

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño y selección de las partes de una máquina de embobinado de hilos, para la fabricación de cilindros en plástico reforzado con fibra de vidrio.”

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Mario Andrés Aguilar Coloma

Analía Matilde Parada Fernández

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a la fuerza infinita del universo, fuente de todo conocimiento, responsable de despertar la curiosidad en el ser humano. A todas las personas que han contribuido a la realización de este trabajo en especial al Ing. Manuel Helguero por su invaluable ayuda y tutoría. Ing. Rodolfo Paz por su ayuda en la definición de la metodología del diseño. A nuestras familias por la comprensión durante el tiempo que duró esta maravillosa experiencia.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Mario Andrés Aguilar Coloma

Analía Matilde Parada Fernández

Ing. Manuel Alberto Helguero

Ing. Rodolfo Paz

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Estamos también de acuerdo que el vídeo de la presentación oral es de plena propiedad de la FIMCP.



Mario Andrés Aguilar C.



Analía Matilde Parada F.



Ing. Manuel Alberto Helguero G.

RESUMEN

En el presente proyecto planteamos el problema de la falta de equipamiento especializado en una fábrica de recipientes a presión con materiales compuestos. El objetivo es el diseño de una máquina capaz de fabricar cilindros en plástico reforzado con fibra de vidrio, utilizando el proceso de embobinado de hilos. Los cilindros serán utilizados como la pared de un recipiente a presión, de almacenamiento o una tubería. Como punto de partida se dio una descripción de la materia prima a utilizar, la resina poliéster insaturada y la fibra de vidrio, tanto sus características como sus modos de procesamiento. A continuación se analiza el embobinado de hilos helicoidal, los parámetros que rigen el proceso y las partes que constituyen la máquina. El cilindro de plástico reforzado se forma al enrollar hilos de fibra de vidrio humedecidos con resina en un mandril. El cilindro fabricado en material compuesto debe cumplir con un tiempo de cura, luego de esto es desmoldado y se ensambla con las demás partes que conforman un tanque. La estructura del molde se diseñó en base a dos principios: 1) Para soportar la presión ejercida por la tensión de los hilos al enrollarse, se analiza como un recipiente sometido a presión externa 2) El mandril se analizó como una flecha de transmisión de potencia. Para el diseño de forma del molde se seleccionó perfiles de acero estructural y tubos cedula 80. Los cilindros de plástico reforzado con fibra de vidrio obtenidos en el proceso poseen dimensiones y tolerancias especificadas en la norma ASTM D-4097 y ASTM D-3299. Las partes adicionales de la máquina como el carro alimentador de hilos, sistema de control y el de transmisión de potencia se escogieron en base a un análisis de los requerimientos del proceso de embobinado. Las piezas obtenidas en material compuesto, como resultado del proceso de embobinado serán de 2100 mm de diámetro y 3000 mm de longitud.

Palabras Clave: filament winding, plástico reforzado con fibra de vidrio, mandril

ABSTRACT

In this Project, we propose the problem of lack of specialized equipment in a composites tanks manufacturer. The main objective is to design a machine capable of making fiber reinforced plastic cylinders by the filament winding process. The cylinders may serve as the sides of pressure vessels, tanks and pipes. In the first part, we give a brief explanation of the raw material, polyester resin and fiberglass, their properties and methods to process them. Next, we analyze the helical filament winding process, the dominant parameters and the constituent parts of the filament winding machine. The fiber reinforced plastic cylinder is formed by winding wet fiberglass filaments on a mandrel. The cylinder made of composite material must go through a curing process; then it's extracted from the mold, and later assembled with the other parts of a tank. The mold structure was design using two principles: 1) To resist the pressure exerted by the tension of the filaments; the methodology for the design of a vessel under external pressure was applied. 2) The mandrel was analyzed as a shaft; it must support the shear stresses caused by the torque and the flexural stresses caused by the weight of the metal and the composite cylinder. The conceptual design includes the use of schedule 80 pipe and structural profiles. The cylinders made by the machine must apply to ASTM D-4097 and ASTM D-3299 standards. The other elements for the machine like the carriage, control and power transmission system were selected in order to fulfill the process requirements. The elements obtained in composite material, as a result of the filament winding process will be to 2100 mm in diameter, and 3000 mm length at maximum.

Keywords: *filament winding, glass reinforced plastic, mandrel*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABLAS	X
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 OBJETIVOS	1
1.1.1 Objetivo general	1
1.1.2 Objetivos específicos.....	1
1.2 MATERIALES COMPUESTOS	1
1.2.1 Fibra de vidrio.....	2
1.2.2 Resina	5
1.3 LAMINADOS COMERCIALES	7
1.3.1 Lámina.....	7
1.3.2 Laminado.....	7
1.4 PROCESO DE EMBOBINADO DE HILOS.....	9
1.4.1 Partes constitutivas de la máquina de embobinado	10
1.4.2 Parámetros que rigen el embobinado de hilos	11
CAPÍTULO 2	14
2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO	14
2.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	14
2.1.1 Diagrama de Ishikawa	14
2.1.2 Diagrama de Pareto	15

