

El factor de seguridad para fatiga a tensión viene dado por:

$$n = \frac{A_t \cdot S_y - F_i}{C \cdot P} \quad [3.52]$$

Donde:

n: Factor de seguridad.

A_t : Área de tracción¹⁷. (m^2) = $84,3 \times 10^{-6}$ (m^2).

S_y : Esfuerzo de fluencia (MPa).

F_i : Precarga del perno debido al apriete y que existe antes de aplicar P.

$$C: C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

P: Carga externa sobre la unión del perno.

Se calcula el factor C:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad [3.53]$$

En el que K_b representa:

$$K_b = \frac{A \cdot E}{l} \quad [3.54]$$

Donde:

A: Área del perno = $\frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1,131 \times 10^{-4}$ (m^2)

E: Modulo de elasticidad del acero = 207000 (MPa)

l: Longitud del perno sometido = 0,009 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.53] y se tiene que:

$$K_b = \frac{1,131 \times 10^{-4} \times 207 \times 10^9}{0,009}$$

¹⁷ SHIGLEY, J.; Diseño en ingeniería mecánica; 2005; 6ta edición, pag. 456

$$K_b = 2,601 \times 10^9 \left(\frac{N}{m} \right)$$

Km representa:

$$K_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d}{2 \ln \left[5 \frac{(l+0,5d)}{(l+2,5d)} \right]} \quad [3.55]$$

Donde:

E: Modulo de elasticidad del acero= 207000 (MPa).

d: Diámetro del perno = 0,012(m)

l: Longitud del perno sometido = 0,009 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.54] y se tiene que:

$$K_m = \frac{\pi \times 207000 \times 10^6 \times 0,012}{2 \ln \left[5 \frac{(0,009 + 0,5 \times 0,012)}{(0,009 + 2,5 \times 0,012)} \right]}$$

$$K_m = 5,967 \times 10^9 \left(\frac{N}{m} \right)$$

Se reemplaza los valores de Kb y Km en la ecuación [3.53] y se obtiene:

$$C = \frac{2,601 \times 10^9}{2,601 \times 10^9 + 5,967 \times 10^9}$$

$$C = 0,303$$

La precarga a aplicar en el perno se debe encontrar entre los siguientes valores:

$$0,6F_p \leq F_i \leq 0,9F_p \quad [3.56]$$

Fp representa:

$$F_p = A_t \times S_p \quad [3.57]$$

Donde:

F_p : Fuerza de prueba (N).

A_t : Área de tracción. (m^2) = $84,3 \times 10^{-6}$ (m^2).

S_p : Resistencia mínima de prueba = 600 (MPa).

Se ingresan los datos en la ecuación [3.57] y se tiene:

$$F_p = 50580 \text{ (N)}$$

Por lo tanto la precarga a aplicar en el perno debe encontrarse entre los siguientes valores:

$$30\,348 \text{ (N)} \leq F_i \leq 45\,522 \text{ (N)}$$

$F_i = 45\,522$ N, la máxima precarga para que exista una mayor fuerza de compresión en los elementos y por lo tanto mayor rozamiento. Se procede a calcular el coeficiente de rozamiento existente, se basa en la ecuación [3.51]. Para ello se calcula la fuerza de compresión F_m .

$$F_m = -F_i + (1 - C) \cdot P \quad [3.58]$$

$$F_m = -45522 + (1 - 0,303) \times 90,140$$

$$F_m = -45\,459,173 \text{ (N)}$$

Se conoce F_m y F_r que es igual a 180,279 N, por lo tanto se reemplazan estos datos en la ecuación [3.51] y se tiene:

$$180,279 = 45\,459,173 \times \mu$$

$$\mu = 0,004$$

El coeficiente de rozamiento tiene que ser mayor a 0,004; como μ entre acero y acero es mayor a este valor el cálculo es aceptable. La precarga elegida para encontrar el factor de seguridad es $F_i = 45\,000\text{ N}$, se aplica la ecuación [3.52]:

$$n = \frac{(84,3 \times 10^{-6}) \times (660 \times 10^6) - 45000}{0,303 \times 90,14}$$

$$n = 389,49$$

El factor de seguridad es considerablemente alto pero aceptable para la aplicación.

3.2.1.8.2 Diseño de los pernos para las repisas en el plano X-Z.

En la figura 3.20 se muestra el diagrama de cuerpo libre para el plano X-Z con las cargas a las que se encuentra sometida la repisa que resisten los pernos. Los pernos son montados con holgura.

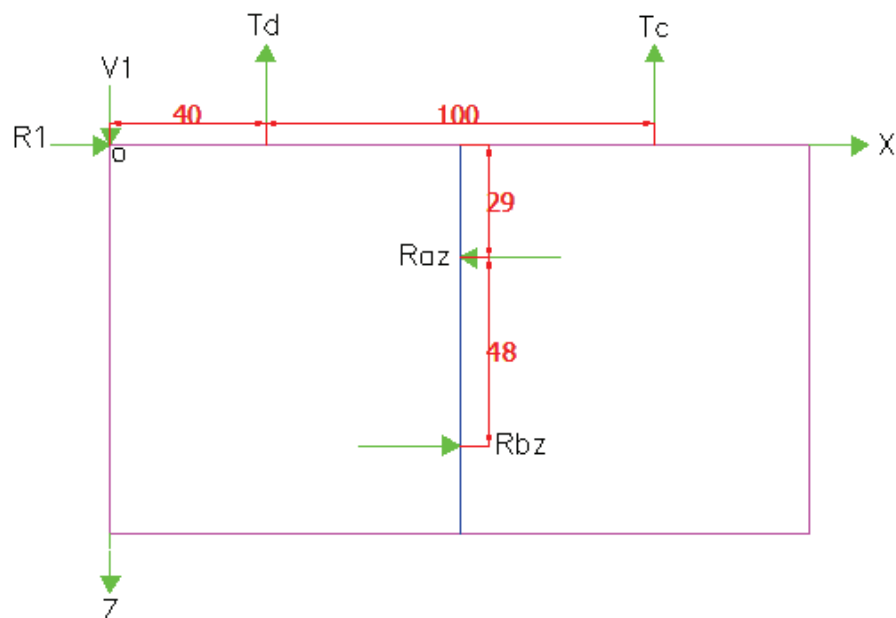


Figura 3.20 Diagrama de cuerpo libre de la repisa, plano X-Z, longitudes en mm.

Fuente: Propia.

Las reacciones Raz y Rbz son las siguientes:

Raz: Reacción en el punto A = 114,712 (N).

Rbz: Reacción en el punto B = 218,602 (N).

Con los datos existentes se procede a calcular la tensión para cada perno.

$$\frac{T_c}{140} = \frac{T_d}{40} \quad [3.59]$$

$$T_c = \frac{7}{2} T_d \quad [3.60]$$

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$R_1 + R_{az} - R_{bz} = 0$$

$$R_1 + 114,712 - 218,602 = 0$$

$$R_1 = 103,890 \text{ (N)}$$

$$(+ \sum M_o = 0$$

$$-(T_d \times 40) - (T_c \times 140) + (R_{az} \times 29) - (R_{bz} \times 77) = 0$$

$$-40T_d - 140T_c + (114,712 \times 29) - (218,602 \times 77) = 0$$

$$2T_d + 7T_c = 675,285 \quad [3.61]$$

Se reemplaza ecuación [3.63] en ecuación [3.64] y se tiene que:

$$2T_d + 7\left(\frac{7}{2}T_d\right) = 675,285$$

$$T_d = 25,48 \text{ (N)}$$

Por lo tanto:

$$T_c = 89,19 \text{ (N)}$$

En la figura 3.21 se observan las cargas distribuidas en cada perno.

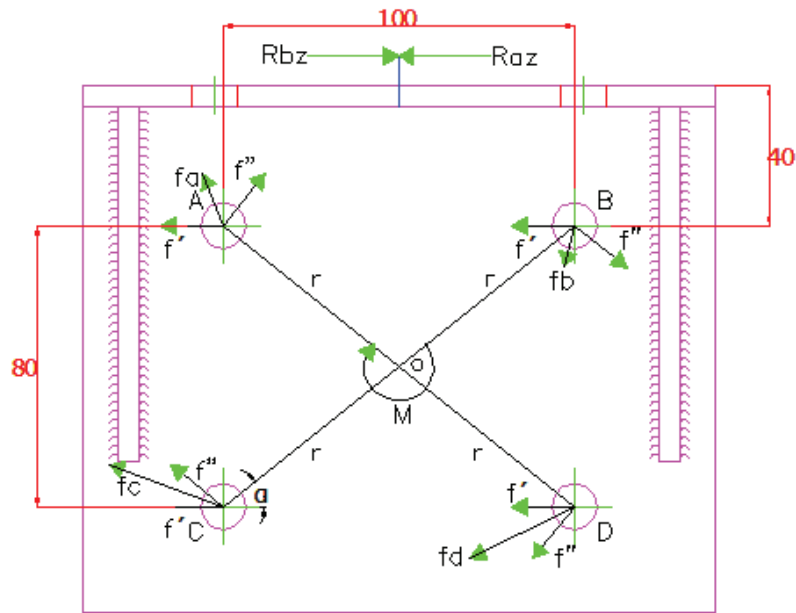


Figura3.21 Diagrama de distribución de fuerzas en los pernos, longitudes en mm.

Fuente: Propia.

Se calcula el momento flector generado en la repisa:

$$M = (R_{bz} - R_{az}) \times 80$$

$$M = (218,602 - 114,712) \times 80$$

$$M = 8\,311,2 \text{ (N.mm)}$$

Se calcula el radio existente entre los pernos:

$$r = \sqrt{50^2 + 40^2}$$

$$r = 64,0312 \text{ (mm)}$$

Se calcula el ángulo α :

$$\alpha = \text{tg}^{-1}\left(\frac{40}{50}\right)$$

$$\alpha = 38,66^\circ$$

Con los datos que se obtuvieron se calcula f''

$$f'' = \frac{M \times r}{r^2 + r^2 + r^2 + r^2} = \frac{M}{4r} \quad [3.62]$$

$$f'' = \frac{8311,2}{4 \times 64,0312}$$

$$f'' = 32,45(N)$$

Se calcula f' :

$$f' = \frac{R_1}{4} \quad [3.63]$$

$$f' = \frac{103,89}{4}$$

$$f' = 26 (N)$$

Con los datos obtenidos se calculan las fuerzas en cada perno:

Perno A:

$$\beta = 90 - 38,66 = 51,34^\circ$$

$$F_{ax} = 32,45 \times \text{sen}(38,66) = 20,271 (N)$$

$$F_{ay} = 32,45 \times \text{cos}(38,66) - 26 = -0,661 (N)$$

$$F_a = \sqrt{20,271^2 + 0,661^2}$$

$$F_a = 20,282 (N)$$

Perno B:

$$F_{bx} = 32,45 \times \text{sen}(51,34) = 25,339 (N)$$

$$F_{by} = 32,45 \times \text{cos}(51,34) - 41 = -20,729 (N)$$

$$F_b = \sqrt{25,339^2 + 20,729^2}$$

$$F_b = 32,737 (N)$$

Perno C:

$$F_{cx} = 32,45 \times \text{sen}(51,34) = 25,339 \text{ (N)}$$

$$F_{cy} = 32,45 \times \text{cos}(51,34) + 41 = 61,271 \text{ (N)}$$

$$F_c = \sqrt{25,339^2 + 61,271^2}$$

$$F_c = 66,304 \text{ (N)}$$

Perno D:

$$F_{dx} = 32,45 \times \text{sen}(38,66) = 20,271 \text{ (N)}$$

$$F_{dy} = 32,45 \times \text{cos}(38,66) + 41 = 66,339 \text{ (N)}$$

$$F_d = \sqrt{20,271^2 + 66,339^2}$$

$$F_d = 69,367 \text{ (N)}$$

Los pernos críticos están cargados con 69,367 N, esta fuerza debe ser soportada por la fuerza de rozamiento originada por la fuerza de compresión de los elementos y el rozamiento.

Se emplea un perno M12 clase 8.8; con las siguientes propiedades mecánicas¹⁸:

Resistencia mínima de prueba: $S_p = 600 \text{ (MPa)}$.

Esfuerzo de fluencia: $S_y = 660 \text{ (MPa)}$.

Esfuerzo de rotura: $S_{ut} = 830 \text{ (MPa)}$.

Se procede a calcular el coeficiente de rozamiento existente, se basa en la ecuación [3.51]. Para ello se calcula la fuerza de compresión F_m , se usa la ecuación [3.64].

$$F_m = -F_i + (1 - C) \cdot P \quad [3.64]$$

¹⁸ SHIGLEY J; 2005; Diseño en ingeniería mecánica; 6ta edición; pag. 477.

Los datos de precarga del perno y la constante C son los mismos que se obtuvieron para el diseño de los pernos en la sección anterior; por lo tanto F_i es igual a 45 522 N y C es igual a 0,303.

Los pernos críticos a tensión se encuentran en la parte izquierda de la figura 3.20 con una carga $P = \frac{T_d}{2} = 44,595 \text{ N}$. Se reemplaza estos valores en la ecuación [3.58] y se tiene que:

$$F_m = -45522 + (1 - 0,303) \times 44,595$$

$$F_m = -45 490,917 \text{ (N)}$$

Se conoce F_m y F_r que es igual a 69,367 N, por lo tanto se reemplazan estos datos en la ecuación [3.51] y se obtiene:

$$69,367 = 45 490,917 \times \mu$$

$$\mu = 0,0015$$

El coeficiente de rozamiento tiene que ser mayor a 0,0015; como μ entre acero y acero es mayor a este valor el cálculo es aceptable.

3.2.2 DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE DESPLAZAMIENTO DE LA ESTRUCTURA DE CORTE PARA PANELES DE POLIURETANO.

El subsistema de desplazamiento es el encargado de posicionar al elemento de corte en el sitio indicado para cortar el panel de poliuretano, para ello se utilizan dos tornillos de potencia cada uno conjugado con una tuerca de bronce que unidas a la estructura de corte, desplazan la sierra de cinta.

3.2.2.1 Selección del motor reductor.

El motor reductor a seleccionar tiene como objetivo el proveer de movimiento a los tornillos de potencia con el fin de que las tuercas conjugadas a los tornillos desplacen la estructura de corte verticalmente posicionando a la sierra de cinta.

Para seleccionar el motor reductor adecuado es necesario conocer la cantidad de inercia a vencer para producir el movimiento y los tornillos de potencia giren. La cantidad de inercia a vencer es la conformada por:

- La inercia de los tornillos de potencia.
- La inercia generada por la carga a levantar.

Para determinar el momento de inercia a vencer se utiliza la ecuación [3.1].

3.2.2.1.1 Momento de inercia de los tornillos de potencia.

Para determinar el momento de inercia de los tornillos de potencia se utiliza la ecuación [3.1] y se asume que el diámetro de cada tornillo es de 0,070 (m) y su altura de 2,700 (m), estos valores serán recalculados más adelante. Los tornillos de potencia son fabricados de acero AISI 1045 esto debido a que los tornillos no tendrán que levantar cargas elevadas y considerando recomendaciones propuestas en los catálogos de aceros.

Para el diseño se utilizan 2 tornillos de potencia, por lo que la inercia total es la suma de la inercia de los 2 elementos. Se considera a cada tornillo como un cilindro macizo tal como sigue:

$$I = \frac{mr^2}{2} \quad [3.67]$$

Donde:

I: Inercia para un cilindro macizo (kg.m²).

m: Masa del cilindro macizo (kg).

r: radio del cilindro macizo (m) = 0,035 (m).

Para conocer la masa de cada tornillo se utiliza la densidad del acero que es de 7850 kg/m^3 ; se sabe que el volumen del cilindro macizo es de $0,0104 \text{ m}^3$; entonces se tiene que:

$$m = \rho \times V \quad [3.68]$$

$$m = 7850 \times 0,0104$$

$$m = 81,64 \text{ (kg)}$$

Se conoce el valor de la masa y del radio del cilindro macizo por lo tanto la inercia aplicando la ecuación [3.67] es:

$$I = \frac{81,64 \times 0,035^2}{2}$$

$$I = 0,05 \text{ (Kg. m}^2\text{)}$$

Como son dos tornillos de potencia la inercia total es de $I = 0,1 \text{ kg.m}^2$. Para conocer la aceleración angular de los tornillos utilizamos la ecuación [3.3].

Las revoluciones por minuto a las que deben girar los tornillos se considera que deben ser bajas, para fines de cálculo se asume una velocidad de 100 rpm ($10,472 \text{ rad/s}$). Para calcular la aceleración angular se asume que el motor alcanza las $10,472 \text{ (rad/s)}$ en un tiempo de 2 segundos; por lo tanto reemplazando estos datos en la ecuación [3.3] se obtiene que:

$$\alpha = 5,236 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right)$$

Aplicando la ecuación [3.1] se tiene que:

$$\sum M = \sum I \cdot \alpha$$

$$\sum M = 0,1 \times 5,236$$

$$\sum M = 0,5236 \text{ (N.m)}$$

3.2.2.1.2 Momento de inercia generada por la carga a subir.

La carga a levantar por parte de los tornillos de potencia es la proporcionada por el subsistema de corte de cubos de poliuretano. Para levantar la carga se debe proveer a los tornillos el suficiente torque de subida para primero romper la fricción entre tuerca y tornillo y después elevar la carga existente. Este torque viene dado por la ecuación [3.69]:

$$T_s = \frac{F \cdot dm}{2} \times \frac{(\mu \cdot \pi \cdot dm + l)}{(\pi \cdot dm - \mu \cdot l)} \quad [3.69]$$

Donde:

Ts: Torque de subida

F: Peso de la estructura a subir.

dm: Diámetro medio del tornillo de potencia

μ : Coeficiente de rozamiento entre el material del tornillo y la tuerca.

l: Avance = Número de entradas del tornillo por el paso.

El peso total de la estructura de corte se da por la suma de los pesos de todos sus elementos, esto es 1070,15 N. Para el tornillo de potencia se asume un diámetro de 0,07 m, un paso de 0,006 m de una sola entrada. Estos valores serán recalculados más adelante. Con las medidas asumidas el diámetro medio es 0,067 m y el avance es 0,006 m.

El material del que se fabrica el tornillo es acero; por recomendaciones la tuerca se fabrica de bronce por lo tanto el coeficiente de rozamiento entre estos dos materiales es $\mu=0,08$.

Se reemplazan los datos en la ecuación [69] para obtener el torque de subida:

$$T_s = \frac{1070,15 \times 0,067}{2} \times \frac{(0,08 \times \pi \times 0,067 + 0,006)}{(\pi \times 0,067 - 0,08 \times 0,006)}$$

$$T_s = 3,892 \text{ (N.m)}$$

El torque total para mover los dos tornillos de potencia es de 7,7843 N.m. Se conoce el momento de inercia de los dos tornillos de potencia y el torque necesario para subir la estructura de corte, por lo tanto el torque total necesario para el motor es de:

$$T = 7,784 + 0,523$$

$$T = 8,307 \text{ (N.m)}$$

La potencia necesaria para el motor es:

$$P = \omega \times T \quad [3.70]$$

Donde:

P: Potencia (W).

ω : Velocidad angular (rad/s) = 10,472 (rad/s)

T: Torque (N.m) = 8,307 (N.m)

Se reemplaza valores en la ecuación [3.70] y se tiene:

$$P = 87(W)$$

Para seleccionar el motor reductor adecuado se debe tomar en cuenta el factor de servicio al que va a estar expuesto, para ello se realizan las siguientes consideraciones:

- El motor trabaja con carga uniforme.
- El tiempo máximo de funcionamiento del motor será de 8 h/día
- El número máximo de arranques por hora será igual a 80 arranques /hora.

De las consideraciones realizadas se obtiene que el factor de servicio¹⁹ es:

¹⁹ MOTOVARIO; Manual de utilización y de mantenimiento de los reductores y moto reductores de la serie H.

$sf= 1,5$.

Con el dato de potencia, torque y el factor de servicio se selecciona el motor reductor adecuado. Por disposición del gerente de CONDUIT DEL ECUADOR, se debe hacer uso de un motor reductor existente en bodega cuyas características se presentan a continuación:

Marca: MOTOVARIO

RPM entrada: 1400 rpm.

Potencia: 1,5 (kW), (2 Hp).

RPM salida: 96,55 rpm.

Torque: 142,43 (N.m).

Radio de reducción: 14,5

Aunque el motor reductor se encuentra sobredimensionado, esto representa un ahorro para la empresa ya que no se debe adquirir un motor reductor nuevo.

3.2.2.2 Diseño de tornillo de potencia.

Los tornillos de potencia son elementos preponderantes en este subsistema, ya que de ellos depende que la estructura de corte se desplace con normalidad. Dentro del diseño se analiza la resistencia estática y dinámica de los tornillos seguido del estudio sobre el pandeo generado por la carga excéntrica al instante de mayor esfuerzo.

Para el diseño de los tornillos de potencia se usa un acero AISI 1045 esto debido a que los tornillos no tendrán que elevar grandes cargas y considerando recomendaciones dadas en los catálogos de aceros. El elemento que se conjuga con los tornillos, la tuerca, se debe fabricar de bronce fosfórico o más conocido como bronce SAE 65, esto por recomendaciones dadas para aplicaciones como esta.

La figura 3.22 muestra el diagrama de cuerpo libre del tornillo de potencia.

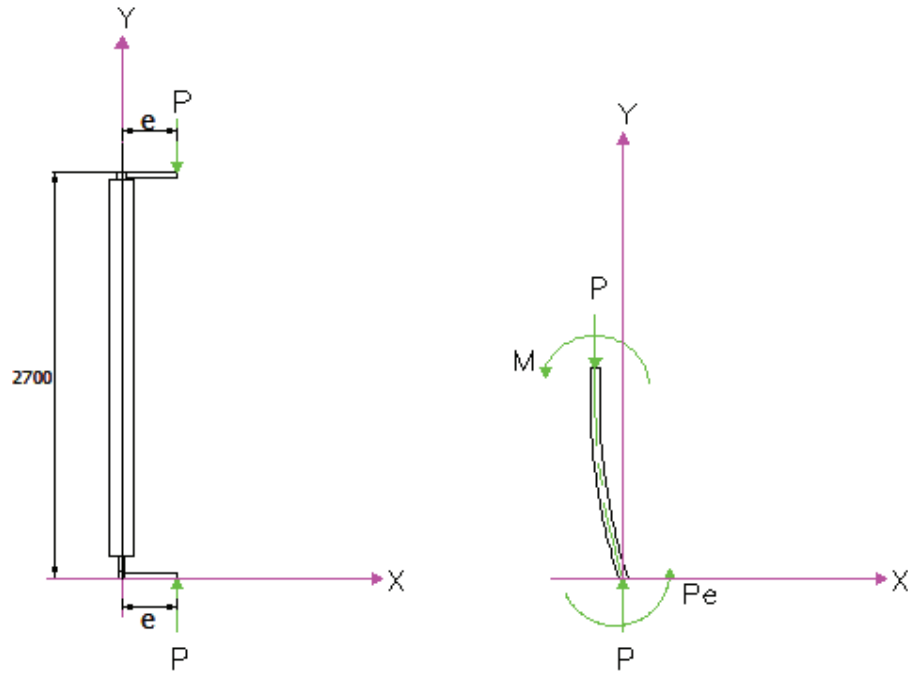


Figura 3.22 Diagrama de cuerpo libre del tornillo de potencia.

Fuente: Propia.

Para fabricar el tornillo de potencia se considera un diámetro de 70 mm, con un paso de 6 mm, rosca cuadrada de una sola entrada. A partir de estos datos se calculan los siguientes valores:

Diámetro medio:

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad [3.71]$$

Donde:

d: diámetro del tornillo (m) = 0,070(m).

p: Paso (m) = 0,006 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.71] y se tiene:

$$d_m = 0,067 \text{ (m)}$$

Diámetro menor:

$$d_r = d - p \quad [3.72]$$

Donde:

d: diámetro del tornillo (m) = 0,070(m).

p: Paso (m) = 0,006 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.72] y se tiene:

$$d_r = 0,064 (m)$$

Avance:

$$l = n \times p \quad [3.73]$$

Donde:

n: número de entradas = 1.

p: Paso (m) = 0,006 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.73] y se tiene:

$$l = 6 \text{ mm}$$

3.2.2.2.1 Cálculo del torque para subir la estructura metálica de las poleas.

Para subir la estructura metálica se requiere vencer el rozamiento en la rosca y levantar la carga, el torque de subida se calcula por la ecuación [3.69]:

$$T_s = \frac{F \cdot dm}{2} \times \frac{(\mu \cdot \pi \cdot dm + l)}{(\pi \cdot dm - \mu \cdot l)} \quad [3.69]$$

Donde:

Ts: Torque de subida

F: Peso de la estructura a subir.

dm: Diámetro medio del tornillo de potencia = 67 (mm).

μ : Coeficiente de rozamiento entre el material del tornillo y la tuerca = 0,08

l: Avance = Número de entradas del tornillo por el paso.

De la tabla 3.2 se sabe que la carga F a levantar es de 1 070,15 (N).

Se reemplazan los datos en la ecuación [69] para obtener el torque de subida:

$$T_s = \frac{1070,15 \times 0,067}{2} \times \frac{(0,08 \times \pi \times 0,067 + 0,006)}{(\pi \times 0,067 - 0,08 \times 0,006)}$$

$$T_s = 3,892 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

3.2.2.2.2 Cálculo del torque para bajar la estructura de corte.

Es el momento que se necesita para vencer parte de la fricción producida al bajar la carga.

$$T_b = \frac{F \cdot dm}{2} \times \frac{(\mu \cdot \pi \cdot dm - l)}{(\pi \cdot dm + \mu \cdot l)} \quad [3.74]$$

Donde:

Tb: Torque de bajada.

F: Peso de la estructura a bajar = 1070,15 (N).

dm: Diámetro medio del tornillo de potencia = 67 (mm).

μ : Coeficiente de rozamiento entre el material del tornillo y la tuerca = 0,08.

l: Avance = Número de entradas del tornillo por el paso = 6 (mm).

$$T_b = \frac{1070,15 \times 0,067}{2} \times \frac{(0,08 \times \pi \times 0,067 - 0,006)}{(\pi \times 0,067 + 0,08 \times 0,006)}$$

$$T_b = 1,835 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

3.2.2.2.3 Cálculo del Autobloqueo.

Se calcula para asegurarse de que el tornillo no gire sin ninguna acción externa.

Así pues la condición de autoasegurante es:

$$\mu \cdot \pi \cdot d_m > l \quad [3.75]$$

Donde:

$$\mu = 0,08$$

$$d_m = 67 \text{ (mm)}.$$

$$l = 6 \text{ (mm)}.$$

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.75] y se tiene que:

$$0,0168 > 0,006$$

Con esto se comprueba que el tornillo es autobloqueante.

3.2.2.2.4 Eficiencia de los tornillos.

La expresión de la eficiencia para evaluar los tornillos de potencia se obtiene como la relación del torque ideal (sin rozamiento) y el torque real:

$$e = \frac{T_o}{T} \quad [3.76]$$

Donde:

e: Eficiencia.

To: Torque ideal.

T: Torque real o torque de subida = 3,892 (N.m).

El torque ideal se da por:

$$T_o = \frac{F \cdot l}{2\pi} \quad [3.77]$$

De donde:

F: Peso de la estructura = 1070,15 (N).

l: Avance = 6 (mm).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.77] y se tiene que:

$$T_o = 1,022 (N.m)$$

Se conoce el torque real que es igual al torque de subida y hallado el torque ideal se puede remplazar los datos en la ecuación [3.76] para obtener:

$$e = \frac{1,022}{3,892}$$

$$e = 0,263$$

3.2.2.2.5 Diseño Estático.

Para el diseño estático de los tornillos de potencia se consideran los esfuerzos de corte y compresión.

3.2.2.2.5.1 Diseño a Corte.

Para el diseño a corte de la rosca en los tornillos de potencia se considera el esfuerzo cortante medio representado por la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{2.F}{\pi.d_r.h} \quad [3.78]$$

Donde:

τ : Esfuerzo de corte (N/m^2).

F: Peso de la estructura (N) = 1070,15(N).

d_r : Diámetro menor del tornillo de potencia (m) = 0,064 (m)

h: Altura de la tuerca (m).

Se considera que la altura de la tuerca a fabricar sea de 0,090 (m).

Se reemplaza los datos en la ecuación [3.78] y se tiene que el esfuerzo de corte es:

$$\tau = 118\,277,543 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El factor de diseño para el esfuerzo de corte se da por la ecuación [3.79]:

$$n = \frac{Ssy}{\tau_{xy}} = \frac{0,577 \times Ssy}{\tau_{xy}} \quad [3.79]$$

Donde:

Sy: Esfuerzo de fluencia (N/m^2) = 340×10^6 (N/m^2).

τ_{xy} : Esfuerzo de corte (N/m^2) = 118 277,543 (N/m^2).

Por lo tanto el factor de seguridad para corte es:

$$n = \frac{0,577 \times 340 \times 10^6}{118\,277,543}$$

$$n = 1\,658,6$$

3.2.2.2.5.2 Diseño a Compresión.

Para el diseño a corte de la rosca en los tornillos de potencia se considera el esfuerzo a compresión medio representado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{(-)} = \frac{F}{A} = \frac{4.p.F}{\pi.(d^2 - d_r^2).h} \quad [3.80]$$

Donde:

$\sigma_{(-)}$: Esfuerzo a compresión medio (N/m^2).

p: Paso del tornillo = 0,006(m).

F: Peso de la estructura = 1070,15 (N).

d: diámetro del tornillo (m) = 0,070 (m)

dr: Diámetro menor (m) = 0,064 (m).

h: Altura de la tuerca (m) = 0,090 (m).

Se reemplazan los valores en la ecuación [3.80] y se tiene que:

$$\sigma_{(-)} = 112\,981,533 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

El factor de diseño para el esfuerzo de compresión se da por la ecuación [3.81]:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x} \quad [3.81]$$

Donde:

S_y : Esfuerzo de fluencia (N/m^2) = 340×10^6 (N/m^2)

σ_x : Esfuerzo de compresión (N/m^2) = $112\,981,533$ (N/m^2).

Por lo tanto el factor de seguridad para compresión es:

$$n = \frac{340 \times 10^6}{112\,981,533}$$

$$n = 3\,009,3$$

Los factores de seguridad para el diseño estático son considerablemente altos lo que indica que los tornillos de potencia se encuentran sobredimensionados.

3.2.2.2.5.3 Diseño a Pandeo.

Dado que la estructura se encuentra a una distancia “e” del tornillo de potencia, esto se considera como una carga excéntrica, para lo cual se debe calcular el factor de seguridad para evitar que el tornillo falle por pandeo.

En el diagrama de cuerpo libre de la figura 3.22 se observan las cargas y momentos que se generan en el tornillo. Para calcular la carga unitaria crítica se tiene que.

$$\frac{P}{A} = \frac{S_{yc}}{1 + \left(\frac{ec}{k^2}\right) \sec\left(\frac{l_{ef}}{k} \sqrt{\frac{P}{4EA}}\right)} \quad [3.82]$$

Donde:

P: carga unitaria crítica (N).

A: área transversal del tornillo (m^2).

Syc: Esfuerzo de fluencia a compresión (N/m^2).

e: excentricidad (m).

c: distancia del eje neutro a los elementos externos (m).

k: radio de giro (m).

lef: Longitud efectiva (m).

E: Modulo de elasticidad (MPa).

El área transversal del tornillo es igual a $0,0032 m^2$, el esfuerzo de fluencia a compresión para el acero AISI 1045 es $340 \times 10^6 N/m^2$, la excentricidad es 20 mm y se considera la distancia del centro del tornillo de potencia al centro de gravedad donde se concentro el peso de la estructura de corte con la ayuda del programa Inventor 2009.

La variable C representa la mitad del diámetro menor del tornillo de potencia:

$$c = \frac{dr}{2} \quad [3.83]$$

$$c = 3,2 (mm)$$

El radio de giro se da por la ecuación [3.84]:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [3.84]$$

Donde:

I: Momento de inercia (m^4).

A: Área transversal del tornillo (m^2) = $0,0032 (m^2)$.

El momento de inercia se calcula mediante la ecuación [3.85]:

$$I = \frac{\pi dr^4}{64} \quad [3.85]$$

Se conoce que dr es igual a 64 mm, por lo tanto la inercia es:

$$I = 8,2355 \times 10^{-7} (m^4)$$

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación [3.84] y se tiene que:

$$k = 0,016 (m)$$

La longitud efectiva l_{ef} depende de las condiciones de los terminales, para el presente caso se tiene articulados los dos extremos del tornillo, por lo que la longitud efectiva $l_{ef} = l = 2,7$ m.

Se conocen los datos necesarios para calcular la carga unitaria crítica P , aplicando la ecuación [3.82] se tiene que:

$$\frac{P}{0,0032} = \frac{340 \times 10^6}{1 + \left(\frac{0,2 \times 0,032}{0,016^2}\right) \sec\left(\frac{2,7}{0,016} \sqrt{\frac{P}{4 \times 206,8 \times 10^9 \times 0,0032}}\right)}$$

$$312,5P = \frac{340 \times 10^6}{1 + (25)\sec(0,0033\sqrt{P})}$$

Para resolver la ecuación se utiliza un método iterativo, que consiste en asignar valores a la carga unitaria crítica P ubicada a cada lado de la ecuación con la finalidad de reemplazando este valor en dicha variable poder obtener el mismo resultado a cada lado y así conocer dicha carga. La tabla 3.3 muestra los resultados de dicho análisis.

Tabla 3.2 Cálculo de la carga unitaria crítica P.

P(N)	Resultado Izquierda	Resultado derecha
50 000,0	15 625 000,0	9 773 146,9
40 000,0	12 500 000,0	10 414 790,2
35 000,0	10 937 500,0	10 739 193,6
34 000,0	10 625 000,0	10 804 360,9
34 500,0	10 781 250,0	10 771 765,3
34 495,0	10 779 687,5	10 772 091,1
34 480,0	10 775 000,0	10 773 068,6
34 478,0	10 774 375,0	10 773 198,9
34 477,0	10 774 062,5	10 773 264,2
34 476,0	10 773 750,0	10 773 329,3
34 475,5	10 773 593,8	10 773 361,9
34 475,3	10 773 531,3	10 773 374,9
34 475,0	10 773 437,5	10 773 394,5
34 474,9	10 773 406,3	10 773 401,0

Fuente: Propia.

La carga unitaria crítica es aproximadamente 34 474,900 N.

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{P_{cr}}{P} \quad [3.86]$$

Donde:

$P_{cr} = 34\,474,90$ (N).

$P = 1\,070,15$ (N).

Por lo tanto reemplazando valores en [3.86] se tiene que:

$$n = 32,21$$

La deflexión que se produce por la carga P se calcula con la siguiente ecuación:

$$y = e \left[\sec \left(\frac{l}{2} \sqrt{\frac{P}{EI}} \right) - 1 \right] \quad [3.87]$$

Donde:

e: excentricidad (m) = 0,2 (m).

l: longitud efectiva (m) = 2,7 (m).

P: Peso de la estructura (N) = 1 070,15 (N).

E: modulo de elasticidad (N/m²) = 206,8x10⁹ (N/m²).

I: Momento de inercia (m⁴) = 8,2355x10⁻⁷ (m⁴).

Se reemplaza en la ecuación [3.87] y se tiene que:

$$y = 3,488 \times 10^{-7} \text{ (m)}$$

$$y = 0,349 \text{ (mm)}$$

El pandeo que se produce no tiene mayor repercusión en el funcionamiento del tornillo de potencia.

3.2.2.3 Diseño de la tuerca.

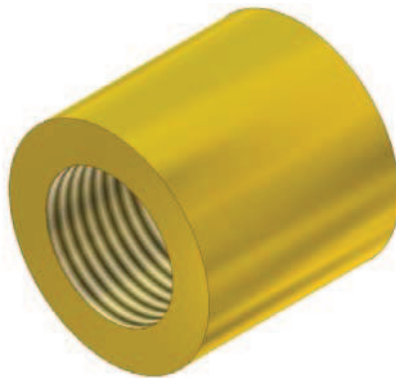


Figura 3.23 Esquema de tuerca.

Fuente: Propia.

Para el diseño de la tuerca se debe considerar que el material posee una menor resistencia que el del tornillo, con el objetivo de que tenga mayor desgaste la tuerca que el tornillo y sea la tuerca la que se reemplace. El material seleccionado

para la tuerca es el bronce fosfórico o bronce SAE 65 recomendado para este tipo de aplicaciones.

Las tuercas poseen las siguientes dimensiones:

d: diámetro (m) = 0,070 (m)

p: paso (mm) = 6 mm

h: altura (m) = 0,090 m

dr: diámetro menor (mm) = 64 mm

3.2.2.3.1 Diseño Estático

Para el diseño estático de los tornillos de potencia se consideran los esfuerzos de corte y compresión.

3.2.2.3.1.1 Diseño a Corte.

Para el diseño a corte de la rosca de las tuercas se considera el esfuerzo cortante medio representado por la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{2F}{\pi d.h} \quad [3.88]$$

Donde:

τ : Esfuerzo de corte (N/m^2).

F: Peso de la estructura (N) = 1 070,15 (N).

d: Diámetro de la tuerca (m) = 0,070 (m).

h: Altura de la tuerca (m) = 0,090 (m).

Se reemplaza los datos en la ecuación [3.88] y se tiene que:

$$\tau = 108139,47 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El factor de diseño para el esfuerzo de corte se da por la ecuación [3.89]:

$$n = \frac{Ssy}{\tau} = \frac{0,577 \times S_y}{\tau} \quad [3.89]$$

Donde:

S_y : Esfuerzo de fluencia (N/m^2) = 200×10^6 (N/m^2).

τ : Esfuerzo de corte (N/m^2) = 108 139,47 (N/m^2).

Por lo tanto el factor de seguridad para corte es:

$$n = \frac{0,577 \times 200 \times 10^6}{108\,139,47}$$

$$n = 1\,067,14$$

3.2.2.3.1.2 Diseño a Compresión.

Para el diseño a compresión de la rosca en las tuercas se considera el esfuerzo a compresión medio representado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{(-)} = \frac{F}{A} = \frac{4.p.F}{\pi.(d^2 - d_r^2).h} \quad [3.90]$$

Donde:

$\sigma_{(-)}$: Esfuerzo a compresión medio (N/m^2).

p : Paso del tornillo = 0,006(m).

F : Peso de la estructura = 1070,15 (N).

d : diámetro del tornillo (m) = 0,070 (m)

d_r : Diámetro menor (m) = 0,064 (m).

h : Altura de la tuerca (m) = 0,090 (m).

Se reemplazan los valores en la ecuación [3.80] y se tiene que:

$$\sigma_{(-)} = 112\,981,533 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

El factor de diseño para el esfuerzo de compresión se da por la ecuación [3.91]:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x} \quad [3.91]$$

Donde:

S_y : Esfuerzo de fluencia (N/m^2) = 200×10^6 (N/m^2)

σ_x : Esfuerzo de compresión (N/m^2) = 112 981,533 (N/m^2).

Por lo tanto el factor de seguridad para compresión es:

$$n = \frac{200 \times 10^6}{112\,981,533}$$

$$n = 1770,2$$

Los factores de seguridad para el diseño estático son considerablemente altos esto indica que la tuerca se encuentra sobredimensionada.

3.2.2.4 Selección de rodamiento inferior para tornillo de potencia.

Un rodamiento se selecciona principalmente por el factor de carga, el mismo que se compara con la carga neta a resistir en su lugar de trabajo. El rodamiento a seleccionar se debe ubicar en la parte inferior del tornillo de potencia y tiene que soportar el peso del tornillo y el de la estructura de corte.

La carga que actúa sobre este rodamiento es axial, por lo cual se selecciona un rodamiento de rodillos cilíndricos, los cuales soportan esta clase de fuerzas, en la figura 3.24 se presenta un esquema del rodamiento a seleccionar.

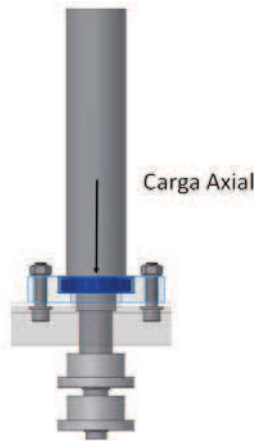


Figura 3.24 Carga aplicada en el rodamiento.

Fuente: Propia.

El tornillo se asienta sobre el rodamiento, debido a que el tornillo de potencia trabaja a baja velocidad, a más de que permanece la mayor parte del tiempo estático bajo carga, se elige el método de carga estática como el más adecuado para seleccionar el rodamiento.

Se procede a calcular la fuerza radial con la que actúa el rodamiento usando la ecuación [3.92].

$$F_r = \text{Peso}_{\text{tornillo}} + \text{Peso}_{\text{estructura de corte.}} \quad [3.92]$$

Donde:

Fr: Fuerza radial (N).

Peso Tornillo: 815,70 (N).

Peso Subsistema de corte: 1 070,15 (N).

Con los datos presentados se reemplaza en la ecuación [3.92] y se tiene que:

$$F_r = 1\,885,85 \text{ (N)}$$

El manual SKF establece para los rodamientos de rodillos cilíndricos cargados estáticamente que la fuerza radial es igual a la carga estática equivalente; por lo tanto:

$$P_o = F_r = 1\,885,85 \text{ (N)}$$

Conocido que la carga estática equivalente es 1 885,85 N, y que el diámetro interno del rodamiento es de 50 mm, se procede a seleccionar el rodamiento de rodillos cilíndricos²⁰.

El rodamiento presenta la información que se muestra en la tabla 3.4.

Tabla3.3 Información sobre el rodamiento seleccionado.

Diámetro (mm)	Carga Estática (N)	Designación
50	27500	NJ 210

Fuente: SKF; Catálogo general de rodamientos; 2007.

Ahora se determina el factor de seguridad estático para éste rodamiento, para ello se utiliza la ecuación [3.83] del catalogo SKF:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \quad [3.93]$$

Donde:

So: Factor de seguridad estático.

Co: Capacidad de carga estática (N) = 27500 (N).

Po: Carga estática equivalente (N) = 1 885,85 (N).

Se reemplaza en la ecuación [3.83] y se tiene que:

$$S_o = 14,58$$

²⁰ SKF; Catálogo general de rodamientos; 2007.

SKF sugiere factores de seguridad, para el caso de rodamientos de rodillos cilíndricos recomienda un factor igual o mayor a 2; por lo tanto el rodamiento seleccionado es apropiado para esta aplicación.

3.2.2.5 Selección de la cadena y catalina.

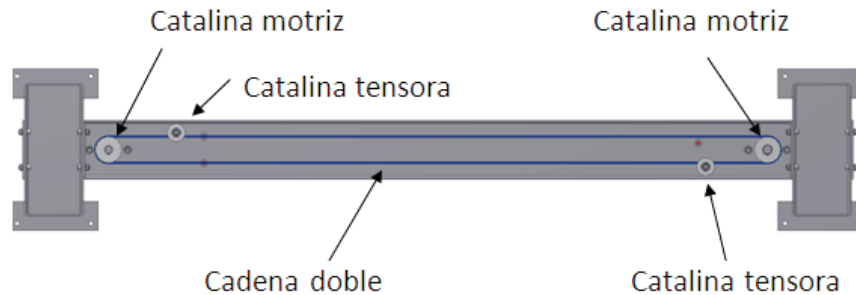


Figura 3.25 Sistema Cadena-Catalina.

Fuente: Propia.

La cadena y catalina son los encargados de transmitir el movimiento desde el motor reductor a los tornillos de potencia, se seleccionó esta transmisión por su capacidad para impulsar cierto número de ejes desde un solo motor y por su relación de velocidad constante.

Para la selección de la cadena y catalina se inicia de los datos del motor reductor, los cuales se indican a continuación:

Potencia: 0,087 (kW) (0,12 Hp).

RPM salida: 96,55 rpm.

La potencia del motor reductor se ve afectada por un factor de servicio K_s que considera las variaciones en las máquinas impulsora e impulsada, de esta manera la potencia a utilizar para el diseño es de:

$$P^* = k_s \cdot P \quad [3.94]$$

Donde:

P^* : Potencia de diseño (Hp).

K_s : Factor de servicio = 1,3. [Shigley, 2002 tabla 17-4].

P : Potencia considerada para el motor reductor = 0,12 Hp.

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.94] y se tiene que:

$$P^* = 0,16 \text{ (Hp)}$$

Se utiliza una cadena del tipo de cordones múltiples, es el caso de una cadena doble N 40, $P^* = 0,69$ Hp. Para tener en cuenta las condiciones de operación, la potencia de la cadena doble se modifica por dos factores y se obtiene el valor corregido para una cadena:

$$P'' = k_1 \cdot k_2 \cdot P^* \quad [3.95]$$

Donde:

P'' : Potencia corregida (Hp).

K_1 : Factor de corrección por dientes.

K_2 : Factor de cordones múltiples.

El piñón impulsor recomendado debe tener un número impar de dientes de 19 o 21 para dar una mejor esperanza de vida ocasionando menor ruido. Se selecciona el piñón con 19 dientes para esta aplicación.

El factor de corrección por diente²¹ para 19 dientes es de:

$$K_1 = 1,11$$

Se utiliza una cadena de dos cordones por lo que el factor de cordones múltiples es:

$$K_2 = 1,7$$

Se reemplazan estos factores en la ecuación [3.95] y se tiene que:

²¹ SHIGLEY J; 2005; Diseño en ingeniería mecánica; 6ta edición; pp.

$$P'' = 1,3 (Hp)$$

La cual es satisfactoria y se designa como cadena 40-2. El paso para la cadena es de $\frac{1}{2}$ " x $\frac{5}{16}$ ". El diámetro de paso de la catalina y del piñón se determina mediante la siguiente ecuación:

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad [3.96]$$

Donde:

D: Diámetro de paso de la rueda (m).

p: Paso de la rueda (m) = 0,0127 (m).

N: número de dientes de la rueda dentada = 19.

Se reemplazan los valores en la ecuación [86] y se tiene que:

$$D = 0,077(m)$$

Se utiliza una distancia entre centro de 2,240 (m) en la ecuación [3.87], la longitud requerida de cadena de dos cordones expresada en pasos es:

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \cdot (C/p)} \quad [3.97]$$

Donde:

L = Longitud de cadena

P = Paso de la cadena = 0,0127(m).

C = Distancia entre centros = 2,240 (m).

N_1 = Número de dientes en la rueda menor = 19

N_2 = Número de dientes en la rueda mayor = 19.

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.97] y se tiene que:

$$\frac{L}{p} = 371,76 \text{ pasos}$$

Las características y dimensiones de la cadena y la catalina seleccionada se encuentran en el Anexo III, a continuación en la tabla 3.5 se muestran sus principales características.

Tabla 3.4 Especificaciones Cadena-Catalina.

ESPECIFICACIONES CADENA-CATALINA	
Número cadena ANSI	40
Paso (pulg)	$\frac{1}{2}'' \times \frac{5}{16}''$
Número de dientes piñón	19
Número de dientes catalina	19
Diámetro (mm)	89,7

Fuente: Propia.

3.2.2.6 Diseño de pernos del porta tuerca.

Los pernos del porta tuerca permiten transmitir el movimiento vertical que se genera en el tornillo de potencia, a fin de desplazar la estructura de corte. En la figura 3.26 se muestra la ubicación de los pernos en el porta tuerca.

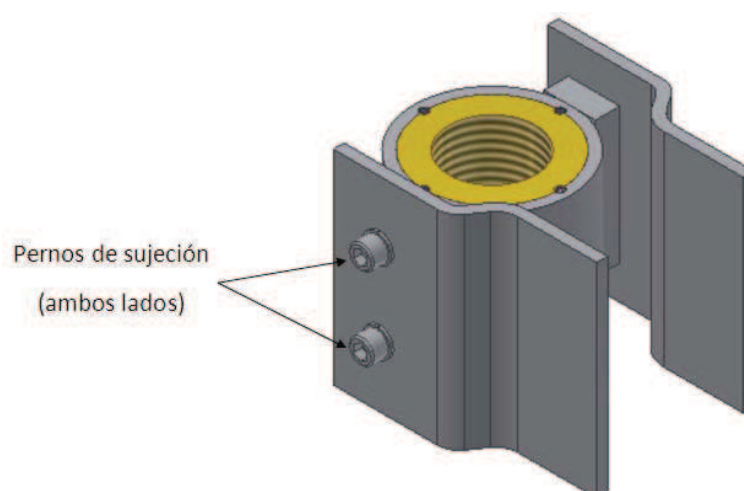


Figura 3.26 Ubicación de pernos en porta tuercas.

Fuente: Propia.

Como se observa en la figura 3.26, existen 4 pernos que unen el porta tuercas con la placa, por lo que se diseñan los pernos dividiendo la carga para dos según el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 3.27.

Los pernos a dimensionar se encuentran sometidos a cargas cortantes y momentos flexionantes, como se indica en el diagrama de cuerpo libre, a continuación.

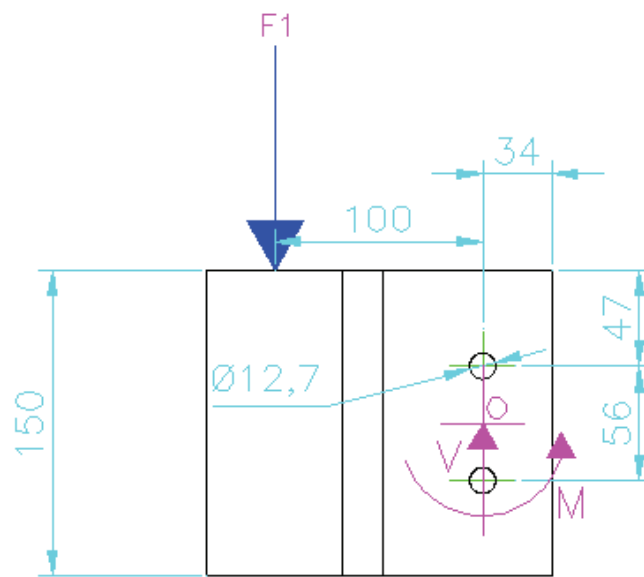


Figura 3.27 Diagrama de cuerpo libre de los pernos en la estructura. Longitudes en mm.

Fuente: Propia.

La fuerza \$F_1\$ que se muestra en la figura 3.27 es la cuarta parte del peso de la estructura de corte, ya que existen dos guías y en cada una hay dos placas donde se ejerce la fuerza; el punto \$O\$ es el centroide del grupo de pernos, que se determina por simetría, la reacción del cortante \$V\$ pasa por \$O\$ y las reacciones del momento \$M\$ son respecto a \$O\$. Estas reacciones están dadas por:

$$M = Fxd \quad [3.98]$$

Donde:

\$M\$: Momento flector (N.m)

F: 1/4 del peso de la estructura del subsistema de corte (N) = 267,538 (N).
 d: Distancia de la fuerza a los pernos (m) = 0,1 (m).

Se reemplazan los valores en la ecuación [3.98] y se tiene que.

$$M = 26,754 (N)$$

La reacción del cortante V es:

$$V = F = 267,537 (N)$$

La distancia entre el centro de cada perno y el centroide es de 0,028 m. Los pernos que soportan la carga V son 2, por lo tanto la carga primaria por perno corresponde a:

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{267,537}{2} = 133,769 (N)$$

Como las fuerzas cortantes secundarias son iguales se usa la siguiente ecuación:

$$F'' = \frac{M}{2r} \quad [3.99]$$

Donde:

F'': Fuerza cortante secundaria (N).

M: Momento Flector (N.m) = 26,754 (N.m).

r: Distancia del centroide a cada perno (m) = 0,028 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.99] y se tiene que:

$$F'' = 477,75 (N)$$

Las fuerzas cortantes primarias y secundarias se grafican en la figura 3.28 a continuación

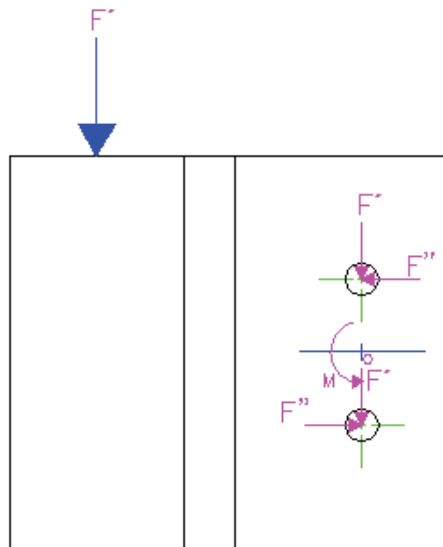


Figura 3.28 Diagrama de distribución de las fuerzas en los pernos de la estructura.

Fuente: Propia.

Los sujetadores están sometidos a corte directo, aplastamiento y flexión, por lo que se usa las teorías individuales para esfuerzos puros.

3.2.2.6.1 Corte Puro

Se emplea un perno M12 clase 8.8; con las siguientes propiedades mecánicas²²:

Resistencia mínima de prueba: $S_p = 600$ (MPa).

Esfuerzo de fluencia: $S_y = 660$ (MPa).

Esfuerzo de rotura: $S_{ut} = 830$ (MPa).

El esfuerzo cortante esta dado por:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} = \frac{4.F'}{\pi.d^2} \quad [3.100]$$

²² SHIGLEY, J; 2005; Diseño en ingeniería mecánica; 6ta edición; pag. 477.

Donde:

τ_{xy} : Esfuerzo a corte (N/m^2).

F' : Fuerza cortante (N) = 133,769 (N).

d: Diámetro del perno (m) = 0,012 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.100] y se tiene que:

$$\tau_{xy} = 1,183 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

El factor de seguridad es el siguiente:

$$n = \frac{0,577 \cdot S_y}{\tau_{xy}}$$

$$n = \frac{0,577 \times 660 \times 10^6}{1,183 \times 10^6}$$

$$n = 322$$

3.2.2.6.2 Aplastamiento.

El esfuerzo por aplastamiento esta dado por:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{F'}{t \cdot d} \quad [3.101]$$

Donde:

σ_x : Esfuerzo por aplastamiento (N/m^2).

F' : Fuerza (N) = 133,769 (N).

t: espesor de la placa más pequeña (m) = 0,006 (m).

d: Diámetro del perno (m) = 0,012 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.101] y se tiene que:

$$\sigma_x = 1,858 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

El factor de seguridad es el siguiente:

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

$$n = \frac{660 \times 10^6}{1,858 \times 10^6}$$

$$n = 355,24$$

3.2.2.6.3 Flexión.

El esfuerzo por flexión esta dado por:

$$\sigma_x = \frac{M.c}{I} = \frac{32.F.t}{\pi.d^3} \quad [3.102]$$

Donde:

σ_x : Esfuerzo por flexión (N/m²).

M: Momento (N.m) = F.t.

F': Fuerza (N) = 133,769 (N).

t: Longitud del perno atornillado (m) = 0,023 (m).

I: Momento de inercia: $I = \frac{\pi.d^4}{64}$

$$c = \frac{d}{2}$$

Donde:

d: Diámetro del perno (m) = 0,012 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.102] y se tiene que:

$$\sigma_x = 18,136 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El factor de seguridad es el siguiente:

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

$$n = \frac{660 \times 10^6}{18,136 \times 10^6}$$

$$n = 36,39$$

Los factores de seguridad son elevados pero con esto se asegura que el perno no falla por cualquier imprevisto.

3.2.2.7 Diseño de la soldadura entre placa y canal de guía.

La soldadura a diseñar se utiliza para ensamblar la placa doblada de unión del nervio y el canal C de la estructura metálica guía que sube y baja la estructura metálica del subsistema de corte.