2.1.3	Matriz de Decisión:	16
2.1.4	Caja Negra	17
2.2	DISEÑO Y SELECCIÓN.....	18
2.2.1	Diseño de unidad mandril.....	18
2.2.2	Diseño de soporte fijo y móvil.....	29
2.2.3	Diseño de acople del mandril.	30
2.2.4	Diseño de carro alimentador de hilos	33
2.2.5	Cálculo de potencia	34
2.2.6	Sistema de control.....	36
CAPÍTULO 3		37
3.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	37
3.1	COSTOS DE DISEÑO	37
3.2	COSTO DE MATERIALES PARA EL SISTEMA DE CONTROL.....	37
3.3	COSTOS DE MANO DE OBRA.....	37
CAPÍTULO 4		41
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	41
APÉNDICES.....		44
APÉNDICE A: ETAPAS DE CURADO		45
APÉNDICE B: CONCEPTOS BÁSICOS.....		46
APÉNDICE C: PROPIEDADES DE LAS LÁMINAS ESTÁNDAR		48
APÉNDICE D: CATÁLOGO DE TANQUES		49
APÉNDICE E: PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE PRESIÓN		50
APÉNDICE F: PROPIEDADES DE LOS PERFILES ESTRUCTURALES.....		52
APÉNDICE G: CÁLCULO DE INERCIA DEL MANDRIL.....		57
APÉNDICE G: PLANO SOPORTE MÓVIL.....		59
APÉNDICE H: PLANO BASE FIJA		60
APÉNDICE I: PLANO CARRO ALIMENTADOR		61
APÉNDICE J: PLANO RIEL CARRO.....		62
APÉNDICE K : PLANO MANDRIL		63
APÉNDICE L: PLANO BAÑERA DE RESINA		64

ABREVIATURAS

PRFV	Plástico reforzado con fibra de vidrio
ASTM	American society for testing and materials
MEKP	Peróxido de metil etil cetona
BPO	Peróxido de benceno
DMA	Dimetil anilina
PVC	Policloruro de vinilo
PLC	Controlador lógico programable
M450	Mat 450 g/m ²
T800	Tejido 800 g/m ²

SIMBOLOGÍA

S	Paso entre bandas contiguas
n	Número de ciclos
b	Ancho de banda
θ	Ángulo de embobinado
\emptyset	Diámetro externo del mandril
V_a	Velocidad de alimentación del filamento de vidrio
V_c	Velocidad del carro alimentador de hilos
ω_m	Velocidad angular de mandril
M_{rd}	Masa de filamento de vidrio por metro cuadrado
N_{rd}	Cantidad de bobinas de filamento de vidrio
t	Espesor banda de filamentos de vidrio
M_f	Fracción másica de fibra de vidrio
M_r	Fracción másica de resina polyester
ρ_{mc}	Densidad de material compuesto
ρ_f	Densidad de fibra de vidrio
ρ_r	Densidad de resina
$P_o(k)$	Presión ejercida por la k-ésima banda de hilos
T	Tensión de los filamentos de vidrio
r_k	Radio externo de la banda de filamentos
$(\sigma_r(k))_m$	Esfuerzo radial sobre el mandril
r_{em}	Radio de la superficie externa del mandril
r_{im}	Radio de la superficie interna del mandril
r	Radio entre r_{em} y r_{im}
P_{em}	Presión externa sobre el mandril
P_{emax}	Presión externa máxima sobre el mandril
P_a	Presión admisible
B, A, a, b	Constantes
E	Módulo de rigidez de acero A36
I_s	Inercia mínima de anillo rigidizador
L_s	Distancia entre centros de los anillos rigidizadores
A_s	Área transversal del anillo rigidizador
I_r	Inercia del anillo rigidizador del mandril
W_m	Peso del mandril

W_{prfv}	Peso del cilindro de PRFV
q_{prfv}	Carga distribuida del peso del mandril
F_y	Fuerzas verticales actuando sobre el mandril
R_1	Reacción del apoyo fijo del mandril
R_2	Reacción del apoyo móvil del mandril
M_1	Momento con respecto al apoyo fijo del mandril
V	Fuerza cortante
M	Momento flector
M_{max}	Momento flector máximo
I_m	Inercia del mandril
σ_{max}	Esfuerzo máximo
σ_{min}	Esfuerzo mínimo
T_{max}	Torque máximo
A_{tm}	Área transversal mínima del mandril
J_m	Momento polar de inercia del mandril
T_{max}	Esfuerzo cortante máximo
T_{min}	Esfuerzo cortante mínimo
S_{ut}	Resistencia ultima a la tensión
S_y	Resistencia a la fluencia
S_e	Resistencia a la fatiga
$S_{e'}$	Limite de resistencia a la fatiga
σ_a	Esfuerzo alternante
σ_m	Esfuerzo medio
$\sigma_{a'}$	Esfuerzo alternante modificado
$\sigma_{m'}$	Esfuerzo medio modificado
F	Factor de seguridad
θ_A	Desviación angular del punto A
θ_B	Desviación angular del punto B
$t_{A/B}$	Desviación de una tangente en A con respecto a un punto en B.
R_{As}	Reacción en el apoyo empotrado en el punto A
M_{As}	Momento máximo con respecto al punto A
S_p	Módulo elástico de la sección
V_{pm}	Fuerza cortante en cada perno debido al peso
F_t	Fuerza cortante en cada perno debido al torque
d_{Ft}	Distancia entre centros, del eje a los orificios de los pernos.
F_{pcr}	Fuerza cortante crítica

S_{yp}	Resistencia a la fluencia mínima del perno
d	Diámetro del perno
P_m	Potencia requerida por el mandril
R_{pi}	Radio piñón para mover el carro
T_c	Torque en el piñón del carro
P_c	Potencia requerida para mover el carro alimentador

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1-1 MANTA.....	3
FIGURA 1-2 TEJIDO.....	4
FIGURA 1-3 ROVING DIRECTO	4
FIGURA 1-4 ROVING MULTI-END	5
FIGURA 1-5 ESQUEMA DE LA RESINA POLYESTER.....	5
FIGURA 1-6 ESQUEMA DE ESTRUCTURA DE LA RESINA POLIÉSTER LUEGO DEL CURADO.....	6
FIGURA 1-7 ESTRATIFICADO DE RECIPIENTES FABRICADOS EN PLÁSTICO REFORZADO.....	7
FIGURA 1-8 ESTRATIFICADO DE RECIPIENTES FABRICADOS EN PLÁSTICO REFORZADO.....	8
FIGURA 1-9 . ESQUEMA DE UNA MÁQUINA DE EMBOBINADO DE HILOS	11
FIGURA 1-10 GEOMETRÍA DEL EMBOBINADO DE HILOS SOBRE EL MANDRIL.....	11
FIGURA 2-1 DIAGRAMA DE ISHIKAWA.....	14
FIGURA 2-2 DIAGRAMA DE PARETO.....	16
FIGURA 2-3. CAJA NEGRA	17
FIGURA 2-4 COMPONENTES PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS.	20
FIGURA 2-5 DISEÑO DE FORMA DE MANDRIL	22
FIGURA 2-6 DIAGRAMAS DE REACCIONES, FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR.	24
FIGURA 2-7 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR.....	28
FIGURA 2-8 SOPORTE FIJO	29
FIGURA 2-9 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE ACOUPLE	31
FIGURA 2-10 PERCHA DE ALMACENAMIENTO	33
FIGURA 2-11 BAÑERA DE RESINA CON SISTEMA GUÍA	34
FIGURA 2-12 RIEL Y CARRO ALIMENTADOR DE HILOS.....	34

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 PROPORCIÓN DE COMPONENTES.....	3
TABLA 3. CAUSAS PRINCIPALES PARA LA FALTA DE EQUIPAMIENTO	15
TABLA 4. MATRIZ DE DECISIÓN.....	17
TABLA 5. DIÁMETRO INTERNO DE TANQUES.....	18
TABLA 6. PESO DE LOS COMPONENTES EN EL MANDRIL	23
TABLA 7. ANÁLISIS DE COSTOS DE DISEÑO	37
TABLA 8. COSTOS DE MATERIAL.....	38
TABLA 9. COSTOS DE MANO DE OBRA	39
TABLA 10. COSTO TOTAL DE CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	40

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el mercado ecuatoriano exige con mayor frecuencia la implementación de maquinaria que vaya acorde con el avance tecnológico global. La fabricación de tubos o cilindros de plástico reforzado con fibra de vidrio, cuenta con poca infraestructura y maquinas especializadas para la obtención de productos de buena calidad. Los procesos se desarrollan de forma empírica o artesanal, con personal que no cuenta con el conocimiento técnico acerca del empleo de un material de ingeniería como es el Plástico Reforzado con Fibra de Vidrio.

Para satisfacer esta necesidad, en este proyecto se ha realizado el diseño y selección de las partes de una máquina de embobinado de hilos. Esta es capaz de controlar parámetros importantes en el proceso de manufactura, es de bajo costo y requiere poca mano de obra directa. El equipo de fabricará piezas que cumplen con estándares y normas internacionales.

1.1 Objetivos

1.1.1 **Objetivo general**

Diseñar y seleccionar las partes de una máquina de embobinado de hilos, para la fabricación de cilindros en plástico reforzado con fibra de vidrio.

1.1.2 **Objetivos específicos**

- Diseñar un mandril metálico de 2000 milímetros de diámetro y 3000 milímetros de longitud.
- Diseñar un soporte fijo que cuente con alojamiento para el motor maestro y el sistema de control del equipo.
- Diseñar un soporte móvil que permita desmoldar la pieza en PRFV del mandril.
- Seleccionar de manera adecuada desde el aspecto económico y técnico los sistemas adicionales al mandril, como son el sistema carro alimentador, sistema de transmisión de potencia y sistema de control.

1.2 Materiales Compuestos

El uso de los materiales compuestos es bastante amplio en la ingeniería. Sus aplicaciones se han diversificado en las últimas décadas, pasando por el campo aeroespacial hasta los deportes. Entre las ventajas que ofrece en la fabricación de

recipientes a presión para la industria están: bajo peso, inercia química y alta resistencia mecánica.

A continuación, se presentan dos definiciones de un material compuesto, una general y otra específica.

Un material compuesto es aquel que se forma por la combinación de dos o más materiales distintos para alcanzar propiedades (físicas, químicas, etc.), que son superiores a las de sus elementos constituyentes. Se distingue entre los materiales dos fases, la matriz que es de carácter continuo y la fase discontinua que son las fibras, o en algunos casos partículas sin geometría definida. Dentro de esta definición general se ubica el concreto, en el que se mezclan piedras con cemento; se agrega un segundo refuerzo a este material que son las varillas de acero.

La definición específica dice lo siguiente: un material compuesto es aquel que está constituido por una matriz plástica reforzada con fibras de vidrio. Esta es la definición que vamos a utilizar a lo largo de este trabajo de graduación y es el tipo de materiales que utilizará la máquina de embobinado.

La función de la matriz es la de aglutinar y transferir las cargas entre fibras de vidrio, además al tener mejor resistencia química protege al refuerzo del medio ambiente y del ataque de agentes químicos agresivos. La fibra de vidrio ofrece resistencia mecánica al compuesto, la cual es mayor en la dirección que se encuentran las fibras.

1.2.1 Fibra de vidrio

Las fibras de vidrio tienen su primera aparición en el antiguo Egipto en el año 1370 AC, en donde se las utilizaba conjuntamente con resinas naturales para la fabricación de ornamentos y artículos de decoración. Este tipo de fibras de vidrio no se las considera como refuerzo, debido a las imperfecciones que tenían. En su forma comercial para uso estructural, están disponibles desde el año 1930. (Starr T. , 2000)

Los filamentos se forman a partir de la fundición a altas temperaturas de partículas de vidrio, que a su vez se obtienen de una mezcla de arena, piedra caliza y óxidos metálicos. Dependiendo de la proporción de óxidos, se manufacturan distintos tipos de filamentos para diferentes aplicaciones. La tabla 1 muestra las proporciones para el tipo E y tipo E sin boro, que son las que se usan generalmente como refuerzo estructural y para equipamiento industrial.