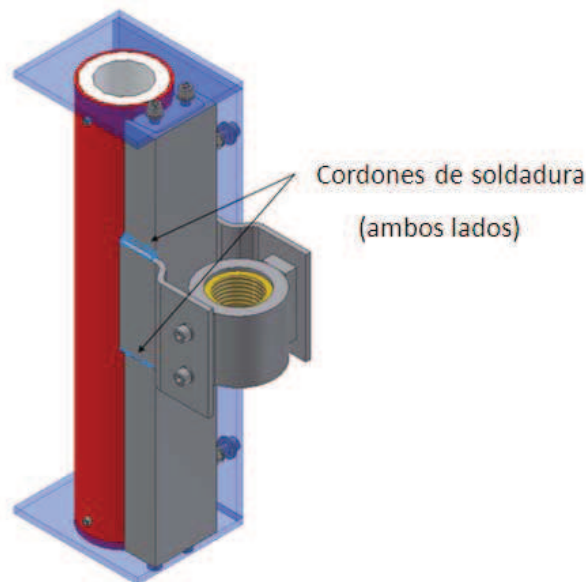


Figura 3.29 Diagrama de ubicación de la soldadura.

Fuente: Propia.

La figura 3.29 muestra las placas que une al porta tuerca con el canal de la guía del tornillo de potencia, en este caso se debe diseñar la soldadura para lo cual se

utiliza el diagrama de cuerpo libre de la figura 3.30. Las reacciones en la soldadura consisten en una fuerza cortante y un momento.

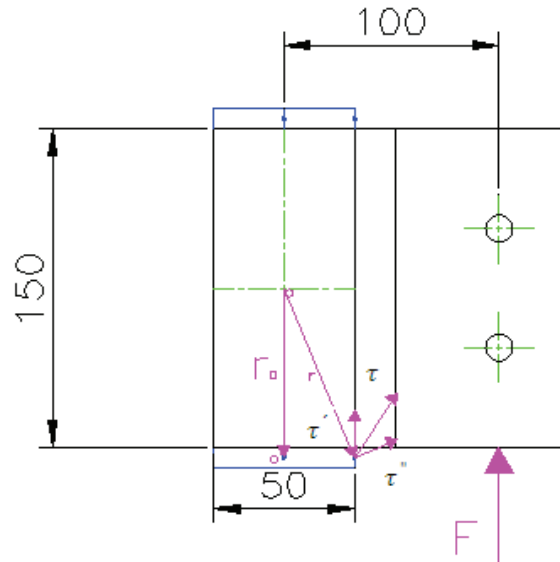


Figura 3.30 Diagrama de cuerpo libre de soldaduras.

Fuente: Propia.

La fuerza F que se muestra en la figura 3.30 es la cuarta parte del peso de la estructura del subsistema de corte, ya que existen 4 caras soldadas en el conjunto. Para la soldadura se utiliza el electrodo AGA E6011 con las siguientes propiedades [Shigley, 2005]:

$S_{ut} = 60$ (Kpsi) (428 MPa).

$S_y = 50$ (Kpsi) (345 MPa).

La fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [3.103]$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante Primario (N/m^2).

V: Fuerza cortante (N) = 267,537 (N).

A: Área de la garganta de todas las soldaduras (m^2).

El área de la garganta de la soldadura viene dado por la siguiente ecuación:

$$A = 1,414. h. d \quad [3.104]$$

Donde:

A: Área de la garganta (m^2)

h: tamaño del cateto (m) = 0,004 (m).

d: Longitud de la soldadura (m) = 0,050 (m).

Se reemplazan los valores en la ecuación [3.104] y se tiene que:

$$A = 2,828 \times 10^{-4}(m^2)$$

Se conoce el área de la garganta, ahora se puede calcular el esfuerzo cortante reemplazando los datos en la ecuación [3.103] y se tiene que:

$$\tau' = 946\,029 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El momento en el soporte produce un cortante secundario, dicho esfuerzo esta dado por:

$$\tau'' = \frac{M.r}{J} \quad [3.105]$$

Donde:

τ'' : Esfuerzo cortante secundario (N/m^2).

M: Momento (N.m) = 26,754 (N.m).

r: Distancia del centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés (m) = 0,0791 (m).

J: Segundo momento polar de inercia del área del grupo de soldaduras respecto al centroide del grupo (m^4).

Para calcular el segundo momento polar de inercia se utiliza la siguiente ecuación:

$$J = 0,707 \cdot h \cdot J_u \quad [3.106]$$

Donde:

h: tamaño del cateto (m) = 0,004 (m).

Ju: Segundo momento polar de inercia del área unitaria (m³).

Ju viene dado por:

$$J_u = \frac{d \cdot (3 \cdot b^2 + d^2)}{6} \quad [3.107]$$

Donde:

d: longitud de la soldadura (m) = 0,05 (m).

b: Distancia de separación entre soldaduras (m) = 0,15 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.97] y se tiene que:

$$J_u = 5,833 \times 10^{-4} (m^3)$$

Con el dato de Ju se reemplaza en la ecuación [3.96] y se tiene que:

$$J = 1,65 \times 10^{-6} (m^4)$$

Ahora que se conoce el segundo momento polar de inercia se puede calcular el segundo esfuerzo cortante secundario [3.105] y se tiene que:

$$\tau'' = 1,283 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Se combinan los dos esfuerzos cortantes y se tiene que:

$$\tau = 1,594 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Para evaluar la soldadura se utiliza el método del código de soldadura donde, en carga estática el esfuerzo cortante permisible se compara con el esfuerzo cortante existente. Si $\zeta < \zeta_{perm}$ la unión se considera satisfactoria respecto a la resistencia de la soldadura.

Según el código para calcular estos esfuerzos permisibles para soldaduras a filete con carga cortante se tiene que el esfuerzo permisible es:

$$\tau_{perm} = 0,30S_{ut} \quad [3.108]$$

Donde:

$S_{ut} = 60$ (Kpsi) (428 MPa).

Se reemplaza el dato en la ecuación [3.98] y se tiene que:

$$\tau_{perm} = 1,284 \times 10^8 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Por lo tanto:

$$\zeta < \zeta_{perm}$$

$$1,594 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right) < 1,284 \times 10^8 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

La unión se considera satisfactoria respecto a la resistencia de la soldadura.

3.2.2.8 Diseño de la soldadura entre placa de guía y placa de estructura de corte.

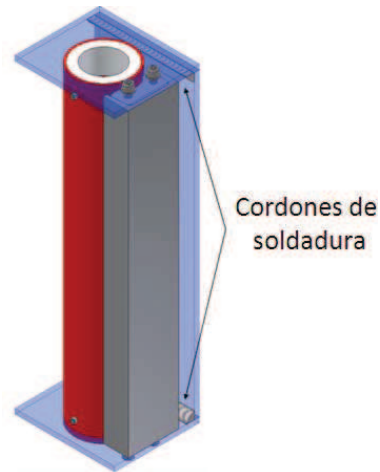


Figura 3.31 Diagrama de ubicación de la soldadura a corte.

Fuente: Propia.

La soldadura a dimensionar funciona a corte y se ubica como se muestra en la figura 3.32 a continuación

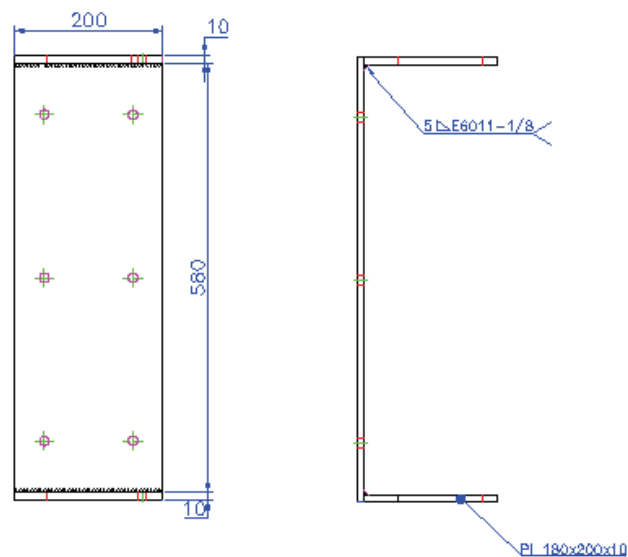


Figura 3.32 Dimensiones de la soldadura a corte.

Fuente: Propia.

La figura 3.33 muestra las dos placas paralelas soldadas a una placa columna mediante dos soldaduras de filete. Las reacciones en la soldadura consisten en una fuerza cortante como se muestra en el diagrama de cuerpo libre.

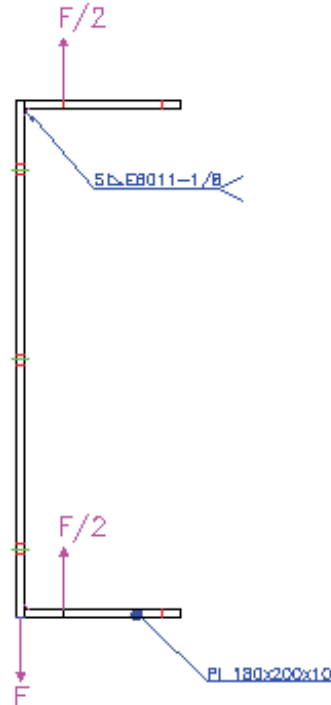


Figura 3.33 Diagrama de cuerpo libre de la soldadura.

Fuente: Propia.

La fuerza F que se muestra en la figura 3.33 representa la mitad del peso de la estructura de corte, esta fuerza produce un esfuerzo de corte; el método a utilizar es un modelo simple y conservador verificado mediante ensayos que presenta la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{1,414.F}{h.l} \quad [3.109]$$

Donde:

ζ : Esfuerzo de corte (N/m^2).

F : Fuerza de corte = 535,075 (N).

h : Longitud del cateto (m) = 0,005 (m).

l : Longitud total de la soldadura (m) = 0,200 (m).

Se reemplazan los valores en la ecuación [3.109] y se tiene que:

$$\tau = 756\,596,05 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Para evaluar la soldadura se utiliza el método del código de soldadura donde, en carga estática el esfuerzo cortante permisible se compara con el esfuerzo cortante existente. Si $\zeta < \zeta_{perm}$ la unión se considera satisfactoria respecto a la resistencia de la soldadura.

Según el código para calcular estos esfuerzos permisibles para soldaduras a filete con carga cortante se usa la ecuación [3.108]:

$$\tau_{perm} = 0,30S_{ut} \quad [3.110]$$

Donde:

$S_{ut} = 60$ Kpsi (428 MPa).

Se reemplaza el dato en la ecuación [3.98] y se tiene que:

$$\tau_{perm} = 1,284 \times 10^8 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Por lo tanto:

$$\zeta < \zeta_{perm}$$

$$0,7565 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right) < 1,284 \times 10^8 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

La unión se considera satisfactoria respecto a la resistencia de la soldadura.

3.2.2.9 Diseño de los pernos de unión entre guía y estructura de corte.

Estos pernos unen la estructura de corte y la guía de los tornillos de potencia; esta unión permite transmitir el movimiento a fin de trasladar verticalmente la estructura de corte. Los pernos a utilizar son de acero grado 8.8.

En la figura 3.34 se muestra la ubicación de los pernos en la estructura de corte.

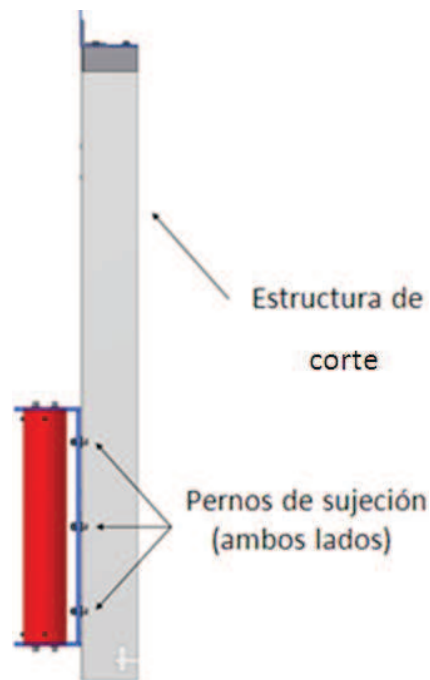


Figura 3.34 Diagrama de ubicación de los pernos.

Fuente: Propia.

Existen dos guías por lo que cada una de ellas soporta el peso de la mitad de la estructura de corte. En cada guía existen 6 pernos sometidos a corte directo, aplastamiento y flexión como se muestra en la figura 3.35.

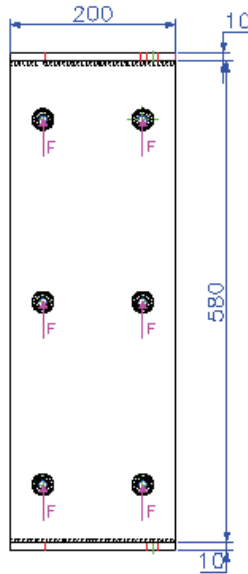


Figura 3.35 Diagrama de cuerpo libre de pernos.

Fuente: Propia.

La fuerza V que actúa sobre los pernos es:

$$V = \frac{\text{Peso Estructura}}{2} = 535,075 \text{ (N)}$$

La carga por perno es:

$$F = \frac{V}{n} = \frac{535,075}{6} = 89,179 \text{ (N)}$$

3.2.2.9.1 Corte Puro

Se trabaja con un perno M12 clase 8.8; con las siguientes propiedades mecánicas²³:

Resistencia mínima de prueba: $S_p = 600 \text{ MPa}$.

Esfuerzo de fluencia: $S_y = 660 \text{ MPa}$.

Esfuerzo de rotura: $S_{ut} = 830 \text{ MPa}$.

²³ Shigley J; 2005; Diseño en ingeniería mecánica; 6ta edición; pag. 477.

El esfuerzo cortante esta dado por la ecuación [3.111]:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} = \frac{4.F'}{\pi.d^2} \quad [3.111]$$

Donde:

τ_{xy} : Esfuerzo a corte (N/m²).

F: Fuerza cortante (N) = 89,179 (N).

d: Diámetro del perno (m) = 0,012 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.90] y se tiene que:

$$\tau_{xy} = 788\,515,48 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El factor de seguridad es el siguiente:

$$n = \frac{0,577.Sy}{\tau_{xy}}$$

$$n = \frac{0,577 \times 660 \times 10^6}{788\,515,48}$$

$$n = 483$$

3.2.2.9.2 Aplastamiento.

El esfuerzo por aplastamiento esta dado por la ecuación [3.112]:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{F'}{t.d} \quad [3.112]$$

Donde:

σ_x : Esfuerzo por aplastamiento (N/m²).

F': Fuerza (N) = 89,179 (N).

t: espesor de la placa más pequeña (m) = 0,003 m.

d: Diámetro del perno (m) = 0,012 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.91] y se tiene que:

$$\sigma_x = 2,477 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El factor de seguridad es el siguiente:

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

$$n = \frac{660 \times 10^6}{2,477 \times 10^6}$$

$$n = 266,43$$

3.2.2.9.3 Flexión.

El esfuerzo por flexión esta dado por la ecuación [3.113]:

$$\sigma_x = \frac{M.c}{I} = \frac{32.F.t}{\pi.d^3} \quad [3.113]$$

Donde:

σ_x : Esfuerzo por flexión (N/m²).

M: Momento (N.m) = F.t.

F': Fuerza (N) = 89,179 (N).

t: Longitud del perno atornillado (m) = 0,013 (m).

I: Momento de inercia: $I = \frac{\pi.d^4}{64}$

$$c = \frac{d}{2}$$

d: Diámetro del perno (m) = 0,012 (m).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.113] y se tiene que:

$$\sigma_x = 6,834 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El factor de seguridad es el siguiente:

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

$$n = \frac{660 \times 10^6}{6,834 \times 10^6}$$

$$n = 96,58$$

Los factores de seguridad son elevados pero con esto se asegura que el perno no fallara por cualquier imprevisto.

3.2.2.10 Diseño de la estructura inferior para guías y tornillos de potencia.

Esta estructura tiene como función soportar todo el peso de la estructura de las poleas y el de los tornillos de potencia, para la fabricación del conjunto se utiliza tramos de canales C de 200X50X6 mm.

El canal transversal, en donde se asientan los tornillos de potencia se encuentra soldado a 2 placas en los extremos de este, las cuales a su vez se encuentran empernadas a la base del conjunto.

Para realizar el análisis de la estructura se utiliza el programa SolidWorks, se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

- Todo el peso de la estructura de las poleas y los tornillos de potencia es soportado por el canal transversal en el lugar donde se encuentran los porta rodamientos.
- El peso a soportar por parte del canal transversal es de 2678,8 N en cada extremo.

- Se toman en cuenta todas las conexiones emperradas del conjunto.
- Los únicos lugares fijos del conjunto son los agujeros donde se insertan los pernos de anclaje.
- Se considera el peso de todos los canales de la estructura.

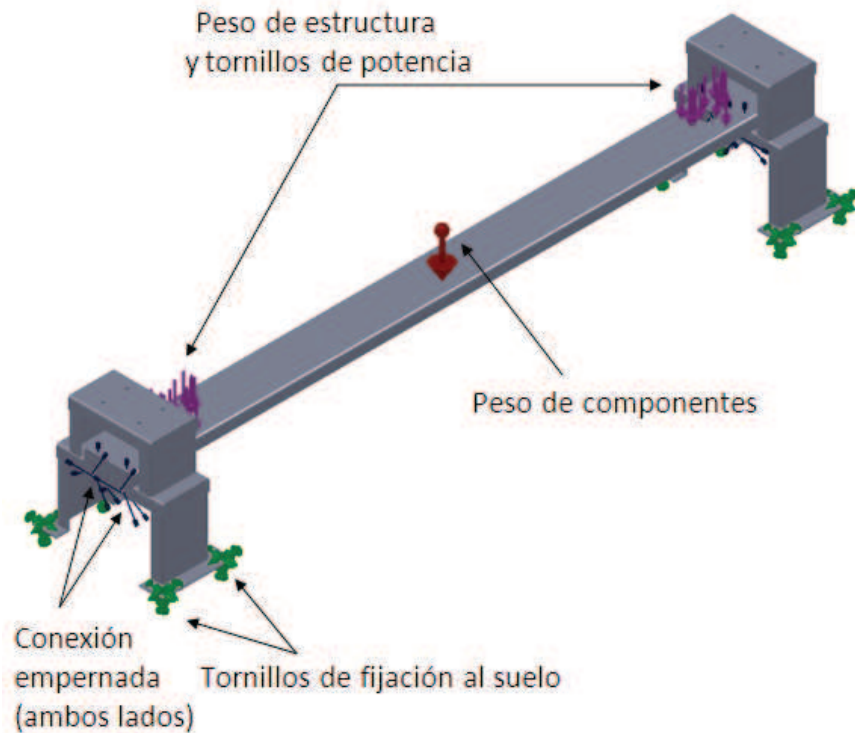


Figura 3.36 Diagrama de cuerpo libre de estructura inferior.

Fuente: Propia.

El material de los canales C es el acero A36, el cual presenta las siguientes propiedades²⁴:

- Esfuerzo de fluencia= 250 MPa
- Resistencia última= 400 MPa
- Módulo de elasticidad= 77 GPa

²⁴ KUBIEC; Catálogo de productos y servicios; 2008.

Con estos datos, se obtiene los siguientes resultados que se muestran en las figuras 3.37 y 3.38.

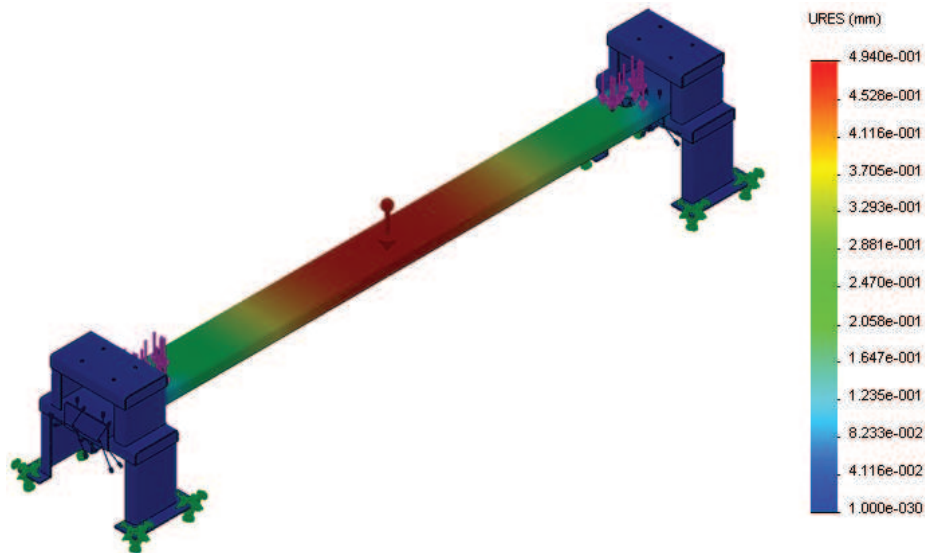


Figura 3.37 Desplazamientos en la estructura inferior

Fuente: Propia.

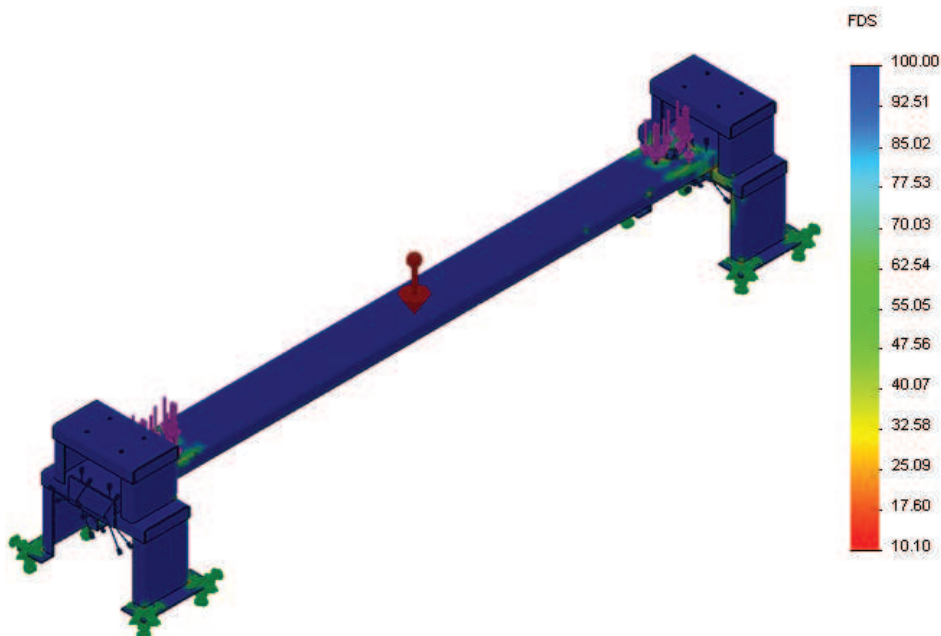


Figura 3.38 Factor de seguridad en la estructura inferior

Fuente: Propia.

De las figuras 3.37 y 3.38 se observa que la estructura soporta sin inconveniente el peso de la estructura de las poleas y el peso de los tornillos de potencia, el diseño se encuentra sobredimensionado ya que se considera que pueden existir vibraciones cuando se encuentre en funcionamiento el sistema de corte, por lo cual se utiliza una estructura rígida a fin de que no se generen dichas vibraciones.

3.2.3 DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE TRASLACIÓN DEL PANEL DE POLIURETANO

Este subsistema se encarga de trasladar al panel de poliuretano rígido conjuntamente con la mesa para que se realice el corte de este, en esta parte se debe calcular el peso total que se desea trasladar y la potencia necesaria que se requiere para lograr este propósito.

El movimiento debe ser generado a través de un motor reductor que lleve acoplado un piñón en su eje, este piñón transmite el movimiento a la cremallera que se encuentra unida a la mesa sobre la cual se coloca el panel de poliuretano. La mesa posee 3 ruedas giratorias a cada lado, las cuales se desplazan sobre unos rieles.

3.2.3.1 Cálculo de la potencia necesaria para mover la mesa y el panel de poliuretano.

Para conocer la potencia necesaria para mover la mesa y el panel de poliuretano, se requiere conocer el peso de estos, el peso de este conjunto es de 4481,26 N, en este cálculo se incluye el peso de la mesa y el del panel asumiendo una densidad de este de 35 kg/m³.

En la figura 3.39 se presenta el diagrama de cuerpo libre del sistema.

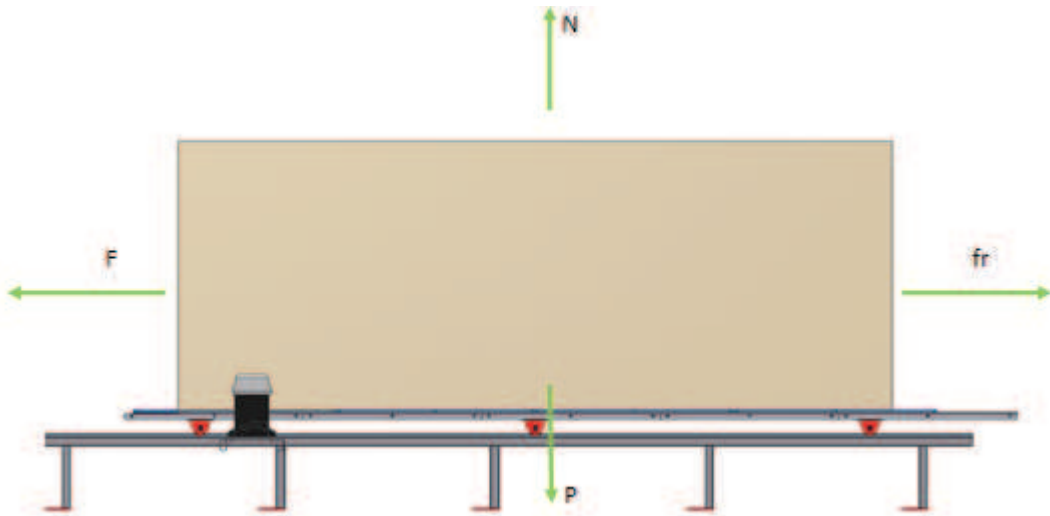


Figura 3.39 Diagrama de cuerpo libre de mesa y panel de poliuretano.

Fuente: Propia.

Para el cálculo de la potencia, se considera al sistema como un punto material, además de asumir que el contacto entre los componentes se da a través de las ruedas giratorias y el riel de acero.

Donde:

Fr: Fuerza de rozamiento = $\mu \cdot N$ (N).

F: Fuerza para mover la mesa (N).

P. Peso de los componentes (N) = 4 481,26 (N).

N: Fuerza Normal (N).

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje Y, se tiene que:

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N = P = 4\,481,26 \text{ (N)}$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje X, se tiene que:

$$+\rightarrow \sum F_x = m \cdot a$$

Donde:

m: masa de mesa y panel (kg.) = 448,126 (kg).

a: Aceleración de la mesa (m/s²).

$$F - f_r = m \cdot a$$

$$F = f_r + m \cdot a \quad [3.114]$$

La fuerza de rozamiento f_r es igual a $\mu \cdot N$; donde μ entre acero y acero es de 0,12; por lo tanto la fuerza de rozamiento es:

$$f_r = 537,75 \text{ (N)}$$

La aceleración viene dado por:

$$a = \frac{V}{t}$$

Se asume una velocidad para la mesa de 10 m/min o 0,16 m/s, el tiempo en el que el motor alcanza la velocidad deseada se asume de 1 s; por lo tanto:

$$a = 0,16 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Se reemplazan los datos de aceleración y fuerza de rozamiento en la ecuación [3.114] y se tiene que.

$$F = 537,75 + (448,126 \times 0,16)$$

$$F = 609,45 \text{ (N)}$$

La potencia viene dada por la siguiente ecuación:

$$P = F.V \quad [3.115]$$

Donde:

P: Potencia (W)

F: Peso a mover (N) = 609,45 (N).

V: Velocidad lineal de la mesa (m/s) = 0,16 (m/s).