Tabla 1 Proporción de componentes

	Tipo E	Tipo E sin boro
<i>Si O₂</i>	55,30%	59,90%
<i>Al₂O₃</i>	14,20%	13,30%
<i>Ca O</i>	22,90%	22,30%
<i>Mg O</i>	0,50%	2,90%
<i>B₂O₃</i>	5,80%	0,00%
Otros	1,30%	1,60%

Fuente: (Carvalho A. , 2014)

La denominación “E” viene de eléctrico y es debido a su resistividad eléctrica ($10^{15} ohmcm$). El proceso de fabricación de la fibra de vidrio culmina con mechas que contienen varios filamentos de diámetro entre 9.5 y 24.77 micrones. De forma comercial se las encuentra en las siguientes presentaciones:

Manta

Se fabrica a partir de fibras de vidrio cortadas y aglutinadas con una resina que es compatible con la matriz plástica. Esta presentación cuenta con propiedades isotrópicas debido a la distribución aleatoria de las fibras que la componen.

En el mercado se la encuentra en rollos y se denominan según su peso en gramos por metro cuadrado, conocido como gramaje. En Ecuador se encuentra en rollos de $300\left(\frac{g}{m^2}\right)$ y $450\left(\frac{g}{m^2}\right)$.

Figura 1-1 Manta



Fuente: (JUSHI USA, 2013)

Tejido

Los tejidos son fabricados con *rovings directos*, el más común es aquel en que dos hilos de iguales propiedades se entrelazan de manera ortogonal. Los rollos que se obtienen en el mercado vienen en gramajes de $600\left(\frac{g}{m^2}\right)$ y $800\left(\frac{g}{m^2}\right)$.

Este tipo de fibra tiene alta resistencia al impacto y las propiedades de las láminas fabricadas con ella son ortotrópicas.

Figura 1-2 Tejido



Fuente: (JUSHI USA, 2013)

Roving directo

Se lo fabrica a partir de mechas paralelas aglutinadas en un solo hilo. Sus propiedades son anisotrópicas teniendo la mayor resistencia en la dirección de las fibras. Es compatible con resinas poliéster, vinilester y epóxicas. Su uso más común es en el proceso de embobinado de hilos.

Se las denomina según su densidad lineal, en gramos por kilómetro (TEX) y los más comunes son de 1200 TEX y 2400 TEX.

Figura 1-3 Roving Directo



Fuente: (JUSHI USA, 2013)

Roving multi-end

Se diferencia del roving directo porque las mechas que lo conforman no están aglutinadas en un solo hilo. Se lo utiliza para procesos de laminación a pistola, ya que el tratamiento superficial de sus filamentos hace que sean fáciles de cortar. Los laminados producidos a partir de este tipo de fibra de vidrio tienen propiedades isotrópicas.

Comercialmente se lo encuentra en densidades lineales de 1200TEX y 2400TEX.

Figura 1-4 Roving Multi-end



Fuente: (JUSHI USA, 2013)

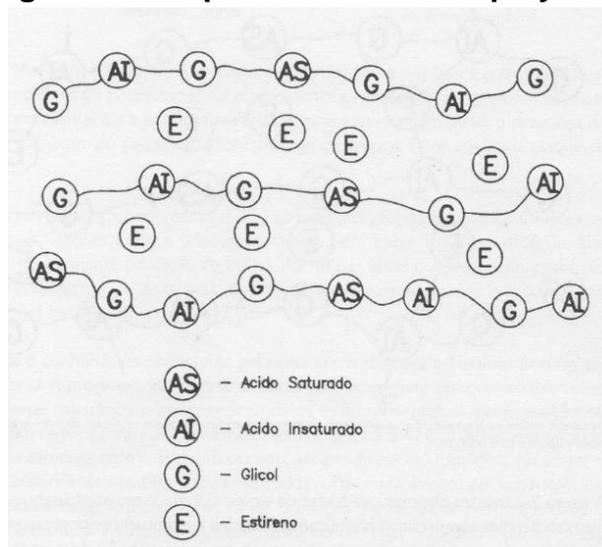
1.2.2 Resina

Dentro de la familia de los polímeros comerciales se pueden distinguir dos tipos: los termoestables y los termoplásticos.

La resina con la que se trabaja en el proceso de embobinado es de tipo termoestable. Estas resinas tienen bajo punto de fusión y al mezclarlas con estireno, son líquidas a temperatura ambiente. Las resinas termoestables pasan por un proceso de cura, que consiste en el cambio de estado líquido a sólido al ser activadas químicamente. El fenómeno es irreversible y se conoce como polimerización. En la industria se usan los de tipo polyester, vinylester, epóxica y fenólica.

La resina poliéster se la usa en la fabricación de ductos, tanques y tuberías. Tiene buena inercia química, es de bajo costo y fácil procesamiento. Se fabrica en base a ácidos saturados, insaturados, estireno (también insaturado) y glicoles. En la Figura 1.5 se puede observar un esquema de la estructura química de este polímero.

Figura 1-5 Esquema de la resina polyester



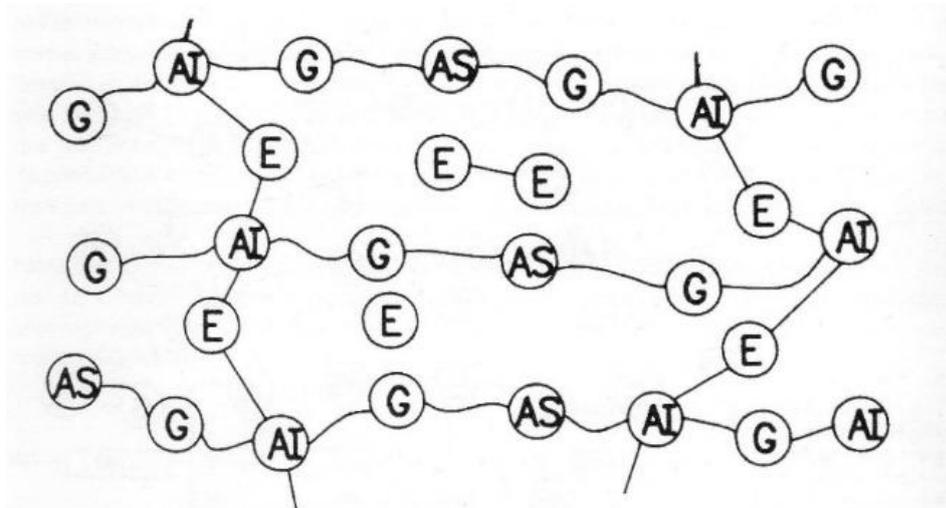
Fuente: (Carvalho A. , 2014)

Curado del poliéster

El proceso físico-químico que ocurre en la resina al ser activada para pasar de estado líquido a sólido se conoce como curado.

El curado de la resina poliéster debe suceder luego de que las fibras de vidrio han sido impregnadas con ella. La calidad de la cura influye en la permeabilidad, dureza y vida útil de los recipientes.

Figura 1. 6 Esquema de estructura de la resina poliéster curada



Fuente: (Carvalho A. , 2014)

Descomposición de catalizadores

Este es el método más exitoso para curar las resinas poliéster. Consiste en mezclar dos componentes: un activador, que contiene radicales libres y un promotor o acelerador, que permite que el proceso de cura ocurra a temperatura ambiente.

Entre los agentes activadores se encuentran el peróxido de benceno (BPO) y el peróxido de metil etil cetona (MEKP®), los agentes aceleradores son el dimetil anilina (DMA) y el Octoato de Cobalto.

El sistema de cura que se va a utilizar en el proceso de embobinado es la dupla MEKP® + Cobalto. Una descripción detallada de las etapas del curado por este método se encuentra en el Anexo 1.

1.3 Laminados Comerciales

Para empezar a hablar de la arquitectura de las capas que conforman los cilindros a fabricar, debemos definir lo que es una lámina y un laminado.

1.3.1 Lámina

Una lámina está constituida por una capa de fibra de vidrio, en cualquiera de sus presentaciones, que ha sido impregnada con una cantidad de resina poliéster. Esta tiene un espesor que está determinado por la proporción de mezcla entre la fibra y la resina.

1.3.2 Laminado

El laminado está formado por un conjunto de láminas, que no necesariamente están fabricadas con el mismo tipo de fibra de vidrio o resina.

Propiedades de los laminados

Los recipientes a presión que se usan en la industria deben contar con un estratificado que de seguridad al momento que el equipo entre en servicio. Esto se logra al otorgar funciones específicas a ciertas capas del laminado. (ASTM , 2004)

Figura 1. 7 Estratificado de recipientes fabricados en PRFV



- **Laminado interno**

Es la capa rica en resina que va a estar en contacto directo con el ambiente agresivo. Dificulta el avance del producto químico y evita que este afecte a las fibras de vidrio.

La lamina debe ser construida con velo de superficie y su espesor debe estar entre 0.25 y 0.50 milímetros. La cantidad en peso de resina en la lámina no debe ser menor que 80%.

- **Laminado intermedio**

También llamado barrera de corrosión, su función es la de evitar que el agente corrosivo entre en contacto con el laminado estructural del recipiente. Determina por lo tanto, la vida funcional del mismo. La proporción entre fibra de vidrio y resina debe de ser entre 30% y 70% respectivamente, puede ser construida con mantas o rovings multiend. El espesor mínimo debe de ser de 2.50 milímetros.

- **Laminado estructural**

Esta es la parte del estratificado que se diseña para soportar las cargas externas, su espesor está determinado por esa condición. El laminado puede ser construido por moldeo abierto o por embobinado, con mantas, tejidos, rovings directos o multi-end.

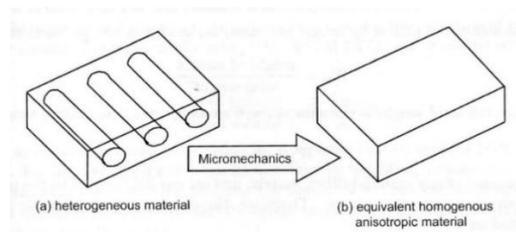
- **Superficie externa**

La superficie externa debe ser fabricada con una capa de resina pura, su función es la de soportar el ataque de la intemperie. En algunos casos puede contener agentes que disminuyan la acción degradante de los rayos ultravioletas. Para que esta capa de resina que queda expuesta al aire tenga un buen curado, debe ser mezclada con parafina líquida en una proporción entre 0.2% a 0.6 % por peso de resina.

Propiedades mecánicas de los laminados comerciales

Las propiedades mecánicas se expresan mediante modelos matemáticos obtenidos a partir de la teoría de la micromecánica. Esta Teoría supone que el material compuesto es de carácter homogéneo, lo que permite obtener un volumen representativo y a partir de este calcular las propiedades (Ver Figura 1.4). En el Anexo 2 se presenta algunos parámetros básicos para el cálculo de los módulos de elasticidad y resistencia.

Figura 1-8 Estratificado de Recipientes Fabricados en Plástico Reforzado



Fuente: (Barbero, 2011)

En la tabla 2 se presenta las proporciones entre componentes para fabricar las láminas comerciales. Establecer valores estándar de mezcla, facilita el cálculo de las propiedades mecánicas.

Tabla 2. Proporción de mezcla entre componentes

Tipo de lámina	Porcentaje en peso de resina*	Porcentaje en peso de fibra*
Manta	70%	30%
Tejido	50%	50%
Unidireccional	30%	70%

*Estos valores son teóricos, en la realidad es difícil controlar la proporción de mezcla de los componentes. Depende del nivel de control del proceso y de la tecnología en maquinaria con que cuente cada empresa.

La fibra de vidrio tiene una estructura química bien definida y sus propiedades son conocidas. La composición de la resina en cambio, varía de fabricante en fabricante; depende del ambiente agresivo al que sea resistente y de la compatibilidad con el refuerzo. La metodología consiste en tomar valores promedio de las propiedades de ambos materiales. En la tabla A.1 del Anexo 3 se presenta las propiedades mecánicas de láminas típicas usadas en el ámbito industrial.