Se reemplazan los datos en la ecuación [3.115] y se tiene que:

$$P = 101,57 W$$

$$P = 0,101 KW = 0,135 Hp$$

La potencia del motor reductor a seleccionar debe ser mayor a 0,135 Hp, considerando la eficiencia de este, la potencia debe de ser de por lo menos un 30% más de este valor.

Puesto que para este subsistema se realiza un diseño de adaptación de un sistema de piñón-cremallera utilizado en puertas corredizas, es necesario comparar la potencia y el peso máximo a trasladar de este sistema con lo calculado a fin de verificar que la selección sea la correcta.

Las características del sistema piñón-cremallera seleccionado se muestran a continuación en la tabla 3.7.

Tabla 3.5 Características técnicas del sistema motor-piñón-cremallera.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
MOTOR ELECTRICO	
Potencia (W)	300
Revoluciones de entrada (rpm).	1400
Alimentación (V)	220

Tabla 3.5 Características técnicas del sistema motor-piñón-cremallera, continuación...

MOTOR REDUCTOR	
Relación de reducción	1:30
Par máximo (N.m)	20
PIÑON	
Número de dientes	16
Modulo	4
Paso	12,556
SISTEMA	
Velocidad lineal (m/min)	9,6
Peso máximo (kg)	600

Fuente: Propia.

Realizando la comparación de la potencia y peso máximo del sistema, se puede ver que la selección es la correcta ya que el sistema elegido es de mayor potencia y puede soportar un peso mayor al calculado. Para mayor información sobre las características del sistema, ver el catálogo de este en el anexo III.

3.2.3.2 Selección de las ruedas giratorias para las mesa.

Las ruedas giratorias tienen la función desplazar la mesa y el panel de poliuretano a través del bastidor para realizar el corte de este, las ruedas se desplazan sobre unos rieles (ángulo de acero).

Para la selección de las ruedas, se toma en cuenta el peso total del conjunto a movilizar (mesa y panel de poliuretano) calculado en la sección anterior de 4 481,26 N, dado que el sistema cuenta con 6 ruedas, cada una debe soportar 746,68 N.

Del catálogo de ruedas DUCASSE que se encuentra en el anexo III se selecciona las ruedas Premium de 75 mm de diámetro que soportan una carga de 250 kg. Esto debido a que son las más comunes en el mercado.

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

En el presente capítulo se procede a especificar los diferentes procesos utilizados en la construcción y montaje de los sistemas de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido, así como el protocolo de pruebas de los sistemas.

4.1 DESCRIPCION DE LA SECUENCIA A SEGUIR EN LA CONSTRUCCION DE LOS SISTEMAS.

Para la construcción del sistema de corte se procede a realizar el mecanizado de las piezas que constituyen este sistema, la elaboración de los conjuntos dentro del sistema de corte y la construcción del molde para el panel de poliuretano, se analiza los procesos a utilizar para su elaboración. Las partes a mecanizar se muestran en la tabla 4.1 a continuación:

Tabla 4.1 Elementos mecanizados constitutivos del sistema de corte para paneles de poliuretano rígido.


ELEMENTO	FIGURA	FUNCIÓN
Eje de poleas		Permite el giro de las poleas sobre las cuales se desplaza la sierra de cinta, la cual corta al panel de poliuretano rígido.

Tabla 4.1 Elementos mecanizados constitutivos del sistema de corte para paneles de poliuretano rígido, continuación...


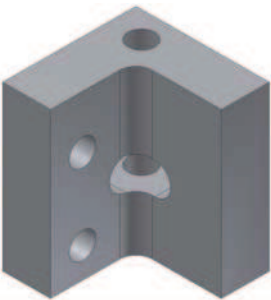

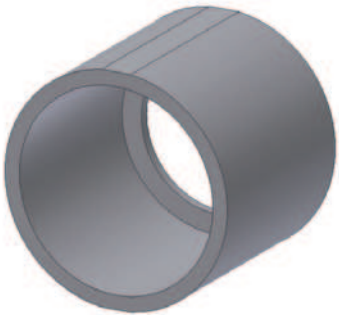
ELEMENTO	FIGURA	FUNCIÓN
Alojamiento de polea.		Girar para permitir que la sierra de cinta se desplace alrededor de las cuatro poleas.
Guía para sierra de cinta.		Guiar a la sierra de cinta para que esta no se salga de las poleas y estabilizarla evitando vibraciones de la sierra.
Tuerca de bronce.		Desplazarse verticalmente cuando los tornillos de potencia giren a fin de que la sierra de cinta se ubique en el sitio exacto para realizar el corte del panel de poliuretano.
Porta tuerca.		Permitir el alojamiento de la tuerca de bronce a fin poder soldar este a las placas que van unidas al tubo guía del tornillo.

Tabla 4.1 Elementos mecanizados constitutivos del sistema de corte para paneles de poliuretano rígido, continuación...

ELEMENTO	FIGURA	FUNCIÓN
Alojamiento para rodamiento del tornillo de potencia.		Alojar el rodamiento de rodillos cilíndricos en el cual se insertará el tornillo de potencia a fin de permitir el giro de este.
Bocín para guía del tornillo de potencia.		Va conjugado con la guía del tornillo de potencia a fin de permitir el movimiento vertical de la estructura de corte cuando los tornillos de potencia giran.
Alojamiento inferior de guía para el tornillo de potencia.		Alojar al tubo guía, el cual permite el movimiento armónico vertical de la estructura de corte cuando giran los tornillos de potencia.
Alojamiento superior de guía para el tornillo de potencia.		Alojar al tubo guía, el cual permite el movimiento armónico vertical de la estructura de corte cuando giran los tornillos de potencia.

Tabla 4.1 Elementos mecanizados constitutivos del sistema de corte para paneles de poliuretano rígido, continuación...





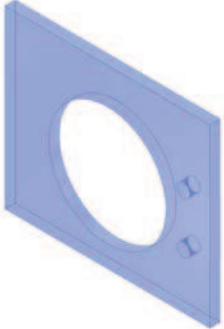
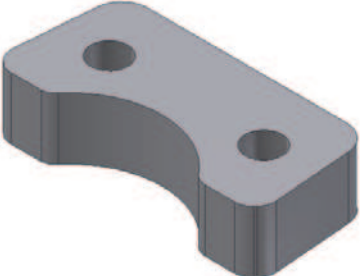
ELEMENTO	FIGURA	FUNCIÓN
Eje tensor de cadena.		Se conjuga con una catalina, la cual tensa la cadena que conecta los dos tornillos de potencia.
Alojamientos en placa superior para chumaceras y guías de tornillo de potencia.		Colocar la chumacera que se encuentra empernada con la parte superior del tornillo de potencia y garantizar que los 2 tornillos y las 2 guías se encuentren paralelos.
Alojamientos inferiores en canal base para tornillos de potencia.		Soportar todo el peso de la estructura de los tornillos de potencia y de la estructura de corte.
Alojamiento de catalinas.		Transmitir el movimiento del motor reductor a los tornillos de potencia con el fin de desplazar verticalmente a las estructura de corte.

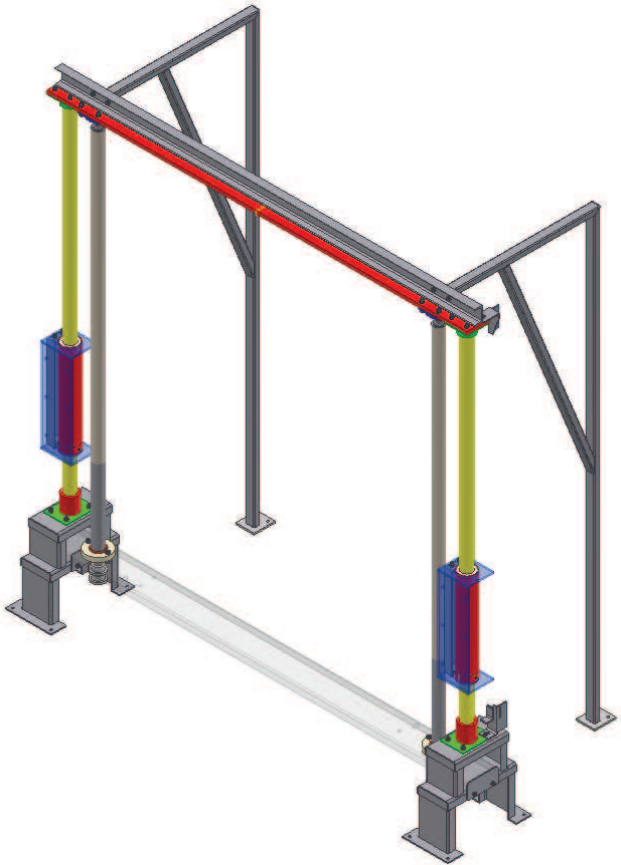
Tabla 4.1 Elementos mecanizados constitutivos del sistema de corte para paneles de poliuretano rígido, continuación...

ELEMENTO	FIGURA	FUNCIÓN
Tornillo de potencia.		Girar para que la tuerca que se encuentra conjugada con el tornillo se desplace verticalmente conjuntamente con la estructura de corte.
Alojamiento para tubo externo de guía para tornillo de potencia.		Alojar el tubo externo de la guía del tornillo de potencia y juntar a la estructura de corte con la guía del tornillo a fin de que se desplacen conjuntamente
Placa C.		Unir a la estructura de la guía de los tornillos de potencia con las placas laterales del porta tuercas mediante un canal en C.

Fuente: Propia.

Los conjuntos y subconjuntos a construir necesarios para la elaboración del sistema de corte para paneles de poliuretano rígido se muestran en las tablas 4.2 a 4.6 a continuación:

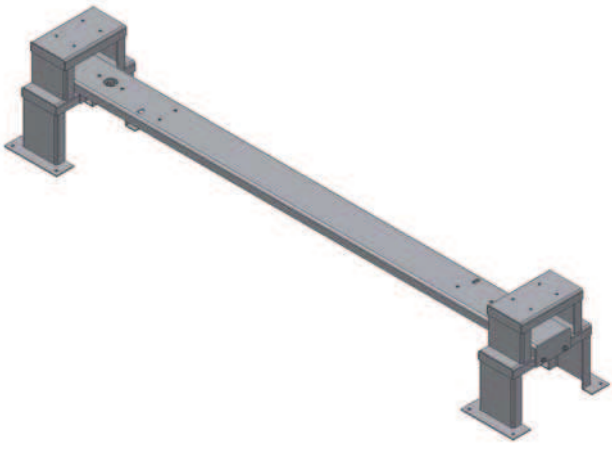
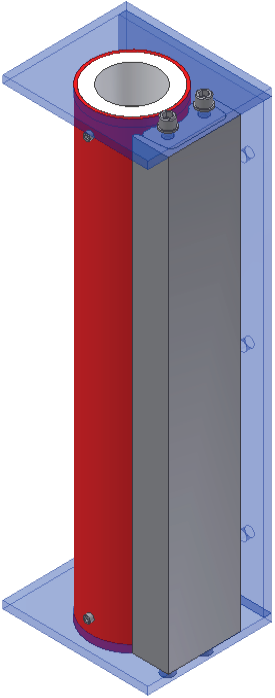
Tabla 4.2 Estructura para tornillos de potencia.

CONJUNTO	FIGURA	FUNCIÓN
Estructura para tornillos de potencia.		Fijar a los tornillos de potencia y las guías de estos, las cuales permitirán el movimiento armónico en el desplazamiento vertical de la estructura de corte.

Fuente: Propia.

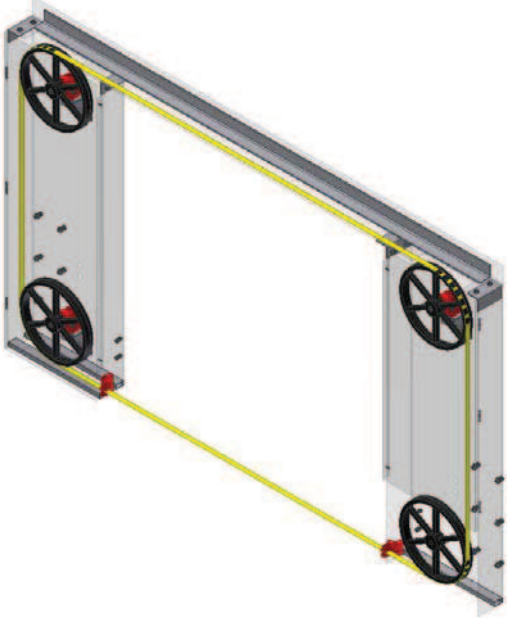
Dentro de este conjunto se deben construir los siguientes subconjuntos, los cuales se muestran a continuación en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Estructura para tornillos de potencia.

SUBCONJUNTO	FIGURA	FUNCIÓN
<p>Estructura inferior para guías y tornillos de potencia.</p>		<p>Soportar todo el peso de la estructura de corte y el peso de los tornillos de potencia.</p>
<p>Estructura de guía para tornillos de potencia.</p>		<p>Desplazarse conjuntamente con la estructura de corte y la tuerca de bronce cuando giran los tornillos de potencia.</p>

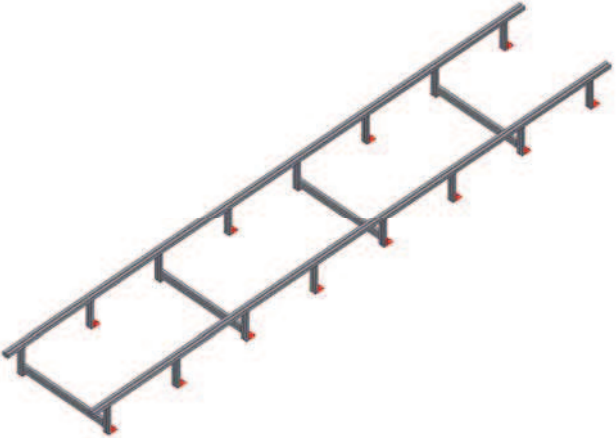
Fuente: Propia.

Tabla 4.4 Estructura para poleas.

CONJUNTO	FIGURA	FUNCIÓN
Estructura para poleas.		Alojar a las 4 poleas sobre las cuales se desplaza la sierra de cinta que realiza el corte del panel de poliuretano rígido.


Fuente: Propia.

Tabla 4.5 Bastidor.

CONJUNTO	FIGURA	FUNCIÓN
Bastidor.		Soportar el peso de la mesa, la cual se desplaza por los rieles del bastidor y donde se coloca el panel de poliuretano rígido para realizar el corte.

Fuente: Propia.

Tabla 4.6 Mesa para panel de poliuretano.

CONJUNTO	FIGURA	FUNCIÓN
Mesa para panel de poliuretano.		Soportar el peso del panel de poliuretano rígido y desplazarse a través de las rieles del bastidor para que se realice el corte de este.

Fuente: Propia.

El sistema de conformado para paneles de poliuretano rígido solamente cuenta de un molde de madera reforzado de tubos rectangulares, en la tabla 4.7 se muestran sus características:

Tabla 4.7 Molde para panel de poliuretano.

SISTEMA DE CONFORMADO	FIGURA	FUNCIÓN
Molde para panel de poliuretano rígido.		Conformar el panel de poliuretano rígido después de verter el material en estado líquido, de tal manera que el panel adquiera la forma del molde.

Fuente: Propia.

Los sistemas serán construidos en la fábrica de Conduit del Ecuador que pertenece al mismo grupo empresarial de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. ubicada en la Calle Huayanay Ñan OE 1-476 (Panamericana Sur Km. 10), en la sección de mantenimiento, la cual cuenta con todas las máquinas e instrumentos necesarios para realizar la construcción de los sistemas.

4.2 EQUIPOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE CORTE Y CONFORMADO.

Los equipos utilizados para la construcción de los sistemas se muestran a continuación en las tablas 4.8 a 4.10 con su respectiva codificación para resumir las operaciones en los diagramas de flujo de construcción.

Tabla 4.8 Equipos de mecanizado

Equipos utilizados	Codificación
Torno	TO
Fresadora	FR
Taladro de pedestal	TP
Soldadora SMAW	SS
Amoladora	AM
Sierra de cinta	SC
Equipo de oxicorte	OXI
Taladro manual	TM
Dobladora de tubos	DT
Prensa hidráulica	PH
Sierra para madera	SM
Disco de corte semiautomático	DC
Porta machuelos	PM
Sierra de arco	SA

Fuente: Propia.

Tabla 4.9 Herramientas de ajuste

Herramienta	Codificación
Entenalla	EN
Prensa manual	PM
Punto	PU
Martillo	MA
Limas	LI
Machuelos	MH
Rayador	RA
Brocas	BR
Fresas	FS
Llaves hexagonales	LH
Destornillador de estrella	DE
Llaves de rachas	LR
Lijas de agua	LA

Fuente: Propia.

Tabla 4.10 Instrumentos de control y medida

Instrumento	Codificación
Calibrador pie de rey digital	CA
Flexómetro	FL
Nivel	NI
Escuadra	ES
Cuerda	CU

Fuente: Propia.

4.3 PERSONAL REQUERIDO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE CORTE Y CONFORMADO.

Para la construcción se los sistemas de corte y conformado intervienen 7 personas, las cuales son:

- Tres trabajadores de la sección de mantenimiento de la parte mecánica de Conduit del Ecuador encargados del mecanizado de piezas y del montaje del sistema de corte.
- Un trabajador de la sección de mantenimiento de la parte eléctrica de Conduit del Ecuador encargado del diseño y armado de la parte eléctrica del sistema de corte.
- El carpintero de Conduit del Ecuador encargado de la construcción y montaje del molde para el panel de poliuretano rígido.
- Los dos estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, los cuales diseñaron el sistema de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido, con lo que se garantiza la supervisión continua de la construcción de los sistemas.

4.4 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.

4.1.1 CONSTRUCCION DE ELEMENTOS MECANIZADOS.

4.4.1.1 Construcción de eje para polea.

El eje para la polea se construye a partir de una barra redonda de acero AISI 4340, con diámetro exterior de 36,4 mm y una longitud de 293 mm. En la tabla 4.11 se indica el proceso de construcción para cada eje y el tiempo estimado en cada uno de ellos.

Tabla 4.11 Construcción de eje para poleas.

Proceso		Equipos	Tiempo(min)
1	Corte de eje a medidas aproximadas (155 mm)	SC, CA	5
2	Refrentado de caras	TO, CA	15
3	Cilindrado exterior a \varnothing 25 mm	TO,CA	20
4	Cilindrado exterior a \varnothing 20 mm, l= 50 mm	TO,CA	20
5	Chaflanado en extremos de eje y cambio de sección	TO	5
6	Mecanizado de agujero para chavetero con broca de \varnothing 6 mm	FR,BR,CA	10
7	Ranurado de chavetero para sección de eje de \varnothing 20 mm	FR,FS,CA	30
8	Vaciado con broca de \varnothing = 6,5 mm	TO,BR,CA	10
9	Roscado interior (tipo triangular) para perno Allen M8x20 mm	EN, PM,MH	15

Fuente: Propia

4.4.1.2 Construcción de alojamiento para polea.

La polea es de aluminio de diámetro externo de 400 mm, se realiza el alojamiento para el eje, el chavetero en la polea se envía a mecanizar en la empresa TIEC, dado que en Conduit del Ecuador no se cuenta con el equipo necesario. En la tabla 4.12 se indica el proceso de fabricación del alojamiento y la ceja en la polea, con sus respectivos tiempos requeridos.

Tabla 4.12 Construcción del alojamiento y la ceja de la polea.

Proceso		Equipos	Tiempo(min)
1	Vaciado con broca de $\varnothing= 12$ mm	TO	10
2	Vaciado con broca de $\varnothing= 16$ mm	TO	5
3	Cilindrado interior a $\varnothing 20$ mm	TO,CA	15
4	Pulido y eliminación de aristas	TO,LA,LI	5
5	Cilindrado de pista externa de polea para ceja	TO	15

Fuente: Propia

4.4.1.3 Construcción de guía para sierra de cinta.

La guía se construye a partir de una barra cuadrada de acero AISI 1045 de dimensiones 62x70x120 mm. En la tabla 4.13 se indica el proceso y tiempo de construcción para cada guía.

Tabla 4.13 Construcción de guía para sierra de cinta.

Proceso		Equipos	Tiempo(min)
1	Planeado de superficie con fresa $\varnothing 20$ mm	FR, FS	45
2	Mecanizado de ranura inferior para rodamiento de tope con fresa de $\varnothing 12$ mm	FR, FS,CA	15
3	Mecanizado de ranura lateral para rodamiento de tope con fresa de $\varnothing 12$ mm	FR, FS,CA	15
4	Mecanizado de agujero para pasador conjugado con rodamiento de tope con broca de $\varnothing 10$ mm	FR, BR,CA	10
5	Mecanizado de agujeros para pasadores conjugados con rodamientos guías de sierra con broca de $\varnothing 10$ mm	FR,BR,CA	15
6	Eliminación de aristas de la guía	LI	5

Fuente: Propia

4.4.1.4 Construcción de tuerca de bronce.

La tuerca de bronce se construye a partir de una barra redonda de bronce SAE 65, con diámetro exterior de 114,3 mm, diámetro interno de 50 mm y longitud de 410 mm. En la tabla 4.14 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para cada tuerca de bronce.

Tabla 4.14 Construcción de tuercas de bronce.

Proceso		Equipos	Tiempo(min)
1	Corte de barra de bronce a medidas aproximadas (95 mm)	SC, CA	10
2	Refrentado de caras	TO, CA	15
3	Cilindrado interior a Ø 62.15 mm	TO,CA	40
4	Cilindrado exterior a Ø 100 mm	TO,CA	20
5	Chaflanado de tuerca	TO	5
6	Roscado interno (tipo cuadrada) paso 6 mm y alto 5 mm	TO,CA	50

Fuente: Propia

4.4.1.5 Construcción de porta tuerca.

El porta tuerca se construye a partir de una barra redonda perforada de acero AISI 1045, de diámetro exterior de 117 mm y diámetro interior de 62 mm, de longitud igual a 102 mm. En la tabla 4.15 se indica el proceso de construcción para cada porta tuerca.

Tabla 4.15 Construcción de porta tuerca.

Proceso		Equipos	Tiempo(min)
1	Refrentado de caras	TO, CA	10
2	Cilindrado exterior a Ø 115 mm	TO,CA	20
3	Cilindrado interior a Ø 80 mm	TO,CA	30

Tabla 4.15 Construcción de porta tuerca, continuación...

Proceso		Equipos	Tiempo(min)
4	Cilindrado interior a \varnothing 100 mm, l=95 mm	TO,CA	30
5	Chaflanado porta tuerca	TO	5
6	Pulido y eliminación de aristas	TO,LA,LI	5
7	Planeado de superficie externa con fresa de vástago de \varnothing 15 mm	FR,FS	20

Fuente: Propia

4.4.1.6 Construcción de alojamiento para rodamiento de tornillo de potencia.

El alojamiento se construye a partir de una barra redonda de acero AISI 1045 de diámetro externo 166,5 mm y 35 mm de longitud. En la tabla 4.16 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para cada alojamiento de rodamiento.

Tabla 4.16 Construcción de alojamiento para rodamiento.

Proceso		Equipos	Tiempo(min)
1	Refrentado de caras	TO, CA	15
2	Vaciado con broca de $\varnothing=$ 12 mm	TO,BR,CA	5
3	Vaciado con broca de $\varnothing=$ 16 mm	TO,BR,CA	5
4	Vaciado con broca de $\varnothing=$ 20 mm	TO,BR,CA	5
5	Cilindrado interior a \varnothing 60 mm	TO,CA	40
6	Cilindrado interior a \varnothing 90 mm, l=20 mm	TO,CA	30
7	Cilindrado exterior a \varnothing 160 mm	TO,CA	15
8	Chaflanado de alojamiento	TO	5
9	Pulido y eliminación de aristas	TO,LA,LI	5
10	Mecanizado de agujeros con broca de $\varnothing=$ 16 mm para pernos Allen M 14x60 mm	FR,BR	30

Fuente: Propia

4.4.1.7 Construcción de bocín para guía de tornillo de potencia.

El bocín es fabricado de nylon a partir de una barra redonda de diámetro de 126 mm y 220 mm de longitud. En la tabla 4.17 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para cada bocín.

Tabla 4.17 Construcción del bocín.

	Proceso	Equipos	Tiempo(min)
1	Corte de barra redonda de nylon a medidas aproximadas (50mm)	SC, CA	5
2	Refrentado de caras	TO, CA	15
3	Vaciado con broca de $\varnothing= 12$ mm	TO,BR,CA	5
4	Vaciado con broca de $\varnothing= 20$ mm	TO,BR,CA	5
5	Cilindrado interior a $\varnothing 73$ mm	TO,CA	30
6	Cilindrado exterior a $\varnothing 107,1$ mm	TO,CA	15
7	Chaflanado de bocín	TO	5
8	Mecanizado de agujeros conjuntamente con tubo externo de guía de tornillo de potencia con broca de $\varnothing= 5$ mm para pernos Allen M 6x12 mm	FR,BR	25
9	Roscado interior (tipo triangular) para perno Allen M6x12 mm	EN, PM,MH	20

Fuente: Propia

4.4.1.8 Construcción de alojamiento inferior para guía de tornillo de potencia.

El alojamiento inferior para la guía del tornillo de potencia se lo realiza partiendo de una barra perforada de acero AISI 1045, de diámetro exterior de 114,3 mm y diámetro interior de 61 mm, de longitud igual a 102 mm. En la tabla 4.18 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para cada alojamiento inferior para guía.

Tabla 4.18 Construcción del alojamiento inferior.

Proceso		Equipos	Tiempo(min)
1	Refrentado de caras a medida (100 mm)	TO, CA	10
2	Cilindrado exterior a Ø 100 mm	TO,CA	15
3	Cilindrado interior a Ø 73 mm	TO,CA	20
4	Chaflanado de alojamiento	TO	5
5	Pulido y eliminación de aristas	TO,LA,LI	5

Fuente: Propia

4.4.1.9 Construcción de alojamiento superior para guía de tornillo de potencia.

El alojamiento inferior para la guía del tornillo de potencia se lo realiza partiendo de una barra perforada de acero AISI 1045, de diámetro exterior de 114,3 mm y diámetro interior de 61 mm, de longitud igual a 52 mm. En la tabla 4.19 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para cada alojamiento superior para guía.

Tabla 4.19 Construcción del alojamiento superior.

Proceso		Equipos	Tiempo (min)
1	Refrentado de caras a medida (50 mm)	TO, CA	10
2	Cilindrado exterior a Ø 100 mm	TO,CA	15
3	Cilindrado interior a Ø 73 mm	TO,CA	20
4	Chaflanado de alojamiento	TO	5
5	Pulido y eliminación de aristas	TO,LA,LI	5

Fuente: Propia

4.4.1.10 Construcción de eje tensor de cadena.

El eje tensor de cadena se construye a partir de una barra redonda de acero AISI 1045, de diámetro de 40 mm y una longitud de 400 mm. En la tabla 4.20 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para cada eje tensor de cadena.

Tabla 4.20 Construcción de eje tensor de cadena.

	Proceso	Equipos	Tiempo (min)
1	Corte de eje a medidas aproximadas (133 mm)	SC, CA	5
2	Refrentado de caras	TO, CA	15
3	Cilindrado exterior a Ø 32 mm	TO,CA	15
4	Cilindrado exterior a Ø 22 mm, l= 91 mm	TO,CA	15
5	Cilindrado exterior a Ø 15 mm, l= 35 mm	TO,CA	15
6	Cilindrado exterior a Ø 17 mm, l= 32 mm	TO,CA	15
7	Chaflanado en extremos de eje y cambios de sección	TO	5
8	Mecanizado de ranura para anillo elástico de Ø 15 mm	TO,BR,CA	5
9	Roscado exterior (tipo triangular) para tuerca hexagonal M16 mm en sección de eje de Ø 17 mm	TO	20

Fuente: Propia

4.4.1.11 Construcción de alojamiento en placa superior para tornillos de potencia.

Los alojamientos para los tornillos de potencia, chumaceras y guías se los realiza en la placa superior de acero A36 de dimensiones 2760x150x20 mm, la cual se fabrica en la planta de Guayaquil de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. En la tabla 4.21 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para los alojamientos en la placa superior.