1.4 Proceso de embobinado de hilos

Esta tecnología tiene inicio en el año 1940, cuando Richard E. Young presentó ante el gobierno de Estados Unidos un prototipo de máquina a utilizarse en tecnología aplicada para cohetes. El equipo en cuestión, envolvía hilos de fibra de vidrio secos sobre la superficie de un molde cilíndrico de madera; resina epóxica fue aplicada con una brocha para impregnar los hilos.

Las máquinas utilizadas durante esa época contaban con una caja de cambios, éste mecanismo controlaba simultáneamente la velocidad angular del molde y la velocidad lineal de un carro alimentar de hilos. De esa forma se establecía el ángulo de embobinado. El carro era movido por una cadena conectada a un motor, cuya longitud dependía del largo de la pieza a fabricar.

Las embobinadoras mecánicas fueron utilizadas hasta la década de 1980. No eran amigables al usuario, ya que cuando se requería fabricar piezas de distinto diámetro, el personal debía intercambiar los engranes de la caja; si la longitud del mandril variaba, los operarios debían acortar o alargar la cadena del carro. Modernamente, para evitar realizar estas actividades que consumían tiempo y dinero, se utiliza controles electrónicos vectoriales en conjunto con motores de corriente alterna.

1.4.1 Partes constitutivas de la máquina de embobinado

Percha

La percha es el lugar en donde se colocan las bobinas de roving. Su capacidad de acopio determina cuantos hilos se tendrá disponible para formar el ancho de banda. Debe contar con el espacio suficiente para albergar bobinas de respaldo. Existen de varios tipos: estacionarias, rotatorias, con control de tensión y combinaciones entre sí.

Sistema de guías

El sistema de guías tiene la función de llevar las fibras de vidrio en su camino hasta el impregnador de resina y posteriormente a la superficie del molde. Lo ideal sería llegar directamente con los hilos desde la percha hasta el mandril, pero esto es imposible. Para tal efecto se utiliza orificios guía, rodillos, peines y demás accesorios.

Los materiales utilizados para la fabricación de guías comerciales van desde el polytetrafluoruro de etileno, nylon, polietileno de ultra alto peso molecular y acero. Si se utiliza un material metálico este debe de estar endurecido y pulido.

Mandril

El elemento donde se dará forma al cilindro de material compuesto se conoce como mandril. Se puede fabricar en materiales tales como madera, plástico o metal. El molde puede ser removible o fijo dependiendo del tipo de embobinado que se va a efectuar. Si se desea fabricar un tanque a presión (ángulo 54.75) el molde no se extrae; éste actúa como un liner metálico e impide la difusión del material almacenado. Cuando el mandril no forma parte integral de la pieza final de fibra de vidrio, se debe diseñar un mecanismo que permita su fácil remoción, estos mandriles se conocen como colapsibles.

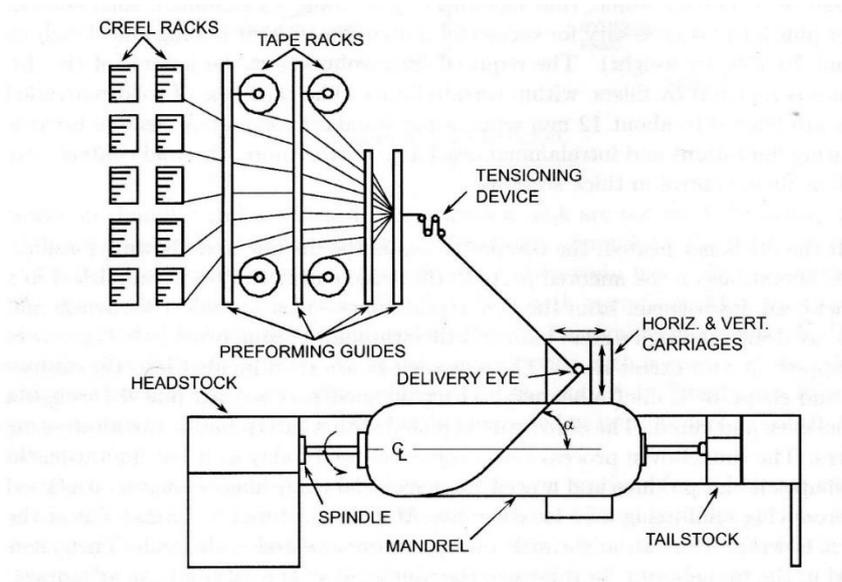
Debe resistir la fuerza de tensión del embobinado de los hilos, los esfuerzos térmicos debido al proceso de cura de la resina y los esfuerzos causados por el peso de la pieza de material compuesto.

Carro alimentador

El carro alimentador es la segunda pieza fundamental del equipo de embobinado luego del mandril. Su función es la de ordenar los hilos, impregnarlos en resina y colocar la banda de filamentos sobre la superficie del molde.

Su estructura debe ser fabricada en metal y debe estar adecuada para soportar al sistema de guías y al depósito de resina. Sus partes deben de ser desmontables para su debida limpieza luego del embobinado. En algunos casos la estructura debe soportar el peso de una persona que es la encargada de revisar periódicamente el normal recorrido de los hilos hacia el mandril.