Tabla 4.21 Construcción de alojamientos en placa superior.

	Proceso	Equipos	Tiempo (min)
1	Vaciado con broca de $\varnothing=12$ mm	FR,BR,CA	30
2	Vaciado con broca de $\varnothing=16$ mm	FR,BR,CA	10
3	Vaciado con broca de $\varnothing=20$ mm	FR,BR,CA	10
4	Fresado de cavidad a $\varnothing 60$ mm	FR,FS	60
5	Mecanizado de agujeros con broca de $\varnothing=14$ mm para pernos Allen M 14x60 mm	FR,BR	30
6	Mecanizado de agujeros con broca de $\varnothing=12$ mm para pernos Allen M 12x50 mm	FR,BR	30
7	Eliminación de aristas	LI	5

Fuente: Propia

4.4.1.12 Construcción de alojamientos en el canal base para tornillos de potencia.

Los alojamientos para los tornillos de potencia se los realiza en el canal C de dimensiones C 200x50x6 de 6000 mm de longitud. En la tabla 4.22 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para los alojamientos en el canal.

Tabla 4.22 Construcción de alojamientos en placa superior.

	Proceso	Equipos	Tiempo (min)
1	Corte de canal C a medida exacta (2810 mm)	SC,FL	10
2	Vaciado con broca de $\varnothing=12$ mm	FR,BR,CA	30
3	Vaciado con broca de $\varnothing=16$ mm	FR,BR,CA	10
4	Vaciado con broca de $\varnothing=20$ mm	FR,BR,CA	10
5	Fresado de cavidad a $\varnothing 60$ mm	FR,FS	40

Tabla 4.22 Construcción de alojamientos en placa superior, continuación...

6	Mecanizado de agujeros con broca de $\varnothing=16$ mm para pernos Allen M 14x60 mm	FR,BR	20
7	Eliminación de aristas	LI	5

Fuente: Propia

4.4.1.13 Construcción del alojamiento en las catalinas para los tornillos de potencia.

Los alojamientos se los realiza en catalinas dobles marca TransLink de 1/2" x 5/16" /08B-2 que cumplen con la norma ISO/R 606 de 21 dientes y un diámetro exterior de 89,7 mm y diámetro interior de 16 mm. El chavetero de las catalinas se envía a mecanizar en la empresa TIEC, dado que en Conduit del Ecuador no se cuenta con el equipo necesario.

En la tabla 4.23 se indica el proceso y tiempo de fabricación del alojamiento en cada catalina.

Tabla 4.23 Construcción del alojamiento en la catalina.

	Proceso	Equipos	Tiempo (min)
1	Vaciado con broca de $\varnothing=20$ mm	TO	10
2	Cilindrado interior a $\varnothing 30$ mm	TO,CA	20
3	Pulido y eliminación de aristas	TO,LA,LI	5

Fuente: Propia

4.4.1.14 Construcción del alojamiento para el tubo externo de la guía del tornillo de potencia.

La construcción del alojamiento para el tubo externo de la guía se lo realiza en una placa de dimensiones 200x170x10 mm, la cual es proporcionada por la planta de Guayaquil de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. previo pedido.

En la tabla 4.24 se indica el proceso y tiempo estimado de fabricación de los alojamientos en cada placa.

Tabla 4.24 Construcción del alojamiento en la placa.

	Proceso	Equipos	Tiempo (min)
1	Vaciado con broca de $\varnothing= 12$ mm	TO	10
2	Vaciado con broca de $\varnothing= 16$ mm	TO	5
3	Vaciado con broca de $\varnothing= 20$ mm	TO	5
4	Cilindrado interior a $\varnothing 114,3$ mm	TO,CA	80
5	Pulido y eliminación de aristas	TO,LA,LI	5
6	Chaflanado de alojamiento	TO	15
7	Mecanizado de agujeros con broca de $\varnothing= 13$ mm para pernos Allen M 12x30 mm	FR,BR	20
8	Eliminación de aristas	LI	5

Fuente: Propia

4.4.1.15 Construcción de placa C.

La placa C se la mecaniza a partir de una placa de acero A36 de dimensiones 90x45x120 mm. En la tabla 4.25 se indica el proceso y tiempo estimado de construcción para cada placa C.

Tabla 4.25 Construcción de placa C.

Proceso		Equipos	Tiempo (min)
1	Corte de placa a medida aproximada	SC,FL	10
2	Planeado de las 6 caras de la placa con fresa de vástago Ø 15 mm	FR,FS	30
3	Mecanizado de sección circular con plato de cuchillas	FR,CA	20
4	Fileteado de esquinas de placa	LI	15
5	Mecanizado de agujeros con broca de Ø= 10 mm para pernos Allen M 12x30 mm	FR,BR	10
6	Roscado interior (tipo triangular) para perno Allen M12x30 mm	EN, PM,MH	15

Fuente: Propia

4.4.1.16 Construcción de los tornillos de potencia.

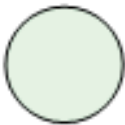
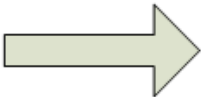

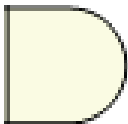
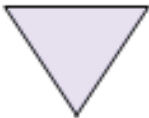
Los tornillos de potencia se fabrican a partir de una barra de acero redonda AISI 1045 de diámetro 75 mm y longitud igual a 2710 mm. Dado que los tornos existentes en la sección de mantenimiento de Conduit del Ecuador no cuentan con la distancia entre puntos necesaria para poder montar la barra de acero, los tornillos de potencia son maquinados en la empresa TIEC, donde cuentan con un torno indicado para la construcción de estos.

En el anexo IX se encuentran los planos de taller de los elementos que se maquinan, aquí también se incluyen los planos de los tornillos de potencia que se mecanizan en la empresa TIEC.

4.4.2 DIAGRAMAS DE FLUJO DE CONSTRUCCIÓN.

4.4.2.1 Simbología utilizada.

Tabla 4.26 Simbología estándar para diagramas de flujo.

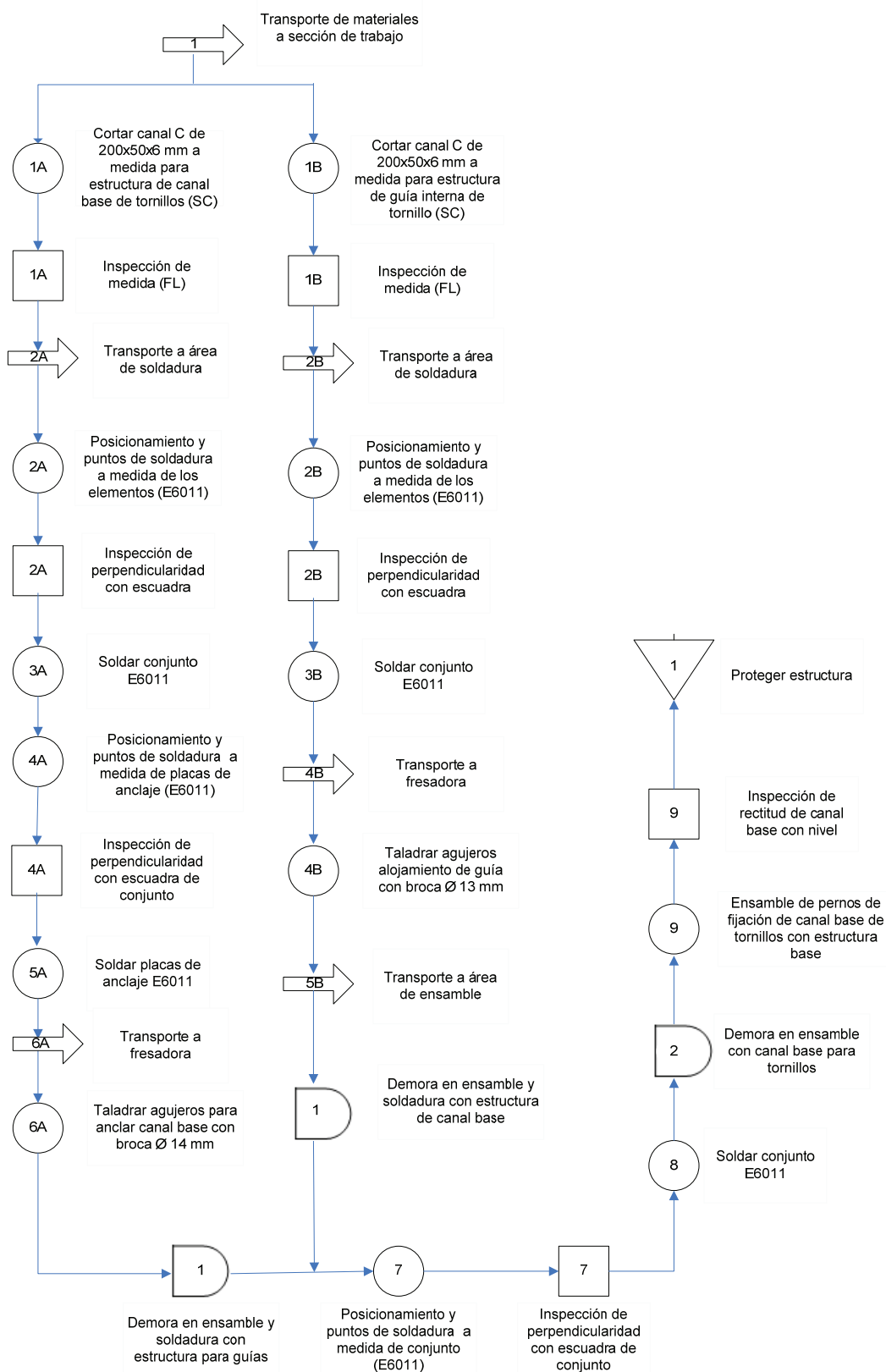
Actividad	Símbolo	Resultado predominante
Operación		Se produce o se realiza algo.
Transporte		Se cambia de lugar o se mueve un objeto.
Inspección		Se verifica la calidad o la cantidad del producto.
Demora		Se interfiere o se retrasa el paso siguiente.
Almacenaje		Se guarda o se protege el producto o los materiales.

Fuente: Propia

A continuación en las figuras 4.1 a 4.7 se muestra el proceso constructivo de los diferentes conjuntos y subconjuntos de los sistemas de corte y el proceso de construcción del molde para el panel de poliuretano.

Los tiempos empleados en la construcción de los conjuntos y subconjuntos se muestran en las tablas 4.27 a 4.33.

4.4.2.2 Estructura inferior para tornillos de potencia.



. **Figura 4.1** Diagrama de flujo para la construcción de estructura para tornillos.

Tabla 4.27 Tiempos de construcción de la estructura inferior para los tornillos de potencia.

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
	1				5
			1A		20
				1A	1
	2A				1
			2A		10
				2A	1
			3A		25
			4A		10
				4A	1
			5A		20
	6A				1
			6A		30
		1			10
			1B		20
				1B	1
	2B				1
			2B		10
				2B	1
			3B		25
	4B				1
			4B		20
	5B				1
			7		10
				7	5
			8		20
		2			5
			9		15
				9	1
1					5
TIEMPO TOTAL EMPLEADO					251

Fuente: Propia.

4.4.2.3 Estructura de guía externa para sistema de corte.

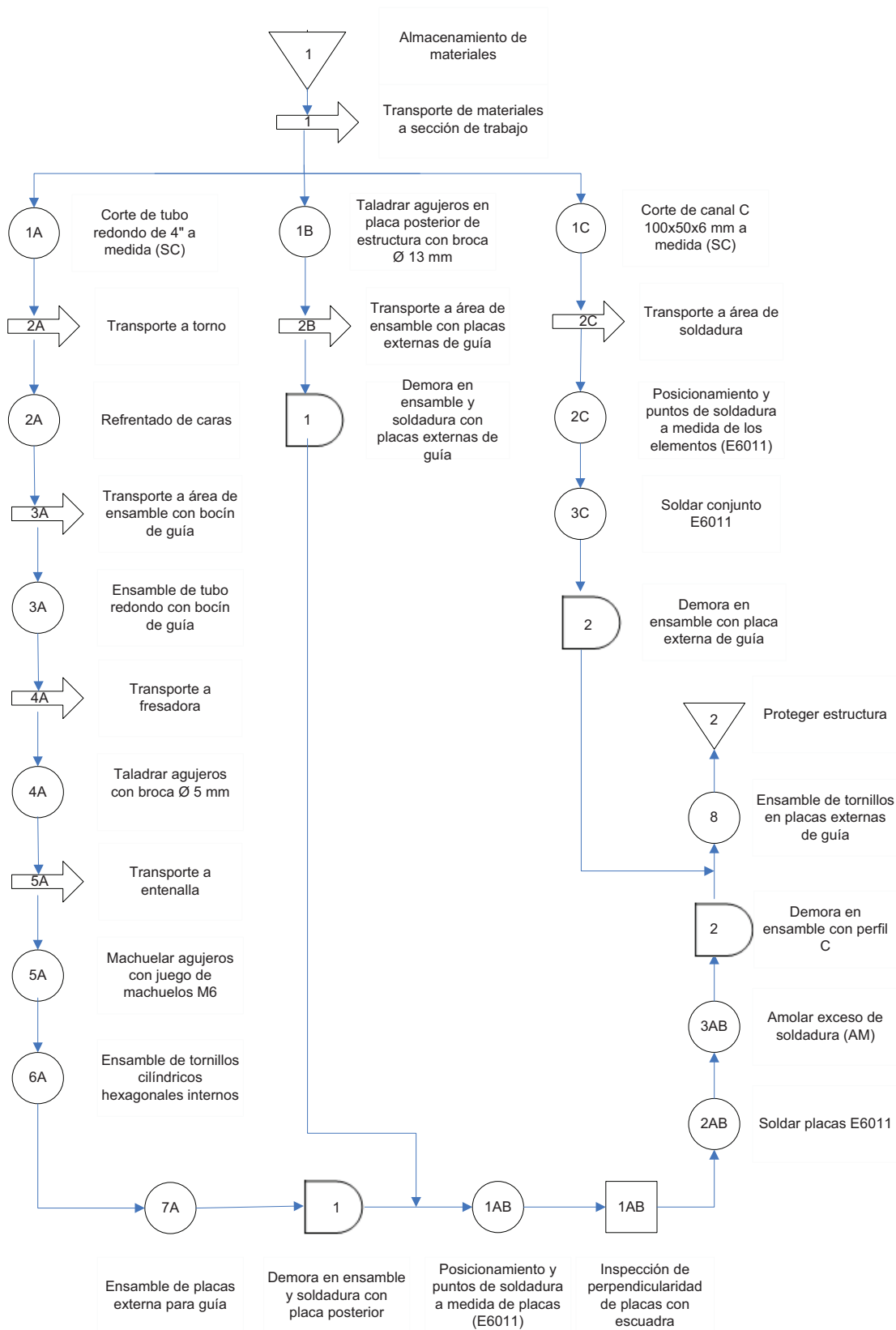


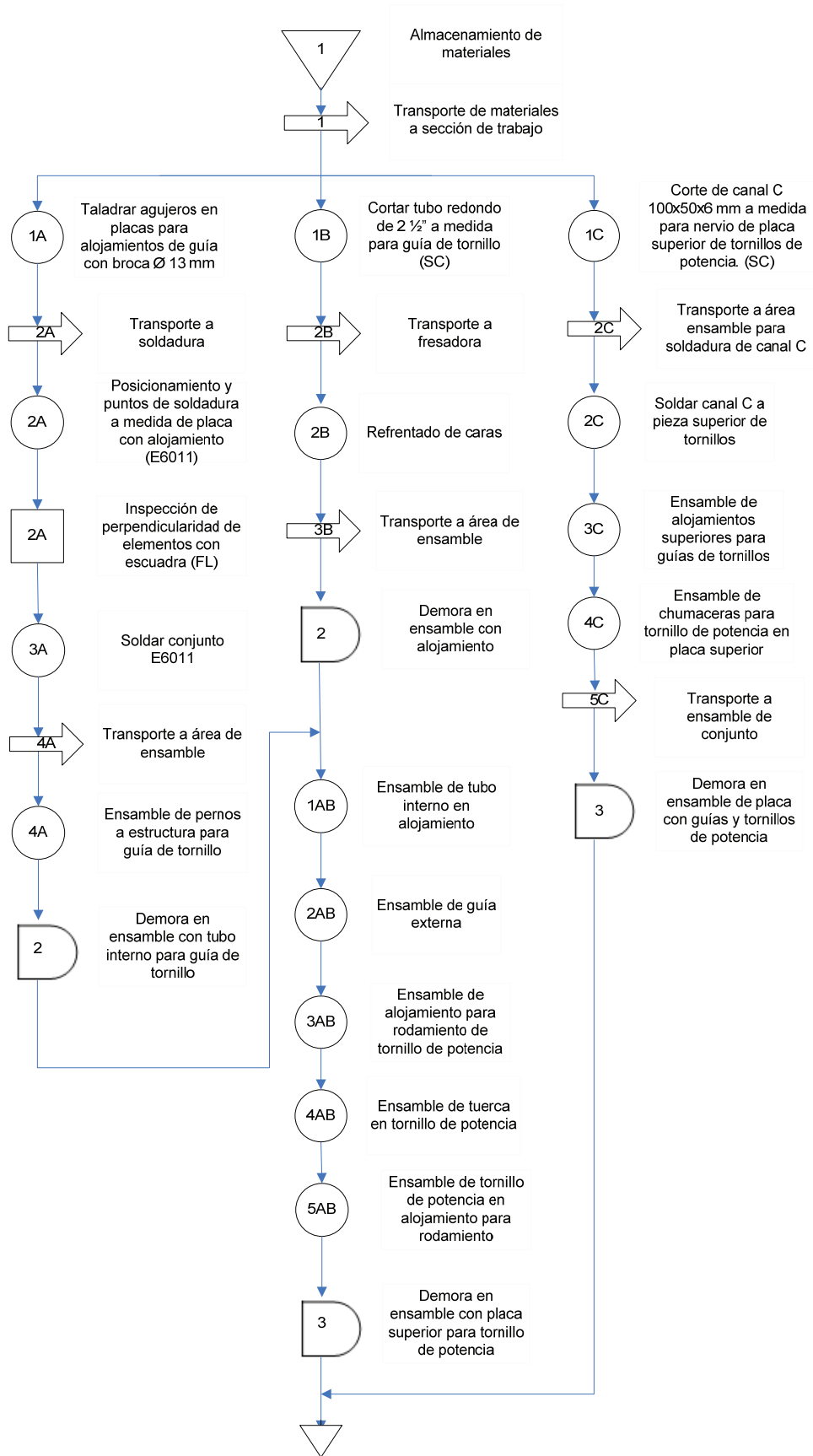
Figura 4.2 Diagrama de flujo para la construcción de estructura de guía externa.

Tabla 4.28 Tiempos de construcción de guía externa de tornillos.

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
1					10
	1				10
			1A		15
	2A				1
			2A		20
	3A				1
			3A		15
	4A				1
			4A		50
	5A				1
			5A		60
			6A		20
			7A		10
		1			10
			1B		30
	2B				1
			1AB		10
				1AB	3
			2AB		20
			3AB		15
		2			20
			1C		10
	2C				1
			2C		10
			3C		20
			8		15
2					5
TIEMPO TOTAL EMPLEADO					384

Fuente: Propia.

4.4.2.4 Estructura para tornillos de potencia.



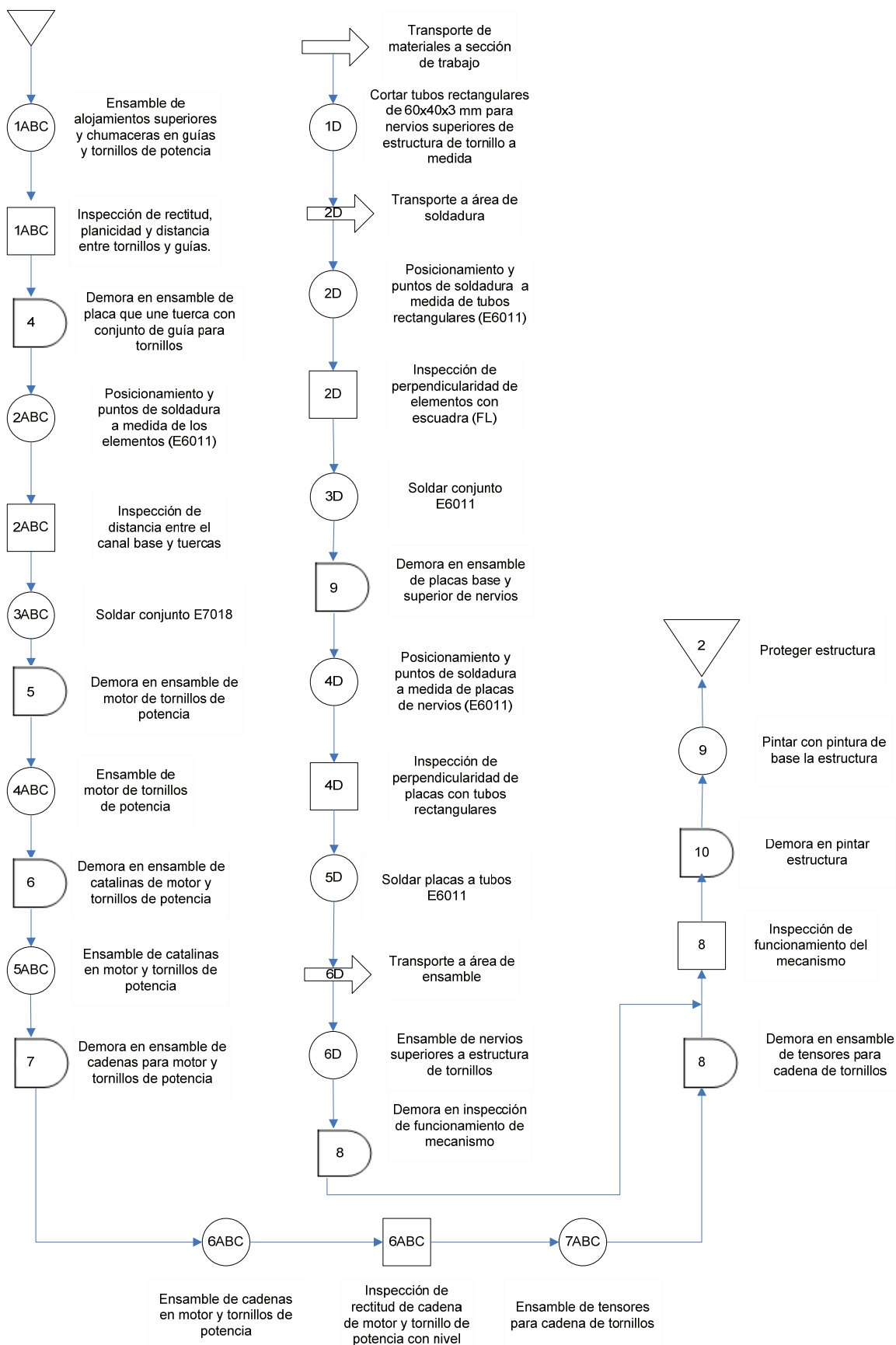


Figura 4.3 Diagrama de flujo para la construcción de estructura para tornillos de potencia.

Tabla 4.29 Tiempos de construcción de estructura de tornillos de potencia.

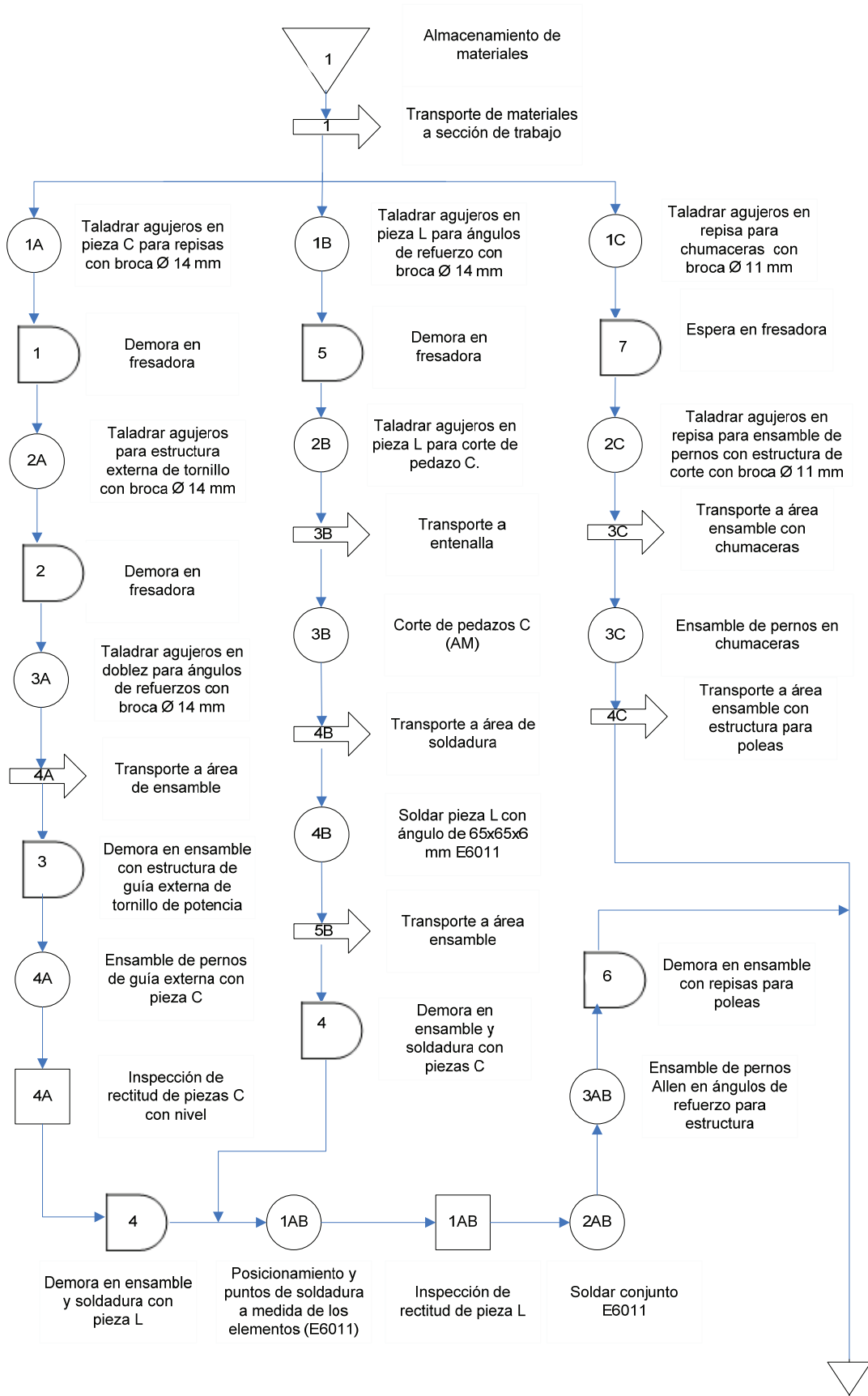
Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
1					10
	1				10
			1A		20
	2A				1
			2A		10
				2A	1
			3A		20
	4A				1
			4A		20
		2			1
			1B		10
	2B				1
			2B		20
	3B				1
			1AB		1
			2AB		5
			3AB		10
			4AB		10
			5AB		20
		3			20
			1C		10
	2C				15
			2C		15
			3C		10
			4C		10
	5C				5
			1ABC		10
				1ABC	5
		4			5
			2ABC		10

Tabla 4.29 Tiempos de construcción de estructura de tornillos de potencia, continuación...

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
				2ABC	1
			3ABC		30
		5			1
			4ABC		15
		6			10
			5ABC		15
		7			1
			6ABC		40
				6ABC	1
		8			20
			1D		20
	2D				1
			2D		10
				2D	1
			3D		30
		9			10
			4D		10
				4D	1
			5D		15
	6D				10
			6D		10
				8	15
		10			15
			9		120
2					10
TIEMPO TOTAL EMPLEADO					689

Fuente: Propia.