Figura 1-9 . Esquema de una máquina de Embobinado de Hilos

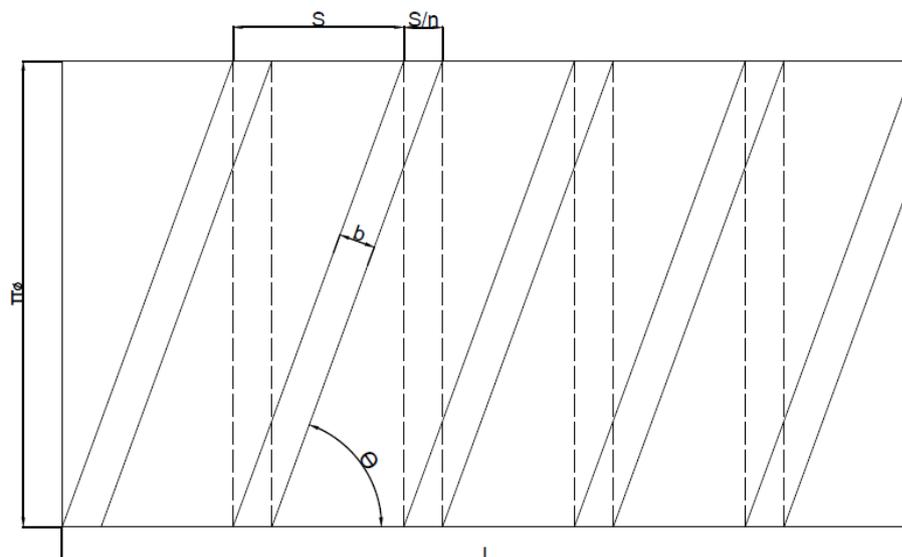


1.4.2 Parámetros que rigen el embobinado de hilos

La máquina de embobinado a diseñar fabricará piezas cilíndricas, estas servirán como costados de tanques o tuberías en el ámbito industrial. El ángulo que formen los hilos en la superficie del molde va a ser determinante al momento de escoger las velocidades de traslación y rotación del proceso.

En la figura se observa un cilindro de largo L y diámetro \varnothing , cortado a largo de una de sus generatrices y expandido en el plano. (Carvalho A. , 1992)

Figura 1-10 Geometría del Embobinado de Hilos Sobre el Mandril



Fuente: (Carvalho A. , 1992)

Al pasar el carro alimentador en un movimiento de ida, cubre el mandril con una cantidad de bandas con paso constante s y ángulo $+\theta$. La longitud sobre la generatriz que se ha cubierto es S/n . Se completa un ciclo al cubrir la superficie con igual cantidad de bandas con un ángulo $+\theta$ y $-\theta$.

Empezamos por determinar el paso, a partir de la siguiente relación trigonométrica:

$$\tan \theta = \frac{\pi * \emptyset}{s} \quad (1)$$

$$S = \frac{\pi * \emptyset}{\tan \theta} \quad (2)$$

En donde S es el paso entre bandas contiguas; \emptyset es el diámetro del mandril; θ es el ángulo de embobinado.

El paso lo podemos relacionar con el ancho de la banda de hilos roving, así se obtiene la cantidad de ciclos necesarios para cubrir toda la superficie del mandril.

$$\sin \theta = \frac{b}{\left(\frac{S}{n}\right)} \quad (3)$$

$$n = \frac{S * \sin \theta}{b} \quad (4)$$

S es el ancho de banda de hilos; n es el número de ciclos del proceso para cubrir toda la superficie.

La velocidad de alimentación de los hilos V_a , estará restringida por la resistencia a la tracción de las fibras de vidrio, se recomienda trabajar con velocidades entre 0.6 y 1.2 m/s [1].

$$V_a = \omega_m \frac{\pi \emptyset}{\sin \theta} \quad (5)$$

$$\omega_m = V_a \frac{\sin \theta}{\pi \emptyset} \quad (6)$$

Vamos a establecer parámetros adicionales a los de aspecto geométrico del proceso de embobinado. La masa de fibra de vidrio por metro cuadrado es:

$$M_{rd} = \frac{N_{rd} * TEX}{s} \quad (7)$$

En donde N_{rd} es la cantidad de bobinas.

El espesor de la lámina se calcula de la siguiente forma:

$$t = \frac{\left(\frac{N * TEX}{s}\right) * \left(1 + \frac{M_f}{M_r}\right)}{\rho_{mc}} \quad (8)$$

En donde M_f es fracción másica de fibra en el laminado; M_r es la fracción másica de resina en el laminado; ρ_{mc} es la densidad de la lámina.

La densidad del material compuesto se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{\rho_{mc}} = \frac{M_f}{\rho_f} + \frac{M_r}{\rho_r} \quad (9)$$

Un tanque vertical sometido a presión hidrostática está sometido a esfuerzos circunferenciales, esto nos lleva a la conclusión que el ángulo óptimo de embobinado para este tipo de estructuras es de 90 grados. Sin embargo el recipiente debe tener cierta resistencia en la dirección axial, que le permita ser manipulado en el momento de instalación o que le dé la capacidad de soportar equipo adicional en su cubierta. Para esto se escoge un ángulo de 70 grados.

Si el fabricante desea utilizar el ángulo de 90 grados, debe aplicar el método llamado *hoop chop*, que combina fibras unidireccionales con fibras picadas.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

A continuación se describen el método para la selección y el diseño de las partes de la máquina.

2.1 Identificación del problema

Estado A: Falta de equipamiento especializado en una fábrica de recipiente a presión de plástico reforzado con fibra de vidrio.

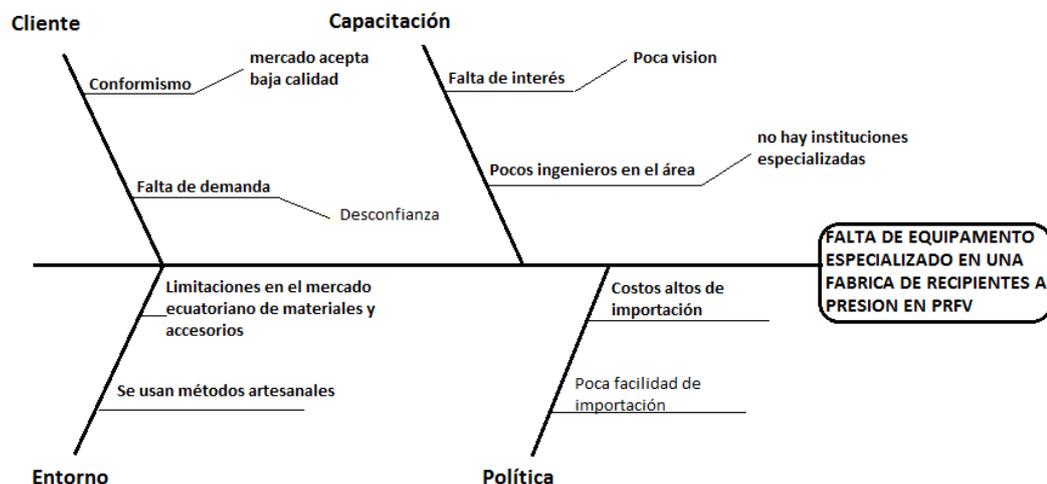
Estado B: Presentación del diseño de una máquina de embobinado de hilos, para fabricación de cilindros en PRFV para la obtención de recipientes a presión.