4.4.2.5 Estructura del conjunto de corte.



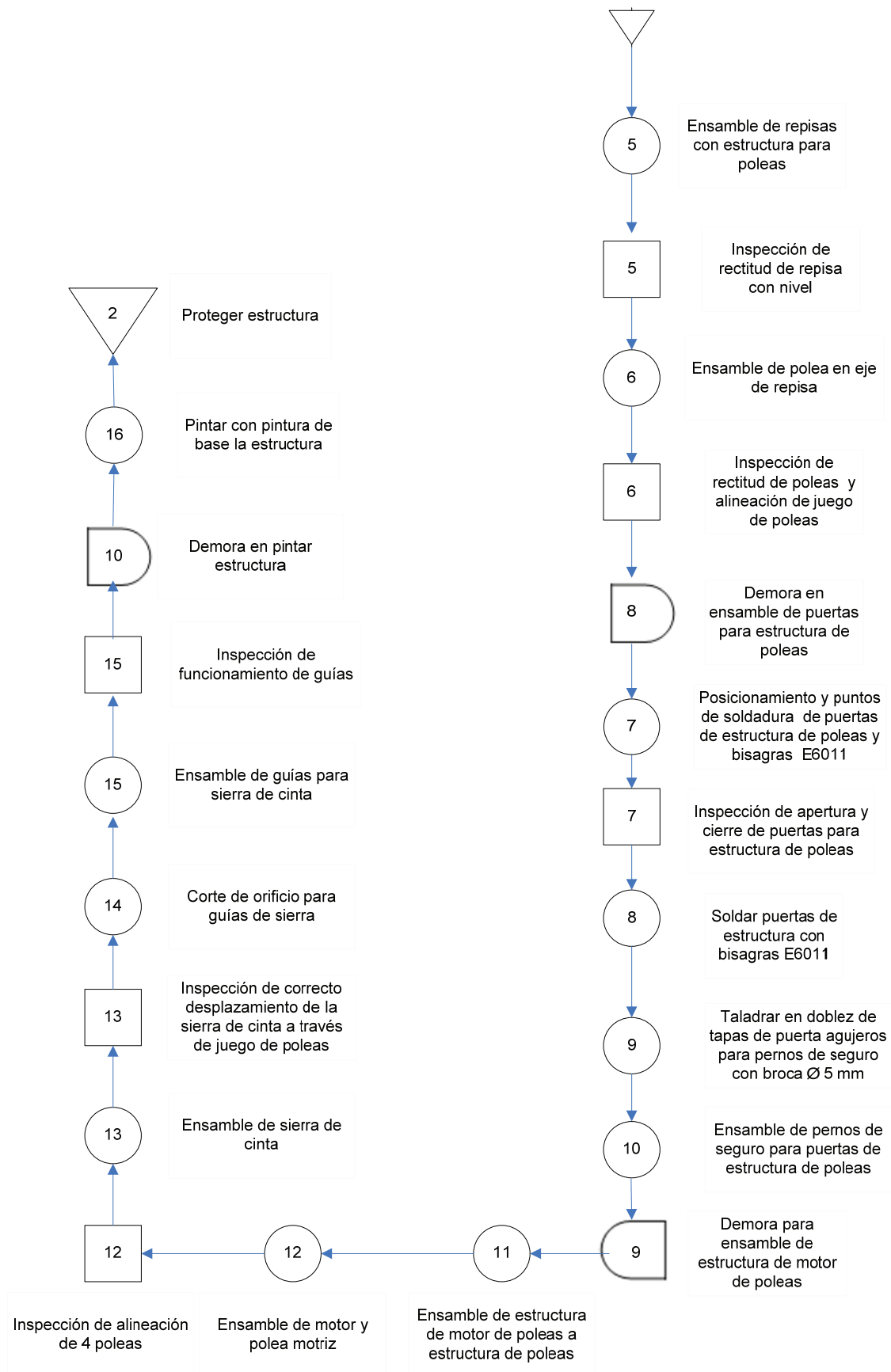


Figura 4.4 Diagrama de flujo para la construcción de la estructura del conjunto de corte.

Tabla 4.30 Tiempos de construcción de la estructura del conjunto de corte.

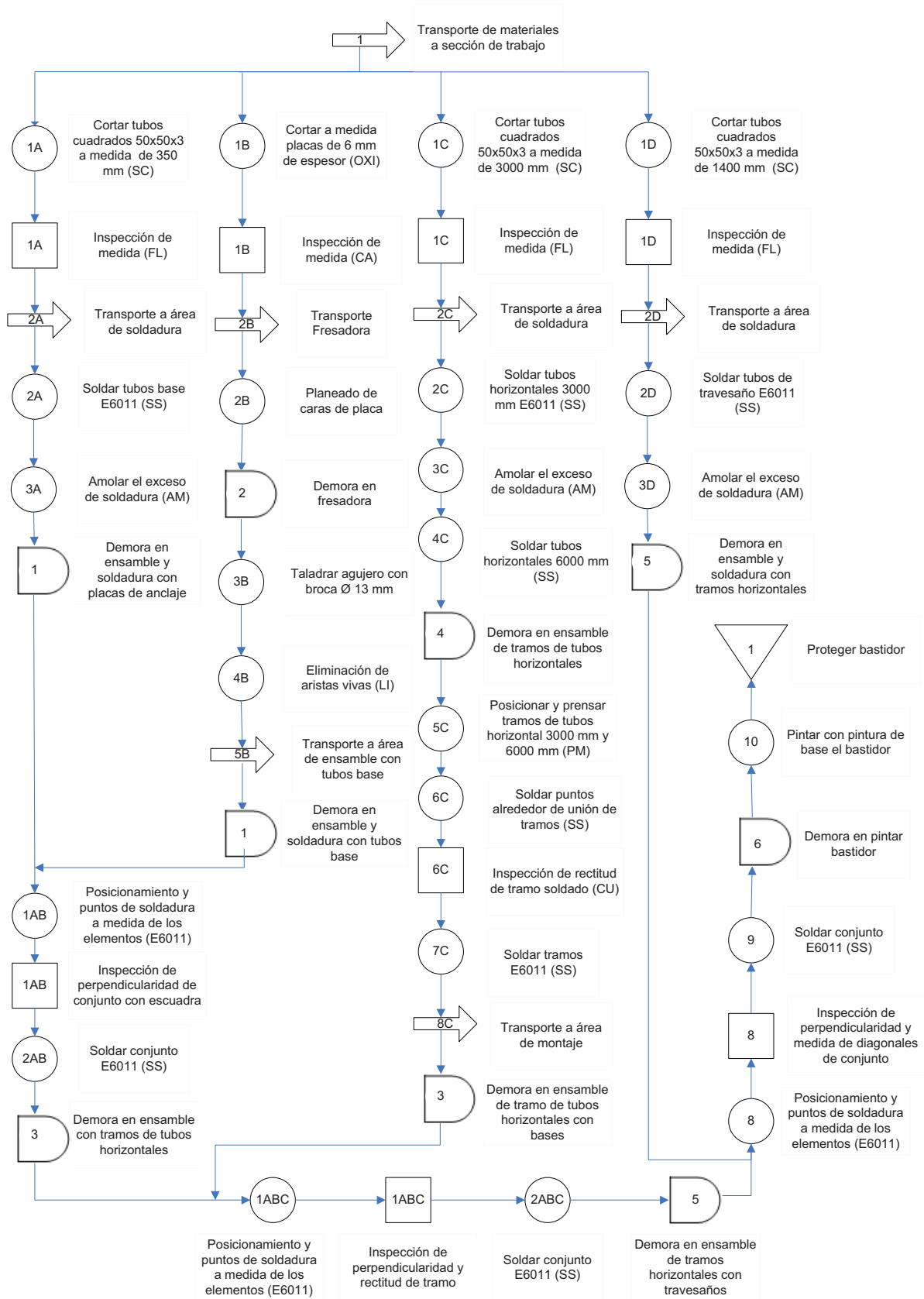
Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
1					15
	1				10
			1A		35
		1			1
			2A		30
		2			1
			3A		15
	4A				1
		3			5
			4A		20
				4A	1
		4			1
			1B		15
		5			1
			2B		30
	3B				5
			3B		15
	4B				1
			4B		10
	5B				1
			1AB		20
				1AB	5
			2AB		15
			3AB		15
		6			10
			1C		30
		7			5
			2C		30
	3C				1
			3C		20
	4C				1

Tabla 4.30 Tiempos de construcción de la estructura del conjunto de corte, continuación...

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
			5		20
				5	1
			6		10
				6	5
		8			10
			7		20
				7	1
			8		20
			9		15
			10		5
		9			15
			11		30
			12		30
				12	5
			13		5
				13	5
			14		30
			15		15
				15	5
		10			15
			16		120
2					10
TIEMPO TOTAL EMPLEADO					742

Fuente: Propia.

4.4.2.6 Bastidor.



. Figura 4.5 Diagrama de flujo para la construcción del bastidor.

Tabla 4.31 Tiempos de construcción del bastidor.

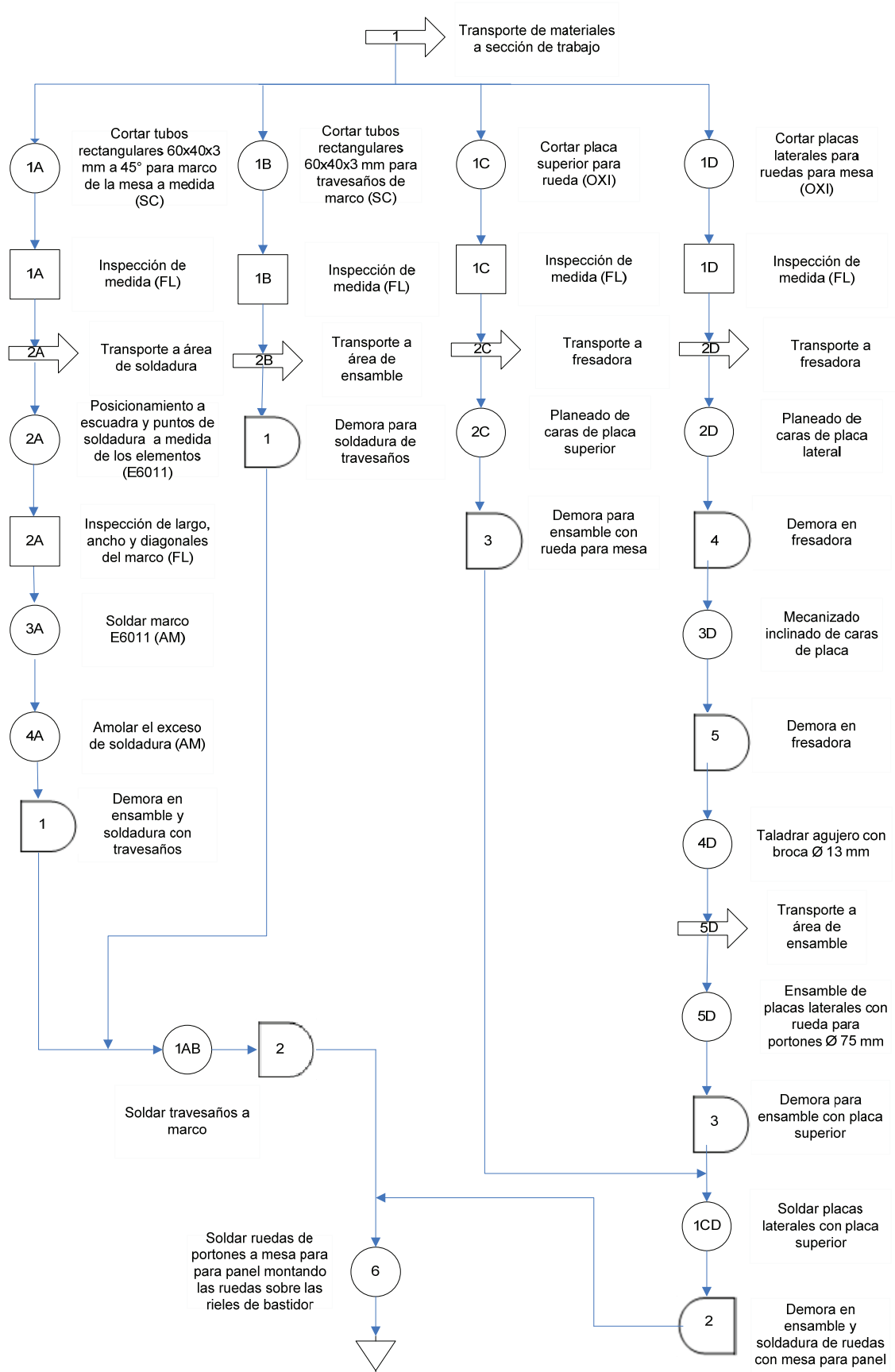
Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
	1				15
			1A		90
				1A	4
	2A				2
			2A		60
			3A		15
		1			10
			1B		40
				1B	5
	2B				1
			2B		100
		2			10
			3B		30
			4B		10
	5B				1
			1AB		40
				1AB	5
			2AB		45
		3			10
			1C		10
				1C	1
	2C				1
			2C		20
			3C		10
			4C		20
		4			5
			5C		30

Tabla 4.31 Tiempos de construcción del bastidor, continuación...

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
			6C		10
				6C	5
			7C		15
	8C				1
			1ABC		40
				1ABC	10
			2ABC		60
		5			10
			1D		30
				1D	5
	2D				1
			2D		20
			3D		10
			8		20
				8	5
			9		25
		6			15
			10		120
1					15
TIEMPO TOTAL EMPLEADO					898

Fuente: Propia.

4.4.2.7 Mesa para panel de poliuretano.



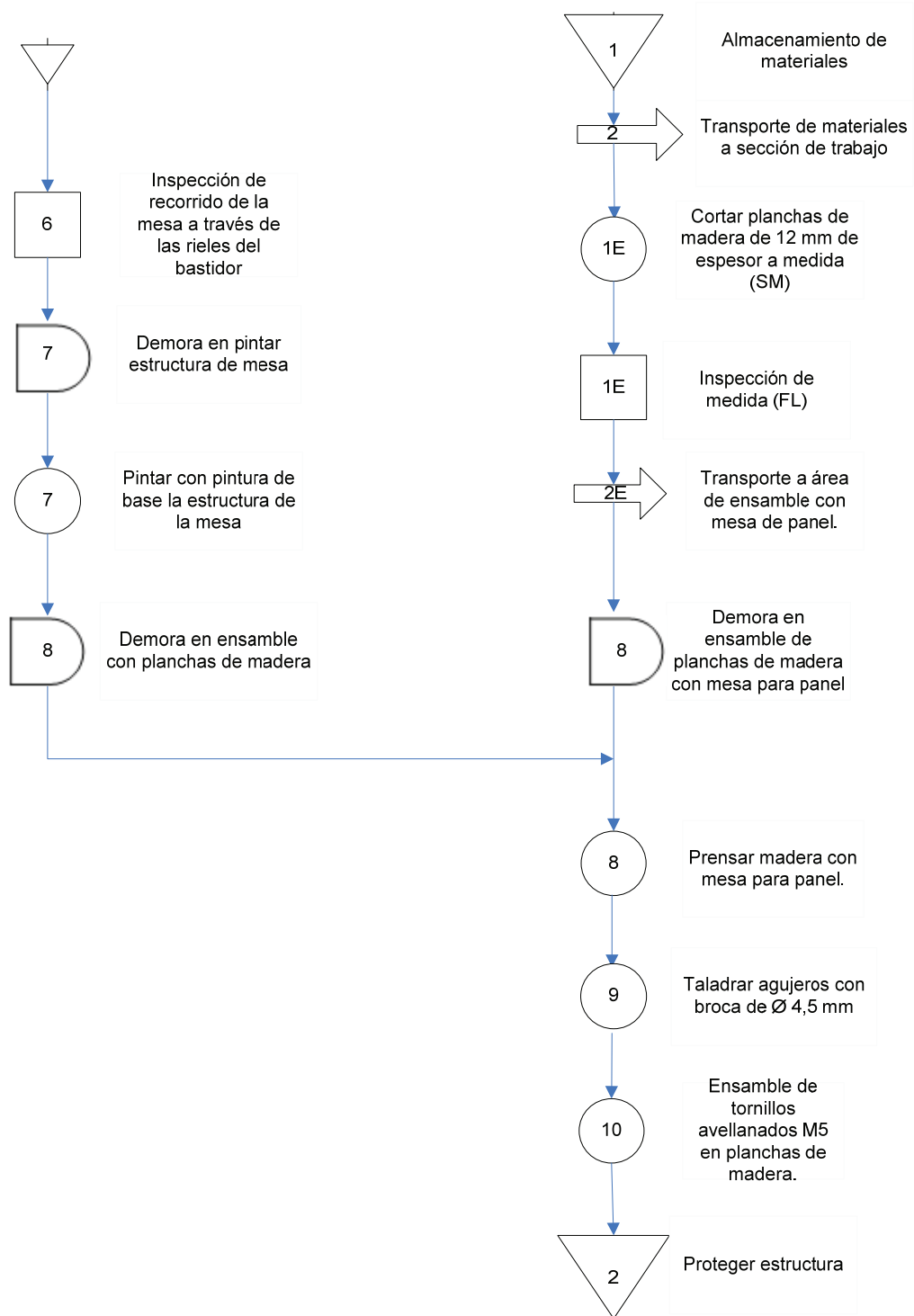


Figura 4.6 Diagrama de flujo para la construcción de la mesa para el panel de poliuretano.

Tabla 4.32 Tiempos de construcción de la mesa para panel de poliuretano.

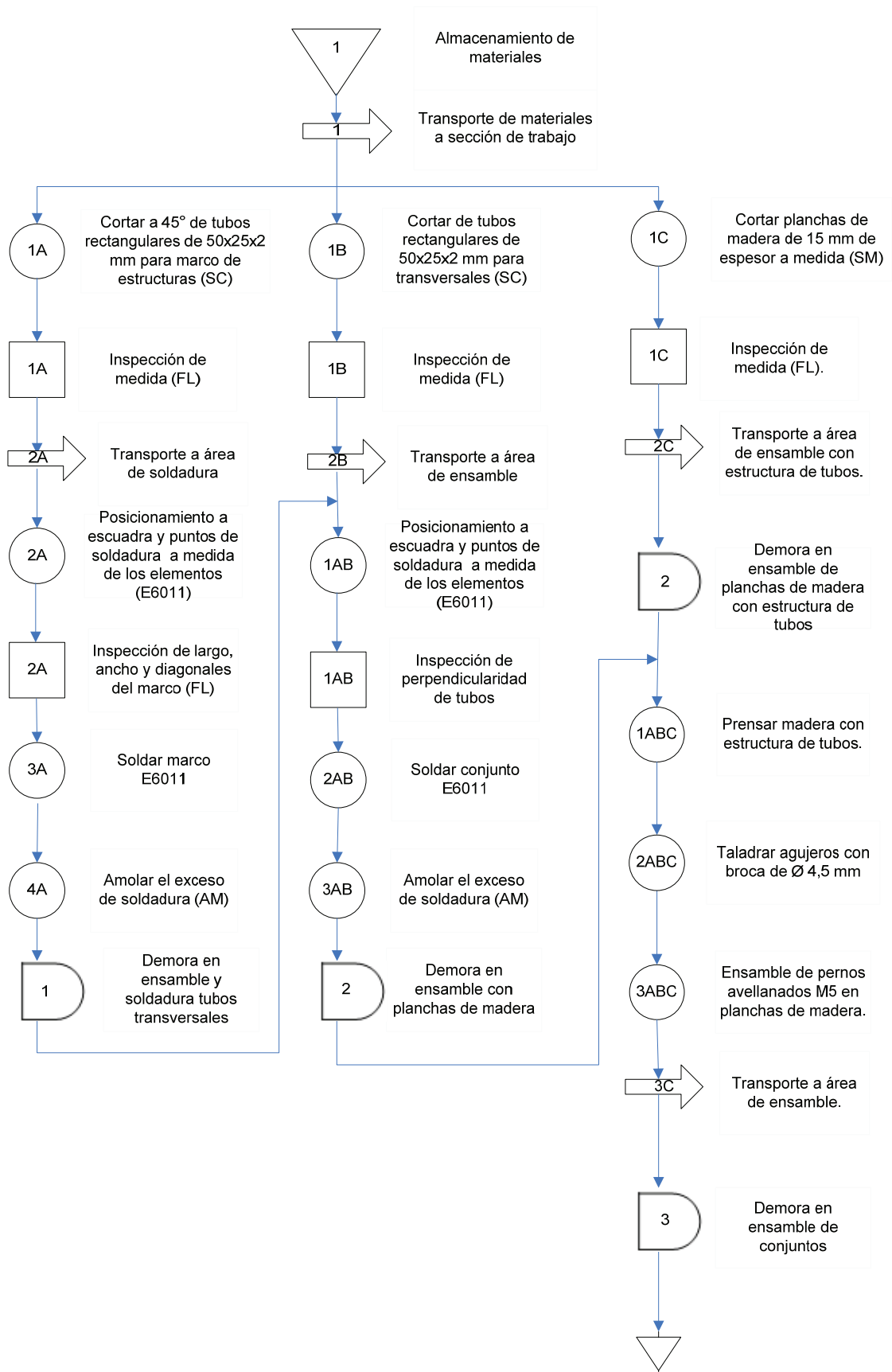
Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
	1				10
			1A		20
				1A	1
	2A				1
			2A		10
				2A	2
			3A		20
			4A		10
		1			5
			1B		10
				1B	1
	2B				1
			1AB		30
		2			10
			1C		20
				1C	1
	2C				1
			2C		30
		3			10
			1D		20
				1D	1
	2D				1
			2D		30
		4			5
			3D		30
		5			5
			4D		30
	5D				1

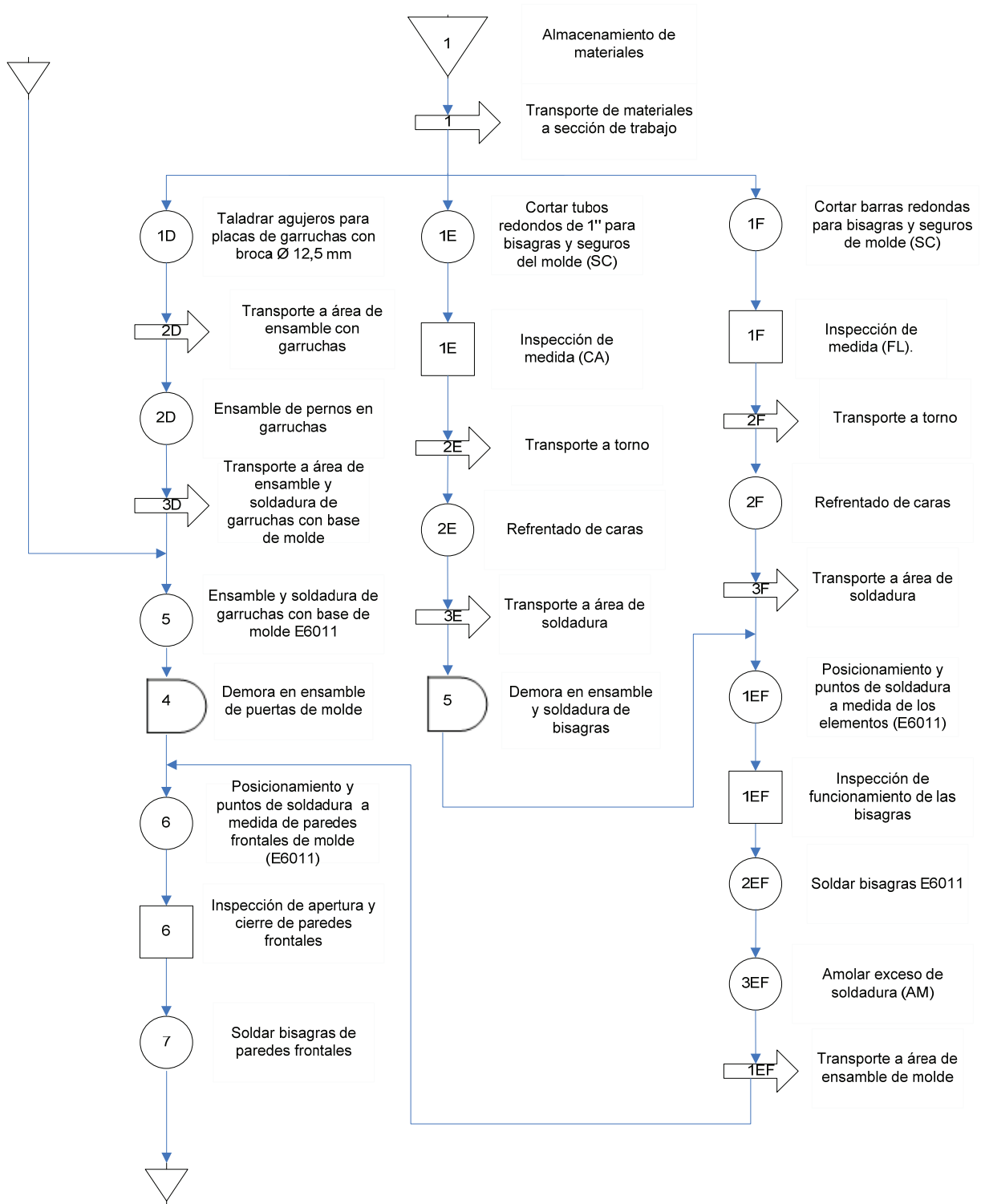
Tabla 4.32 Tiempos de construcción de la mesa para panel de poliuretano, continuación...

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
			5D		10
			1CD		20
			6		40
				6	5
		7			15
			7		120
		8			30
1					15
	2				15
			1E		15
				1E	2
	2E				2
			8		15
			9		30
			10		30
2					10
TIEMPO TOTAL EMPLEADO					659

Fuente: Propia.

4.4.2.8 Construcción de molde para panel de poliuretano rígido.





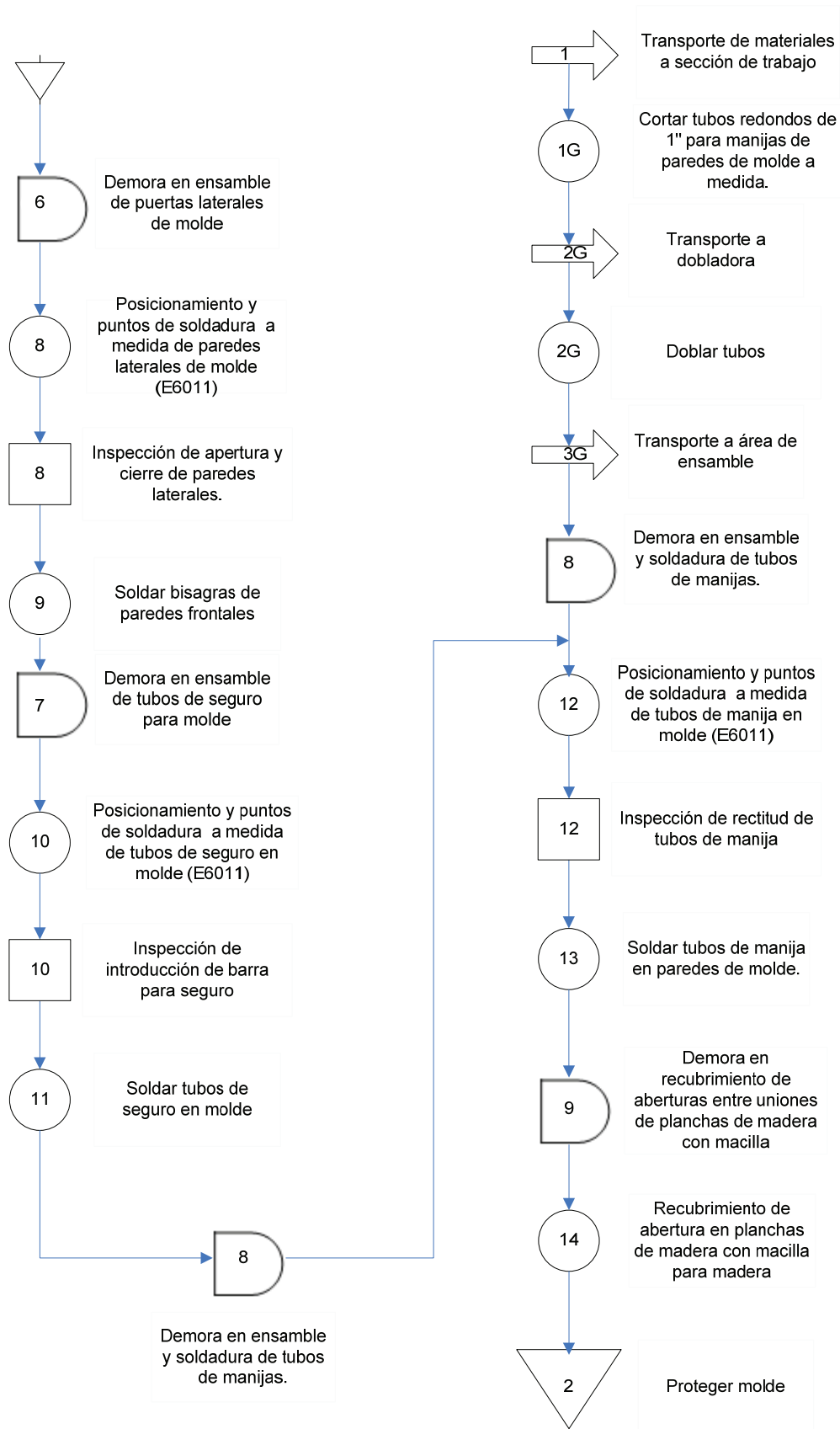


Figura 4.7 Diagrama de flujo para la construcción de la mesa para el panel de poliuretano.

Tabla 4.33 Tiempos de construcción de molde para panel de poliuretano.

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
1					10
	1				15
			1A		70
				1A	10
	2A				5
			2A		30
				2A	5
			3A		60
			4A		30
		1			15
			1B		140
	2B				5
			1AB		120
			2AB		200
			3AB		40
		2			15
			1C		60
		2C			15
			1ABC		90
			2ABC		90
			3ABC		170
	3C				15
		3			15
			1D		40
	2D				1
			2D		20
	3D				1
			5		20

Tabla 4.33 Tiempos de construcción de molde para panel de poliuretano, continuación...

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
		4			15
			1E		120
				1E	10
	2E				1
			2E		200
	3E				1
		5			15
			1F		40
				1F	5
	2F				1
			2F		115
	3F				1
			1EF		30
				1EF	5
			2EF		35
			3EF		20
	1EF				1
			6		20
				6	5
			7		20
		6			15
			8		20
				8	5
			9		30
		7			10
			10		45
				10	5
			11		30

Tabla 4.33 Tiempos de construcción de molde para panel de poliuretano, continuación...

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
		8			15
			1G		20
	2G				2
			2G		20
	3G				2
			12		15
				12	2
			13		15
2					20
TIEMPO TOTAL EMPLEADO					2108

Fuente: Propia.

4.4.3 FOTOS DE MOLDE PARA PANELES DE POLIURETANO.



Figura 4.8 Foto de molde para paneles de poliuretano rígido.

Fuente: Propia.



Figura 4.9 Foto de paredes abatibles de molde.

Fuente: Propia.

4.5 MONTAJE DEL SISTEMA DE CORTE PARA PANELES DE POLIURETANO RÍGIDO.

Una vez mecanizadas las piezas y contruidos los conjuntos del sistema de corte, se procede a realizar el montaje. El montaje se realiza como se muestra en el diagrama de flujo de la figura 4.10.

4.5.1 MONTAJE DEL SISTEMA DE CORTE PARA PANELES DE POLIURETANO.

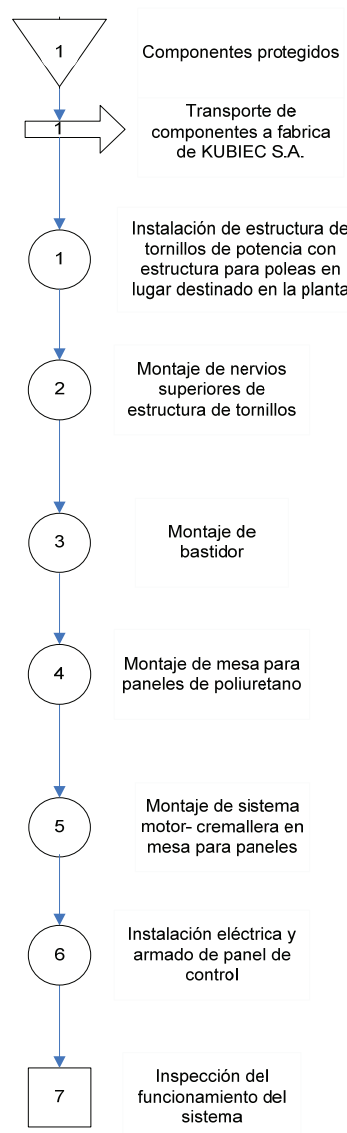


Figura 4.10 Diagrama de flujo para la construcción de la mesa para el panel de poliuretano.

Fuente: Propia.

Tabla 4.34 Tiempos de montaje de sistema de corte para paneles de poliuretano.

Almacenaje, Materiales o Protección	Transporte	Demora	Operación	Inspección	Tiempo (min)
1					30
	1				60
			1		25
			2		20
			3		15
			4		10
			5		120
			6		300
				7	30
TIEMPO TOTAL EMPLEADO					610

Fuente: Propia.

4.5.2 FOTOS DE MONTAJE DEL SISTEMA DE CORTE PARA PANELES DE POLIURETANO.



Figura 4.11 Foto de montaje de tornillos de potencia.

Fuente: Propia.

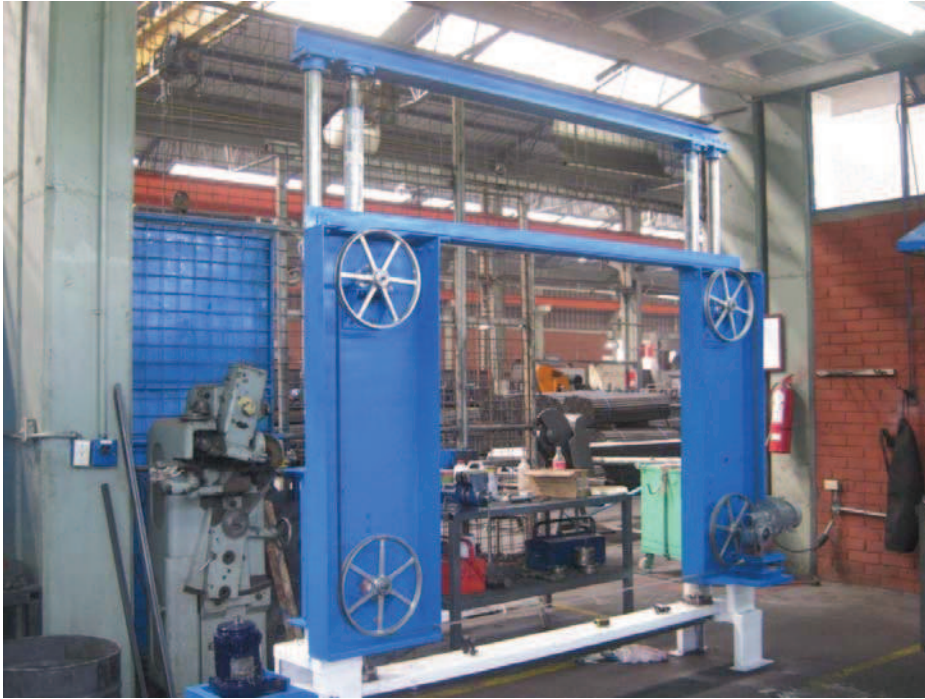


Figura 4.12 Foto de montaje de poleas.

Fuente: Propia.



Figura 4.13 Foto de montaje de bastidor.

Fuente: Propia.



Figura 4.14 Foto de montaje de mesa.

Fuente: Propia.

4.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS.

Con la construcción del prototipo, se debe verificar las especificaciones para las cuales fue diseñada la máquina, para demostrar que el diseño es acertado y satisface los requerimientos funcionales.

En el diseño actual, se comprueban los siguientes parámetros:

- Dimensiones generales.
- Desplazamientos.
- Velocidades angulares y lineales.
- Alineación y paralelismo.
- Pruebas visuales.

4.6.1 DIMENSIONES GENERALES.

Con la utilización de un flexómetro se medirá dimensiones fundamentales de sistema de corte y conformado, las mismas que deberán ser las establecidas en las especificaciones técnicas.

4.6.2 DESPLAZAMIENTOS.

Se comprueba los desplazamientos de los sistemas, respecto a posiciones horizontales y verticales.

4.6.3 VELOCIDADES ANGULARES Y LINEALES.

Esta prueba se realiza a los elementos giratorios y a partes del sistema de corte que se desplazan para comprobar que las velocidades medidas son las que se requieren para el correcto funcionamiento del sistema, para esto se utiliza un tacómetro digital.

4.6.4 ALINEACIÓN Y PARALELISMO.

La alineación busca la calidad en el montaje de maquinarias, con esto se trata de eliminar esfuerzos no deseados, vibraciones, ruido y deterioro progresivo de las máquinas. Para realizar la alineación del sistema de corte, se utiliza nivel, cuerda, escuadra.

4.6.5 PRUEBAS VISUALES.

Con esto se comprueba que elementos mecánicos, acabados, pintura y soldaduras se encuentren en correcto estado, así se comprueba la lubricación de elementos mecánicos, el templado de cadenas y sierra de cinta, la correcta ubicación de los elementos y la estética del sistema.

Para la valoración de aceptación o rechazo de las pruebas realizadas en el protocolo, se toma en cuenta la siguiente calificación de evaluación medida respecto al dato teórico establecido en la especificación del sistema.

A continuación en la tabla 4.35 se muestra los criterios de evaluación:

Tabla 4.35 Criterios de evaluación para pruebas de protocolo.

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	
Aceptable	Rango entre el 70% y 100% del dato teórico.
Rechazado	Rango menor del 70%.

Fuente: Propia.

A continuación, en la tabla 4.36 se muestra el formato donde se colocan los resultados obtenidos en las diferentes pruebas a realizar, tanto en vacío como con carga.

Tabla 4.36 Formato de protocolo de pruebas.

PROTOCOLO DE PRUEBAS				
EMPRESA:	CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A.	VERIFICADORES:		
MÁQUINA:	Cortadora de poliuretano rígido			
HOJA:	1/2			
PRUEBA	VALOR TEORICO	VALOR MEDIDO	ACEPTADO	RECHAZADO
Largo de bastidor				
Ancho de bastidor				
Largo de mesa				
Ancho de mesa				
Ancho máximo de corte				
Altura mínima de corte				
Altura máxima de corte				
RPM de motor de poleas				
RPM de motor de tornillos				
Velocidad de mesa				
Posicionamiento de tornillos y guías				
Alineación de juego de poleas				
Tensión de cadenas				
Tensión de sierra de cinta				

Tabla 4.36 Formato de protocolo de pruebas, continuación...

PROTOCOLO DE PRUEBAS				
EMPRESA:	CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A.	VERIFICADORES:		
MÁQUINA:	Cortadora de poliuretano rígido			
HOJA:	2/2			
PRUEBA	VALOR TEORICO	VALOR MEDIDO	ACEPTADO	RECHAZADO
Lubricación de elementos móviles				
Pintura				
Funcionamiento de tablero eléctrico				
Largo de molde para panel				
Ancho de molde para panel				
Altura de molde para panel				
Acabado superficial del panel				
APROBADO POR:			FIRMA:

Fuente: Propia.

Los resultados del protocolo de pruebas, el manual de procedimiento para realizar el conformado y corte de los paneles de poliuretano rígido y el manual de procedimiento para realizar el mantenimiento del sistema de conformado y corte de los paneles de poliuretano se encuentran en los anexos V, VII y VIII respectivamente.



Figura 4.15 Fotos de prueba de máquina.

Fuente: Propia.



Figura 4.16 Foto de pruebas de máquina con director de tesis y gerente de planta.

Fuente: Propia.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS ECONÓMICO

En el siguiente capítulo se presenta el análisis económico del proyecto, en el cual se incluyen todos los costos involucrados en el proyecto y la evaluación económica de este, a fin de determinar el costo-beneficio que obtiene la empresa con la fabricación del mismo.

El objetivo de este análisis es formular, estimar y evaluar los resultados económicos tomando en cuenta las alternativas que se presentan en el proyecto.

5.1 COSTOS DEL SISTEMA DE CORTE Y CONFORMADO PARA PANELES DE POLIURETANO RIGIDO.

Los costos de los sistemas de corte y conformado incluyen:

- Costos de materiales.
 - Costo de materiales a ser transformados.
 - Costo de materiales normalizados.
- Costo de maquinaria utilizada y mano de obra.
- Costo de pruebas.
- Costo de Ingeniería de diseño.
- Costo total.

5.1.1 COSTOS DE MATERIALES.

En el costo de materiales se identifican los costos de los materiales a ser transformados, en los cuales se nombran aquellos que son mecanizados, doblados, cortados y soldados, y los costos de materiales normalizados, los cuales cumplen una determinada función y no necesitan ser transformados.

A continuación en la tabla 5.1 se indican los costos de materiales a ser transformados, así como sus dimensiones, cantidad, costo unitario y costo total. Los costos indicados incluyen el impuesto al valor agregado (IVA).

Tabla 5.1 Costo de materiales a ser transformados.

Material	Dimensiones (mm)	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Tubo cuadrado ASTM A 500	6000x50x50x3	10	61,20	612
Tubo cuadrado ASTM A 500	6000x40x40x2	2	35,66	71,32
Tubo rectangular ASTM A 500	6000x 60x40x3	5	62,88	314,44
Tubo rectangular ASTM A 500	6000x 50x25x2	22	33,55	738,21
Tubo redondo ISO 65	l= 6000; Ø 73; e=3,2	1	78,48	78,48
Tubo redondo ISO 65	l= 6000; Ø 114,3; e=3,6	1	155,23	155,23
Tubo redondo ASTM A53	l= 6000; Ø 33,4; e=3,38	3	38,03	114,10
Varilla redonda lisa ASTM A36	l= 6000; Ø 25,4	1	25,53	25,53
Canal U	6000x 200x50x6	1	89,05	89,05
Canal U	6000x 100x50x6	1	59,34	59,34
Ángulo laminado	6000x 25x25x4	4	9,97	39,88
Ángulo laminado	6000x 65x65x6	1	44,31	44,31
Barra redonda de bronce al aluminio	Ø 114,3; l= 200	1	203,28	203,28
Barra de nylon duralón	Ø 126; l= 220	1	55,2	55,2
Barra redonda de acero AISI 1045	Ø 32; l= 470	1	7,86	7,86
Barra cuadrada de acero AISI 1045	62 x 70 x 120	1	13,40	13,40
Barra redonda de acero AISI 1045	Ø 45; l= 400	1	14,56	14,56
Barra rectangular de acero AISI 1045	98x50x120	1	15,32	15,32

Tabla 5.1 Costo de materiales a ser transformados, continuación...

Material	Dimensiones (mm)	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Barra redonda de acero AISI 1045	Ø 170; l= 30	2	16,74	33,48
Barra perforada redonda de acero AISI 1045	Ø _e = 100; Ø _i =63; l= 110	2	18,05	36,10
Barra perforada redonda de acero AISI 1045	Ø _e = 100; Ø _i = 63; l= 50	2	8,64	17,89
Barra perforada redonda de acero AISI 1045	Ø _e = 118; Ø _i = 63; l= 100	2	24,20	48,40
Barra redonda de acero AISI 1045	Ø 75; l= 2710	2	276,64	553,28
Plancha de acero ASTM A36	2760x150x20	1	87,36	87,36
Plancha de acero ASTM A36	150x150x6	2	1,78	3,56
Plancha de acero ASTM A36	150x200x6	2	2,37	4,74
Plancha de acero ASTM A36	1220x610x6	1	47,10	47,10
Plancha de acero ASTM A36	310x305x10	1	12,46	12,46
Plancha de acero ASTM A36	200x170x10	4	4,48	17,93
Plancha de acero ASTM A36	600x200x10	2	15,87	31,65
Plancha de acero ASTM A36	170x150x10	4	3,36	13,45
Plancha de acero ASTM A36	250x150x10	1	4,95	4,95
Plancha de acero ASTM A36	300x100x6	4	2,37	9,49
Plancha de acero ASTM A36	250x200x6	2	3,95	7,91
Plancha de acero ASTM A36	185x150x10	1	3,66	3,66
Placa en L de acero ASTM A36	150x100; l=180; e=6	3	3,56	10,68
Placa en L de acero ASTM A36	150x100; l=2810; e=3	1	27,79	27,79
Placa en C de acero ASTM A36	550x150; l=1650; e=3	2	55,49	110,98
Placa en C de acero ASTM A36	550x40; l=1650; e=1,5	2	20,56	41,12
Tablero marino de madera recubierto con película fenólica	2440x1220x15	12	50,58	606,99

Tabla 5.1 Costo de materiales a ser transformados, continuación...

Material	Dimensiones (mm)	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Poleas planas	Ø 400	4	60	240
Placa en C de acero ASTM A36	550x40; l=1650; e=1,5	2	20,56	41,12
Poleas planas	Ø 400	4	60	240
Tablero marino de madera recubierto con película fenólica	2440x1220x15	12	50,58	606,99
Tablero de madera triplex	2440x1220x12	8	36,21	289,68
Bisagras para puertas	Ø 12; l= 50	6	0,60	3,60
TOTAL				4915,76

Fuente: Conduit del Ecuador.

En el caso de los materiales normalizados, se realiza una división en materiales mecánicos y eléctricos, en esta clase de materiales se incluyen aquellos que cumplen una determinada función y no necesitan ser modificados, a continuación en la tabla 5.2 se indican los costos de materiales normalizados mecánicos, así como su cantidad, costo unitario y costo total.

Tabla 5.2 Costo de materiales mecánicos normalizados.

Material	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Motor Siemens 1 ½ HP, 3370 rpm con reductor de $i = 7,5/1$.	1	731,47	731,47
Motor Siemens 3 HP, 1800 rpm	1	229,78	229,78
Reductor coaxial Motovario 2 HP, 1400 rpm, $i=14,5$.	1	811,23	811,23
Chumacera de piso, 2 agujeros, Ø 25 mm	6	32,74	196,44
Chumacera de pared, 4 agujeros, Ø 50 mm	2	39,89	79,78
Rodamiento rodillos cilíndricos, Ø 50 mm (NJ210)	2	56,6	113,2
Rodamiento de bolas, Ø 10 mm (6200)	10	5,92	59,2

Tabla 5.2 Costo de materiales mecánicos normalizados, continuación...

Material	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Rodamiento rodillos cilíndricos, Ø 50 mm (NJ210)	2	56,6	113,2
Rodamiento de bolas, Ø 10 mm (6200)	10	5,92	59,2
Catalina de doble hilera, Ø 89,7 mm, 21 dientes, paso 1/2 "	4	16,63	66,52
Catalina de doble hilera, Ø 61,8 mm, 14 dientes , paso 1/2 "	4	15,87	63,48
Cadena, N 40, paso 1/2", l = 3 metros	2	26,2	52,4
Candado doble de medio paso cadena No. 40	1	1,35	1,35
Candados dobles cadena No. 40	2	2,30	4,60
Cilindro neumático doble efecto amortiguado con imán D=50 mm, carrera del pistón 1000 mm	1	243,55	243,55
Electroválvula 5/2 1/2" reacción resorte 110 VAC	1	257,94	257,94
Sistema automático de piñón-cremallera	1	1232	1232
Garruchas de 200 kg.	6	12,98	77,88
Rueda al piso para portones Ø 75 mm, 250 kg.	6	14,46	86,76
Sierra de cinta, diente para recalcar, l= 8.2 metros.	1	13,50	13,50
Anillos elásticos externos para eje de Ø 25 mm	1	0,48	0,48
Anillos elásticos externos para eje de Ø 30mm	2	0,74	1,47
Anillos elásticos externos para eje de Ø 15 mm	2	0,24	0,48
Frasco de macilla para madera	1	5,95	5,95
Pintura anticorrosiva (gal)	1	19,42	19,42
Pintura (gal)	2	15,09	30,19
Desoxidante (gal)	1	6,83	6,83
Disco de esmerilar	2	4	8

Tabla 5.2 Costo de materiales mecánicos normalizados, continuación...

Material	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Electrodos AGA 6011-1/8" (kg)	14	3,13	43,8
Electrodos AGA 7818-1/8" (kg)	1	3,72	3,72
Flexómetro	1	15,69	15,69
Lija de agua	20	1	20
Thinner (litro)	4	1,5	6
Guaípe	30	0,15	4,5
Brocha	3	1,87	5,61
Espátula	1	0,74	0,74
Uniforme de trabajo	2	151,39	302,78
Perno Allen M4X16 mm	4	0,11	0,44
Perno Allen M6X12 mm	12	0,13	1,57
Perno Allen M6X40 mm	4	0,20	0,81
Perno Allen M8X20 mm	4	0,21	0,85
Perno Allen M10X25 mm	4	0,36	1,45
Perno Allen M10X40 mm	16	0,53	8,55
Perno Allen M10X60 mm	6	0,59	3,57
Perno Allen M12X25 mm	8	0,49	3,95
Perno Allen M12X30 mm	48	0,51	24,68
Perno Allen M12X35 mm	11	0,54	5,99
Perno Allen M12X50 mm	8	0,62	5,00
Perno Allen M14X120 mm	4	1,21	4,84
Perno Allen M18X110 mm	2	3,83	7,66
Perno de cabeza hexagonal M12X35	28	0,35	9,88
Perno Avellanado M8X50	160	0,54	87,09
Tornillo avellanado M6X25	32	0,07	2,26
Espiga roscada M6X10	8	0,15	1,21
Arandela plana ø 6 mm	12	0,02	0,24
Arandela plana ø 8 mm	164	0,02	3,31
Arandela plana ø 10 mm	32	0,04	1,29

Tabla 5.2 Costo de materiales mecánicos normalizados, continuación...

Material	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Arandela plana ø 12 mm	119	0,05	6,00
Arandela plana ø 14 mm	16	0,06	0,97
Arandela plana ø 16 mm	2	0,08	0,16
Arandela de presión ø 8 mm	4	0,02	0,06
Arandela de presión ø 10 mm	24	0,04	0,97
Arandela de presión ø 12 mm	103	0,06	6,23
Arandela de presión ø 14 mm	16	0,08	1,29
Tuerca M8	160	0,05	8,06
Tuerca M10	24	0,10	2,42
Tuerca M12	95	0,12	11,49
Tuerca M14	24	0,18	4,35
Tuerca M16	12	0,35	4,23
Perno Allen M12X70 mm	7	0,83	5,79
Perno Allen M14X50 mm	4	1,19	4,76
Perno Allen M14X60 mm	12	1,34	16,09
TOTAL			5044,25

Fuente: Conduit del Ecuador.

El otro grupo de materiales normalizados incluyen todos los elementos eléctricos necesarios para la instalación eléctrica del sistema de corte, en la tabla 5.3 se presentan los elementos y costo de cada uno que se utiliza.

Tabla 5.3 Costo de materiales eléctricos normalizados.

Material	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Porta fusibles para riel din con fusibles de control de 5A.	2	4,85	9,71
Pulsador tipo hongo paro de emergencia 110 VAC 15 A	1	18,54	18,54
Pulsadores de marcha (ON) de botón rasante de acople rápido (VERDE) TELEMECANIQUE	3	7,77	23,32
Pulsadores de paro (OFF) de botón rasante de acople rápido (ROJO) TELEMECANIQUE	1	7,77	7,77
Contacto NC para pulsador TELEMECANIQUE	3	2,85	8,55
Micro swith final de carrera con accionamiento por palanca (1 NC - 1 NA) 110 V AC	2	42,50	85
Contactador magnético, 5 hp 220V, tensión de mando 110 V 50/60 Hz. Contactos auxiliares 1 NA 1 NC	1	33,02	33,02
Switch de desconexión para tablero 220 VAC 12 a 175 A.	1	23,36	23,36
Luces piloto 110 VAC TELEMECANIQUE	4	7,84	31,39
Contactador magnético, 3 hp 220V, tensión de mando 110 V 50/60 Hz. Contactos auxiliares 1 NA 1 NC	2	21,63	43,27
Guarda motor trifásico para motor de 3 HP, 220 V AC rango de regulación 7 a 10 A, para riel DIM	1	47,93	47,93
Guarda motor trifásico para motor de 2 HP, 220 V AC rango de regulación 5,5 a 8 A, para riel DIM	2	47,93	95,87
Interruptor termo magnético (breaker) para riel DIN, 600 V, Icc= 2.5 KA. rms, 3 polos, 20 A.	1	13,22	13,22
Gabinete metálico de 80 cm. de alto x 60 cm. de ancho x 25 cm. de profundidad. Fabricado en lamina de tol negro estirado en frio, con tratamiento previo a la pintura electrostática en polvo, hermético, con cerradura triangular y doble fondo.	1	158,87	158,87
Conductor de cobre concéntrico (tipo sucre) 3 x 12 AWG. Flexible	12	2,23	26,81

Tabla 5.3 Costo de materiales eléctricos normalizados, continuación...

Material	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Conductor de cobre concéntrico (tipo sucre) 3 x 18 AWG. Flexible	6	0,89	5,38
Conductor de cobre THHN cableado 7 hilos, anti flama 75°C, 600 V, antigases, # 16 AWG.	30	0,35	10,66
Conductor de cobre THHN cableado 7 hilos, anti flama 75°C, 600 V, antigases, # 14 AWG.	30	0,53	16,02
Borneras para riel din para cable No. 10 AWG	12	1,07	12,85
Borneras para riel din para cable No. 8 AWG	6	1,39	8,38
TOTAL			704,42

Fuente: Conduit del Ecuador.

5.1.2 COSTO DE MAQUINARIA UTILIZADA Y MANO DE OBRA.

El costo de maquinaria utilizada y mano de obra involucra el tiempo de utilización de cada equipo, el cual tiene un costo diferente por hora, dependiendo del equipo a utilizar, el costo por hora de cada equipo incluye el salario del operario. El costo de cada equipo es impuesto por Conduit del Ecuador.

En este rubro también se incluye el costo de maquinado de las piezas que se envían a mecanizar en la empresa TIEC. En el caso de operaciones como montaje o transporte de materiales, se toma en cuenta un costo por hora indicado por la empresa.

Puesto que el número de operaciones realizadas para la construcción del sistema de corte y conformado es muy alto, solamente se realiza la sumatoria de los tiempos de utilización de cada equipo en los diferentes procesos de construcción de los sistemas. A continuación en la tabla 5.4 se indica el costo de la maquinaria utilizada y mano de obra.

Tabla 5.4 Costo de maquinaria utilizada y mano de obra.

Operación	Tiempo (h)	Costo (USD/h)	Costo total (USD)
Torneado	43,3	10	433
Fresado	29,7	13	386,1
Corte con sierra de cinta	14,8	5	74
Soldado	32,4	10	324
Oxicorte	2,3	10	23
Amolado	3,8	8	30,4
Taladrado manual	2,0	6	12
Machuelado	4,1	3,5	14,35
Montaje	31,9	4	127,6
Varios	9	3,5	31,5
Mecanizado de tornillos de potencia			1300
Mecanizado de chaveteros en catalinas y poleas			36
TOTAL			2791,95

Fuente: Conduit del Ecuador.

5.1.3 COSTO DE PRUEBAS.

Este costo se encuentra relacionado con las pruebas a realizar con los componentes utilizados para la fabricación del panel de poliuretano, las pruebas a realizar tienen los siguientes objetivos:

- Obtención de la relación de mezcla adecuada para conseguir la densidad del panel deseada por la empresa.
- Conocer la expansión de la mezcla de los materiales utilizados en el sitio donde se producirá los paneles.
- Seleccionar el desmoldante adecuado a utilizar en las paredes del molde del panel para obtener el acabado superficial deseado en este.

Para realizar estas pruebas, se construye un molde a escala del mismo material utilizado en el molde para paneles de poliuretano (tablero marino de madera recubierto con película fenólica) de dimensiones 151x123x158 mm. Además se utiliza una balanza con una capacidad de 5 Kg con una precisión de un gramo, un taladro con un pequeño agitador y recipientes para la mezcla (Anexo VI).

A continuación en la tabla 5.5 se muestra el costo de los materiales y materia prima utilizados en las pruebas.

Tabla 5.5 Costo de pruebas.

Material y/o materia prima.	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
RUBITHERM LR 18405 (poliol) (kg)	20,56	3	61,69
RUBINATE 5005 (isocianato) (kg)	24,67	3,25	80,19
Cera para pisos líquida incolora(gal)	1	7,96	7,96
Cera para pisos amarilla 450 cc	1	1,05	1,05
TOTAL			150,89

Fuente: CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A.

Los parámetros, el procedimiento para realizar las pruebas y los resultados obtenidos se muestran en el anexo VI.

5.1.4 COSTO DE INGENIERÍA DE DISEÑO.

El costo de ingeniería de diseño hace referencia al valor que se cancela a los diseñadores del sistema de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido, en el cual se toma en cuenta un porcentaje de los valores invertidos por parte de la empresa desde el inicio del proyecto hasta que la máquina se encuentre operativa.

Para este caso, se toma en cuenta una bonificación de 1000 dólares por el diseño de los sistemas, esto es convenido con el Ingeniero Reynaldo Pavlica, Gerente de Planta de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A.

A parte de este rubro, se toma en cuenta el costo de impresión del documento de tesis e impresión de planos. A continuación en la tabla 5.6 se muestra el costo de ingeniería de diseño.

Tabla 5.6 Costo de ingeniería de diseño.

Rubro	Costo (USD)
Ingeniería de diseño	1000
Impresión de documento de tesis y planos	300
TOTAL	1300

Fuente: Propia

5.15 COSTO TOTAL.

El costo total es la sumatoria de los costos presentados anteriormente, a continuación en la tabla 5.7 se muestra el costo total del diseño y construcción del sistema de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido.

Tabla 5.7 Costo total.

Rubro	Costo (USD)
Costo de materiales a ser transformados	4915,76
Costo de materiales normalizados (mecánicos)	5044,25
Costo de materiales normalizados (eléctricos)	704,42
Costo de maquinaria utilizada y mano de obra	2791,95
Costo de pruebas	150,89
Costo de Ingeniería de diseño	1300
TOTAL	14907,27

Fuente: Propia

5.2 EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO.

La evaluación económica del proyecto busca determinar el costo-beneficio del proyecto que obtiene la empresa en la vida útil del mismo, para realizar la evaluación, se toma en cuenta los siguientes aspectos:

- Vida útil del proyecto.
- Producción mensual del producto.
- Costos de producción de paneles de poliuretano rígido.
- Rentabilidad del proyecto.
- Valor actual neto del proyecto (VAN).
- Tasa interna de retorno (TIR).
- Periodo de recuperación del capital.

5.2.1 VIDA ÚTIL DEL PROYECTO.

La vida útil del proyecto considera el tiempo en el cual estará en funcionamiento el sistema de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido. Dado que el ambiente tecnológico es muy cambiante y puesto que siempre se buscan nuevas soluciones en el entorno de las cubiertas, se estima una vida útil del proyecto de 5 años.

5.2.2 PRODUCCIÓN MENSUAL DEL PRODUCTO KUBILOC.

El producto KUBILOC se ofrece en 2 presentaciones, KUBILOC 25 y KUBILOC 38, el 95 % de las ventas de este producto se lo realiza en la presentación del KUBILOC 38, por lo cual toda la evaluación económica se realiza en base a esta presentación. Se estima una producción mensual media de 5000 m².

5.2.3 COSTOS DE PRODUCCIÓN DE PANELES DE POLIURETANO RÍGIDO.

Para establecer los costos de producción de los paneles se debe conocer el tiempo de funcionamiento de los sistemas de corte y conformado, dado que el espacio físico en la planta “La Esthela” de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. es relativamente pequeño, se decide fabricar un solo molde para los paneles del cual se obtendrá un panel de 8 m³ aproximadamente.

Con un panel de este volumen, se estima obtener 210 m² de planchas de poliuretano rígido para el producto KUBILOC 38, a continuación en la tabla 5.8 se muestra los tiempos requeridos para la obtención un panel.

Tabla 5.8 Tiempos requeridos para la obtención de un panel de poliuretano rígido.

Operación	Tiempo (h)
Limpieza del molde	1/4
Aplicación de desmoldante en las paredes del molde	1/4
Preparación de los componentes y mezclado de estos	1/4
Reacción de la mezcla en el molde	1
Desmoldeo del panel de poliuretano	1/4
Espera para realizar los cortes del panel	24

Fuente: Propia

El tiempo que se debe esperar para realizar los cortes a medida del panel de poliuretano es de aproximadamente 26 horas, las 24 horas de espera para realizar los cortes se debe a que el panel debe curarse completamente para que no colapse.

5.2.3.1 Tiempos de funcionamiento del sistema de corte y conformado para la producción de planchas de poliuretano rígido para el producto KUBILOC 38.

Para establecer los tiempos de funcionamiento del sistema de corte, se toma en cuenta la velocidad de desplazamiento de la mesa para realizar el corte del panel (9,6 m/min) y el número de cortes a realizar (43 cortes), se calcula que el tiempo necesario de corte para obtener los 210 m² de planchas de poliuretano para el producto KUBILOC 38 es de 1 hora aproximadamente.

Se toma como referencia la jornada laboral diurna de la planta La Esthela de CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. de 8 horas diarias de 8:00 am a 5:00 pm, dado que se requiere 2 horas para fabricar el panel, se considera una producción diaria de 4 paneles.

En la tabla 5.9 se muestra los tiempos de funcionamiento del sistema de corte de paneles si se construye un molde, los números indicados en la tabla corresponden al número de panel fabricado y cortado. Para realizar esta tabla se toma como referencia los siguientes colores que indican el tiempo de cada operación.




-  Tiempo de obtención de panel de poliuretano rígido (h).
-  Tiempo de funcionamiento del sistema de corte (h)
-  Tiempo muerto del sistema de corte (h)

Tabla 5.9 Tiempos de funcionamiento de los sistemas de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido.

Día Hora	Día 1		Día 2		Día 3		Día 4
8-9 am	1		5		9		
9-10 am					4		8
10-11 am	2		6	1	10	5	9
11-12 am							
12-13 pm	Hora de almuerzo						
13-14 pm	3		7	2	11	6	10
14-15 pm							
15-16 pm	4		8	3	12	7	11
16-17 pm							

Fuente: Propia

Con los datos que se muestran en la tabla 5.9, se puede observar que existe un tiempo muerto inicial del sistema de corte de 26 horas desde que se comienza a producir los paneles, y tiempos muertos de 1 hora entre cada corte de los paneles.

Si se toma en cuenta una producción mensual de 5000 m² para las planchas de poliuretano para el producto KUBILOC 38, se calcula que en 8 días laborables se tendría la producción, con esto se evita el almacenaje excesivo del producto terminado.

5.2.3.2 Costo de la materia prima.

Como referencia inicial se considera que para una producción mensual de 5000 m² para las planchas de poliuretano para el producto KUBILOC 38 se necesitan 24 paneles de 8 m³ con una densidad promedio de 33 kg/m³.

Para la obtención de cada panel se necesita un peso aproximado de la mezcla de 280 kg, este valor se lo obtiene extrapolando los resultados de las pruebas realizadas para conocer el grado de expansión de la mezcla (Anexo VI).

La relación en peso de polioli e isocianato para obtener la densidad deseada en los paneles de poliuretano es de 1:1,2, esta relación es obtenida de las pruebas realizadas con los componentes (Anexo VI). En la tabla 5.10 se muestra el costo total de la materia prima para la fabricación de un panel de poliuretano rígido.

Tabla 5.10 Costo de la materia prima para la fabricación de paneles de poliuretano rígido.

Componente	Relación en peso	Peso requerido (kg)	Costo/kilogramo de material (USD)	Costo total (USD)
RUBITHERM LR 18405 (poliol)	1	127,27	3	381,81
RUBINATE 5005 (isocianato)	1,2	152,73	3,25	496,37
TOTAL				878,18

Fuente: Propia

A este costo se le debe sumar el costo del desmoldante a utilizar, en este caso una cera líquida incolora cuyo valor en el mercado local es de 7,96 dólares cada galón, se estima que para obtener cada panel de poliuretano rígido, se utilice 1/3 de galón de la cera.

5.2.3.3 Costo de la energía.

El costo de la energía se calcula considerando el tiempo de funcionamiento los 3 motores con los que cuenta el sistema de corte durante una hora que toma realizar los cortes del panel. A continuación en la tabla 5.11 se muestra el costo de energía consumida en el corte de los 24 paneles.

Tabla 5.11 Costo de energía consumida en el corte de los paneles de poliuretano.

Motor	Potencia (KW)	Amperaje (A)	Voltaje (V)	Tiempo de funcionamiento (h)	Kilovatios hora (KWh)	Costo de KWh (USD)	Costo total (USD)	
Poleas	1,1	5,3	220	24	27,98	0,10	2,79	
Tornillos de potencia	1,5	3,5	220	24	18,48	0,10	1,84	
Mesa de panel	0,3	1,5	220	24	7,92	0,10	7,92	
TOTAL								5,43

Fuente: Propia

5.2.3.4 Costo de operario.

Dado que para la producción mensual estimada se tardará 8 días laborables, se toma como referencia el salario de un operario de 3,5 dólares por hora, por tanto el costo del operario para la producción de paneles de poliuretano será de 224 dólares.

5.2.3.5 Costo de mantenimiento.

El costo de mantenimiento se estima teniendo en cuenta las tareas necesarias de mantenimiento del sistema de conformado y corte, aquí se incluyen la lubricación de los elementos móviles, mantenimiento de los motores, cambio de elementos rotatorios entre otros, se toma un precio de referencia de 15 dólares mensuales.

5.2.3.6 Costo total de producción.

A continuación en la tabla 5.12 se muestra el costo total de producción de paneles de poliuretano rígido mensual como anual para una producción aproximada de 5000 m² para el producto KUBILOC 38.

Tabla 5.12 Costos de producción de los paneles de poliuretano rígido.

Rubro	Costo mensual (USD)	Costo Anual (USD)
Materia prima	22604,64	271255,68
Energía	5,43	65,16
Operario	224	2688
Mantenimiento	15	180
TOTAL	22849,07	274188,84

Fuente: Propia

5.2.3.7 Comparación del costo de producción por metro cuadrado de las planchas de poliuretano con el precio de compra actual del producto.

Para realizar la comparación entre el costo de producción de las planchas de poliuretano y el precio de compra actual, se requiere conocer el costo por metro cuadrado de las planchas, a continuación se muestra el cálculo del costo por metro cuadrado (m²):

$$\frac{\text{Costo plancha}}{\text{m}^2} = \frac{\text{Costo de producción mensual}}{\text{m}^2 \text{ producidos}}$$

$$\frac{\text{Costo plancha}}{\text{m}^2} = \frac{\text{Costo de producción mensual}}{\text{m}^2 \text{ producidos}} = \frac{22849,07}{5000} = 4,57 \text{ usd}$$

Actualmente CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. compra el metro cuadrado de plancha de poliuretano para el producto KUBILOC 38 en 10,98 dólares a la empresa VERTON POLIURETANOS.

Como se observa, existe un ahorro de 6,40 dólares por metro cuadrado de plancha, es decir que la empresa ahorra un 140 % en las planchas de poliuretano con la construcción del proyecto.

5.2.4 RENTABILIDAD DEL PROYECTO.

La rentabilidad del proyecto es la capacidad que posee este para producir un rendimiento económico para la empresa. Para hallar la rentabilidad del proyecto, se toma en cuenta la inversión inicial realizada en la construcción del sistema de corte y conformado de paneles de poliuretano rígido, los ingresos y costos anuales que se generan al producir los paneles.

Para calcular la rentabilidad se toma en cuenta una producción anual de paneles de poliuretano rígido de 60000 m² de planchas de poliuretano para el producto KUBILOC 38.

Se considera un precio de venta al consumidor final por cada metro cuadrado de plancha de poliuretano de 10,98 dólares, que es el valor de compra de cada metro cuadrado que actualmente se adquiere a la empresa VERTON POLIURETANOS.

$$R = \frac{I-C}{In} \times 100 \quad [5.1]^{25}$$

Donde:

- R: rentabilidad (%)
- I: Ingresos anuales (USD)
- C: costos anuales (USD)
- In: Inversión inicial (USD)

$$R = \frac{658800 - 274188,84}{14907,27} \times 100$$

$$R = 2580 \%$$

El criterio para validar la rentabilidad obtenida es el siguiente:

$$R \gg \text{costo de capital promedio [CCP]}$$

²⁵ TARQUIN, B; Ingeniería Económica 5^{ta} edición, pp.

$$CCP = \frac{C_{propio} * I_{C_{propio}} + C_{prestado} * I_{C_{prestado}}}{C_{propio} + C_{prestado}} \quad [5.2]^{26}$$

Donde:

- C_{propio} : capital propio (USD)
 $I_{C_{propio}}$: interés de capital propio (%)
 $C_{prestado}$: capital prestado (USD)
 $I_{C_{prestado}}$: interés de capital prestado (%)

Para el caso de este proyecto, se considera que la tasa mínima atractiva de rendimiento [TMAR], la cual es la tasa mínima a la que se debe invertir es del 15%.

Se considera que el interés de capital propio ($I_{C_{propio}}$) es igual a la tasa mínima de rendimiento [TMAR]. Puesto que no se requiere capital prestado para el proyecto, la ecuación [5.4] se reduce a:

$$CCP = \frac{C_{propio} * I_{C_{propio}}}{C_{propio}} = I_{C_{propio}} = 15 \%$$

Con los resultados obtenidos se observa que la inversión en el proyecto es adecuada ya que $2137,9 \% \gg 15 \%$

5.24 VALOR ACTUAL NETO [VAN].

El valor actual neto [VAN] es el valor en tiempo presente de todos los flujos de caja esperados del proyecto al realizar la inversión para desarrollarlo, en este caso se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

- Duración del proyecto= 5 años
- Inversión inicial [I_0] = 14907,27 USD
- Ingreso Anual [I] = 658800 USD

²⁶ TARQUIN, B; Ingeniería Económica 5^{ta} edición, 145.

- Costos Anuales [C] = 274188,84 USD
- Tasa atractiva mínima de rendimiento [TMAR] = 15%
- Valor de salvamento del sistema en 5 años [Vs] = 3000 USD

$$VAN = I_0 + VP \quad [5.3]^{27}$$

Donde:

VAN: valor actual neto (USD)

I_0 : Inversión inicial (USD)

VP: valor presente (USD)

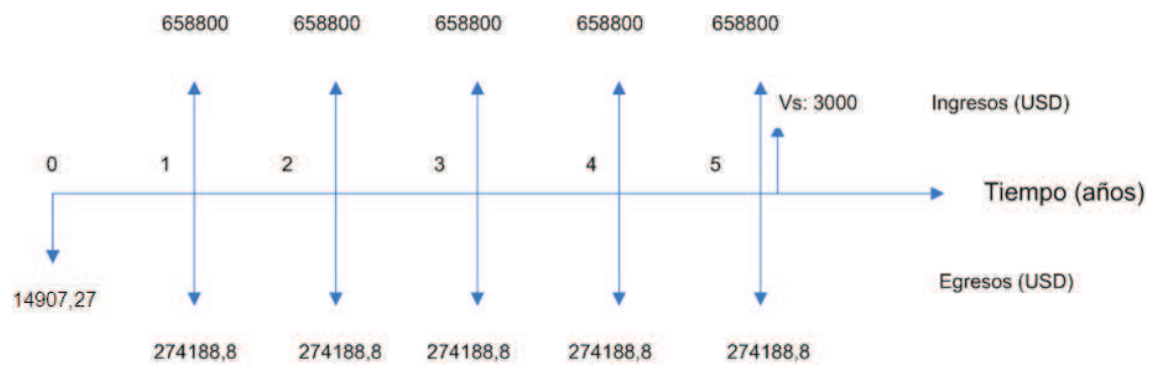


Figura 5.1 Flujos de caja estimados en el tiempo de duración del proyecto.

Fuente: Propia

El valor presente de un valor anual constante y una tasa mínima atractiva de rendimiento constante es igual a:

$$\left(\frac{P}{A}; i\%; n\right) \rightarrow P = A \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad [5.4]^{28}$$

Por lo tanto:

$$VAN = I_0 + (I - C) \left(\frac{P}{A}; i\%; 5\right) + Vs \left(\frac{P}{F}; i\%; n\right)$$

$$VAN = -14907,27 + (658800 - 274188,84) \left(\frac{(1 + 0,15)^5 - 1}{0,15} \right) + 3000 \left(\frac{P}{F}; i\%; n\right)$$

²⁷ TARQUIN, B; Ingeniería Económica 5^{ta} edición, 146.

²⁸ TARQUIN, B; Ingeniería Económica 5^{ta} edición, pp.

$$\left(\frac{P}{F}; i\%; n\right) \rightarrow P = F \left[\frac{1}{(1+i)^n} \right] \quad [5.5]^{29}$$

$$VAN = -14907,27 + (384611,16) \left(\frac{1,15^5 - 1}{0,15(1,15^5)} \right) + 3000 \left(\frac{1}{1,15^5} \right)$$

$$\rightarrow VAN = 1,275,860 \text{ USD} > 0 \text{ la inversión se justifica}$$

Puesto que el valor actual neto es mayor a cero, entonces la inversión se justifica ya que representa un alto beneficio económico para la empresa.

5.2.5 TASA INTERNA DE RETORNO [TIR].

La tasa interna de retorno [TIR] es un indicador de la rentabilidad del proyecto, mientras más alta sea esta, más rentable es el proyecto. Se define como la tasa de interés con la cual el VAN es igual a cero. Si $VP = 0 \rightarrow i = ?$

$$VP = -I_0 + VA + Vs = 0$$

$$VP = -I_0 + (I - C) \left(\frac{P}{A}; i\%; 5 \right) + Vs \left(\frac{P}{F}; i\%; n \right) = 0$$

$$VP = -14907,27 + 388404 \left(\frac{P}{A}; i\%; 5 \right) + 3000 \left(\frac{P}{F}; i\%; 5 \right) = 0$$

$$VP = -14907,27 + 388404 \left[\frac{(1+i)^5 - 1}{i(1+i)^5} \right] + 3000 \left[\frac{1}{(1+i)^5} \right] = 0$$

$$\rightarrow i = 2143 \%$$

Puesto que la tasa interna de retorno es alta, se establece que la rentabilidad del proyecto también lo es, por lo que se justifica la realización del mismo.

²⁹ TARQUIN, B; Ingeniería Económica 5^{ta} edición, pp.

5.2.6 PERIODO DE RECUPERACIÓN DEL CAPITAL [PRC].

El periodo de recuperación del capital indica el tiempo a futuro en el cual se recuperará la inversión realizada inicialmente, para realizar este análisis se toma en cuenta los flujos de caja mensuales, ya que se calcula que el periodo de recuperación sea a los pocos meses.

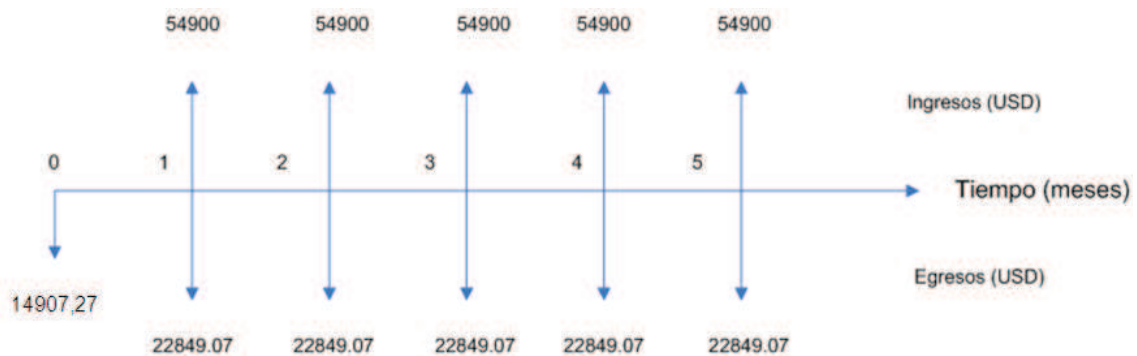


Figura 5.2 Flujos de caja estimados del proyecto en los 5 primeros meses.

Fuente: Propia

Para el cálculo del periodo de recuperación, se toma en cuenta el siguiente criterio:

- Se toma el periodo anterior a la recuperación total, en este caso el primer periodo.
- Tomando en cuenta que en el primer mes ya se genera un ingreso de 32.050,93 dólares, se concluye que en este mes ya se recupera la inversión realizada.

Se concluye que el periodo de recuperación del capital se sitúa en el primer mes de producción de los paneles de poliuretano rígido.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES.

- Se cumple el objetivo de diseñar y construir un sistema de corte y conformado para paneles de poliuretano rígido utilizado como aislante térmico y acústico en cubiertas metálicas para la empresa CUBIERTAS DEL ECUADOR KUBIEC S.A. que cumple con los parámetros y requerimientos establecidos en el proyecto.
- Tomando en cuenta la capacidad de producción del sistema de corte, su precio es inferior al de sistemas que se venden en diferentes países.
- La selección de materiales utilizados ayudan a que los sistemas construidos sean de alta durabilidad y que el producto fabricado sea de alta calidad.
- El diseño del sistema de corte permite realizar un mantenimiento correctivo y preventivo de manera fácil, de tal manera que este sea hecho en la misma empresa, estimando periodos de mantenimiento muy cortos.
- El diseño y construcción de los sistemas de corte y conformado fueron posibles con la ayuda de los conocimientos adquiridos a lo largo de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, además del apoyo y experiencia de todos los integrantes de la sección de Mantenimiento de CONDUIT DEL ECUADOR.
- Las sugerencias de los distribuidores de los productos utilizados en la fabricación de los paneles de poliuretano rígido permitió disminuir el tiempo de diseño de los sistemas de corte y conformado.

- El montaje adecuado del sistema de corte permite que su funcionamiento sea de alta calidad, eliminando problemas de vibraciones y desgaste acelerado de los componentes.
- La variación en la relación en peso del poliol y el isocianato en la conformación de los paneles de poliuretano rígido implica que este tenga diferente densidad, estructura interna y expansión de su volumen inicial.
- El desmoldante con mejores resultados en la conformación de paneles de poliuretano rígido es aquel que se presenta en forma de crema e incoloro, con esto se logra que el panel no se adhiera a las paredes del molde y que las paredes de este conserven el mismo color de la mezcla.
- La realización del protocolo de pruebas permite comprobar la funcionalidad de los sistemas de corte y conformado, para de esta manera comprobar que los requerimientos iniciales se han cumplido de manera satisfactoria.

6.2 RECOMENDACIONES.

- Seguir las instrucciones de seguridad, manejo y almacenamiento de los productos utilización en la producción de los paneles de poliuretano rígido a fin de evitar accidentes lamentables.
- Utilizar todos los implementos de seguridad indicados en la hoja de seguridad de los productos durante el corte de los paneles.
- Tomar como referencia las recomendaciones de mezclado y preparación del molde para la conformación de los paneles de poliuretano como indica el distribuidor de la materia prima.

- Seguir las indicaciones de funcionamiento del sistema de corte indicadas en el manual, para de esta manera seguir la secuencia lógica necesaria para el corte de los paneles.
- Realizar la limpieza diaria del área aledaña donde se encuentra el sistema de corte de los paneles de poliuretano a fin de tener un ambiente libre de los residuos de poliuretano que se generan en el corte de los paneles.
- Inspeccionar que los elementos móviles del sistema de corte no se encuentren cubiertos en exceso de residuos de poliuretano generados en el corte de los paneles, caso contrario limpiar los elementos y lubricarlos nuevamente.
- Cubrir el conjunto de tornillo de potencia, guía y tuerca con una manga plástica a fin de evitar que los residuos de poliuretano se adhieran a estos elementos y se traben mientras se encuentra funcionando el sistema de corte.
- Recubrir las poleas de aluminio del sistema de corte con caucho adecuado para que la sierra de cinta tenga mayor adherencia a las poleas y evitar que esta trate de salirse de las mismas.
- Revisar cada 10 cortes realizados en el panel de poliuretano rígido la posición de la sierra de cinta en las poleas a fin de comprobar si esta no se está desplazando de su correcta posición.
- Tensionar la sierra de cinta lo suficiente para que esta no vibre al momento de realizar los cortes del panel de poliuretano.
- Implementar en sistema automatizado de posición de la sierra de cinta para acelerar el corte de los paneles y realizarlo a diferentes espesores con mayor facilidad.

BIBLIOGRAFÍA.

1. BAYER MATERIAL SCIENCE; Fabricación de espuma rígida de poliuretano (PUR); 2009.
2. CONDUIT; Catálogo general; 2006.
3. CUENCA; R.; Manual Técnico de capacitación en calibración de los equipos de aserrío, afilado y mantenimiento de sierras de cinta y disco; Madrid; 2006.
4. DUCASSE; Catálogo de sistemas de ruedas; 2009.
5. EDIMCA; Catálogo de madera; Tableros de construcción; 2009.
6. FAAC, Catálogo de puertas corredizas; 2010.
7. GOODMAN, S.; Handbook of Thermoset Plastics; 2da ed.; Editorial NOYES PUBLICATIONS; New Jersey; 1998.
8. HUNTSMAN; RUBINATE 5005, isocianato para sistemas de poliuretano; 2009.
9. HUNTSMAN; RUBITHERM LR 18405, mezcla de polioli formulado; 2009.
10. HUNTSMAN; Sistema de bloques de poliuretano; 2009.
11. INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN; Código de dibujo técnico y mecánico; Normalización N#009; Quito; 1989.
12. KANEYOSHI, A.; Polyurethane and related foams; 2da ed.; Editorial Taylor & Francis Group; New York; 2007.
13. KUBIEC; Catálogo de productos y servicios; 2008.
14. MARKS, L.; Manual del Ingeniero Mecánico; 1ra ed.; Editorial Mc GRAW-HILL; México; 1998.
15. MOTOVARIO; Manual de utilización y de entretenimiento de los reductores y moto reductores de la serie H.
16. NORTON, R.; Diseño de Maquinaria; 1ra ed.; Editorial Mc GRAW-HILL; México; 2000.
17. NTN; Bearing Units; 2005.
18. PRECOR; Manual de hojas de sierras de cinta para madera; 2009.
19. SHIGLEY, J.; MITCHEL, L.; Manual de diseño mecánico; 3ra ed.; Editorial Mc GRAW-HILL; México; 1989.

20. SIEMENS, Catálogo de motores Siemens; 2009.
21. SITI; Catálogo general de reductores SITI; 2009.
22. SKF; Catálogo general de rodamientos; 2007.
23. TRANSLINK; Catálogo de cadenas y piñones; 2009.
24. URETEC S.R.L.; Introducción a los poliuretanos; 2008.
25. VELASTEGUÍ; T.; Folleto de elementos de máquinas; EPN; 2008.
26. <http://www.atepa.org/documentos/inform.htm>
27. <http://www.portomatic.com.ec/>
28. <http://www.maquinas-corte-poliuretanos.com/index.htm>.
29. <http://www.edge-sweets.com/Fabrication/Fabrication-Equipment.aspx>.
30. <http://www.mecpol.com/catalogo.pdf>.

-

ANEXOS