2.1.1 Diagrama de Ishikawa

Basándonos en el estado inicial y final del problema, se identifican las siguientes causas que generan este problema en el mercado ecuatoriano de materiales compuestos:

- Conformidad con la baja calidad del material
- Falta de demanda por desconfianza
- Falta de interés por poca visión
- Pocos ingenieros especializados
- Limitaciones en el mercado ecuatoriano
- Se usan métodos artesanales
- Costos altos de importación
- Poca facilidad de importación

Figura 2-1 Diagrama de Ishikawa



2.1.2 Diagrama de Pareto

Con las problemáticas identificadas en el diagrama de Ishikawa, se realizó un sondeo en las empresas ecuatorianas vinculadas al negocio del PRFV. La encuesta pedía identificar cuáles son las 3 causas principales para la falta de equipamiento especializado en nuestro país. En la tabla 2 se muestran los resultados obtenidos.

En Ecuador el mercado de los materiales compuestos con enfoque industrial se concentra en Quito, Guayaquil y Cuenca. Las mayores empresas se dedican a la fabricación de recipientes a presión, tuberías y postes de alumbrado público. La tecnología con que cuentan es inglesa y estadounidense, las importaciones se hacen generalmente por medio de Brasil que es uno de los mayores productores de piezas en material compuesto.

Tabla 2. Causas Principales Para la Falta De Equipamiento

CAUSAS	Frecuencia	%	%AC
Poca facilidad de importación	7	23	23
Costos altos de importación	5	17	40
Falta de interés por poca visión	4	13	53
Se usan métodos artesanales	4	13	67
Conformidad con baja calidad de material	3	10	77
Falta de demanda por desconfianza	3	10	87
Pocos ingenieros en el área	2	7	93
Limitaciones en el mercado ecuatoriano	2	7	100
TOTAL	30	100	

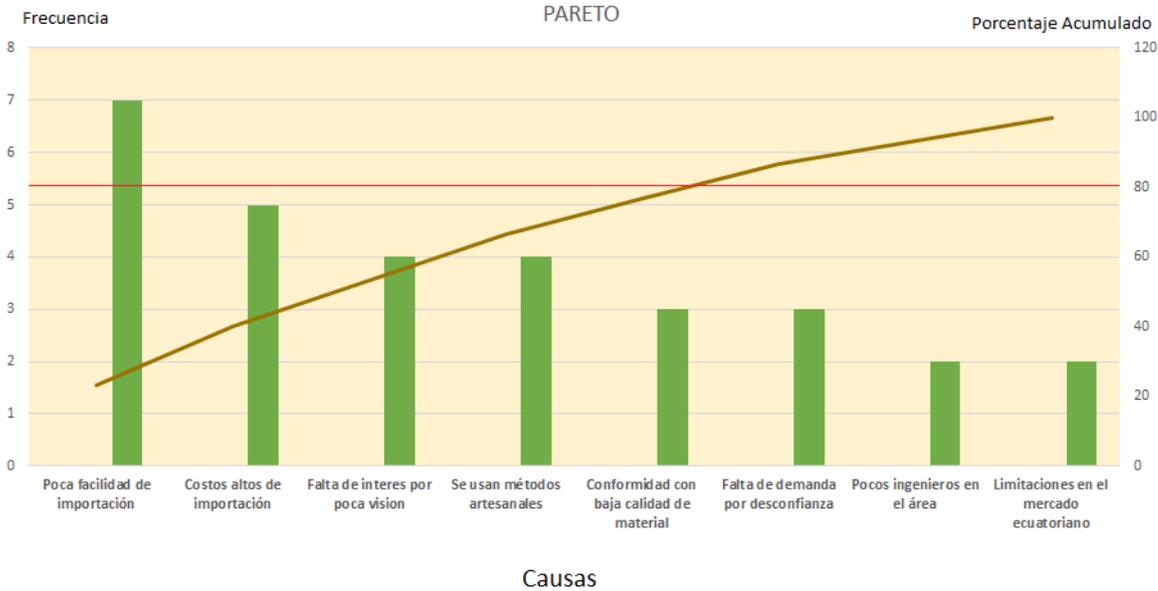
De acuerdo con el arreglo obtenido en la tabla 3, obtenemos nuestro diagrama de Pareto (Fig. 2.2)

Al marcar sobre el gráfico una línea sobre el valor correspondiente al 80% del porcentaje acumulado, se obtiene la siguiente información:

- Poca facilidad de importación
- Costos altos de importación
- Falta de interés por poca visión
- Se usan métodos artesanales
- Conformidad con baja calidad de material

Son las causas que están ocasionando el 80% de los problemas para fabricación de maquinaria especializada.

Figura 2-2 Diagrama de Pareto



2.1.3 Matriz de Decisión:

Para la selección del tipo de maquina a diseñar nos basamos en el producto final que desea producir la empresa, en este caso es recipientes a presión verticales y horizontales. Se realiza una matriz de decisión (Tabla 4), comparando los diferentes tipos de máquinas de embobinado de hilos.

Se exponen los distintos tipos de configuración de máquinas de embobinado existentes en el mercado internacional. Los criterios de selección se basan en las especificaciones y capacidades de cada una de las máquinas. Se otorga una puntuación del 1 al 5, en donde 1 es poco compatible y 5 completamente compatible.

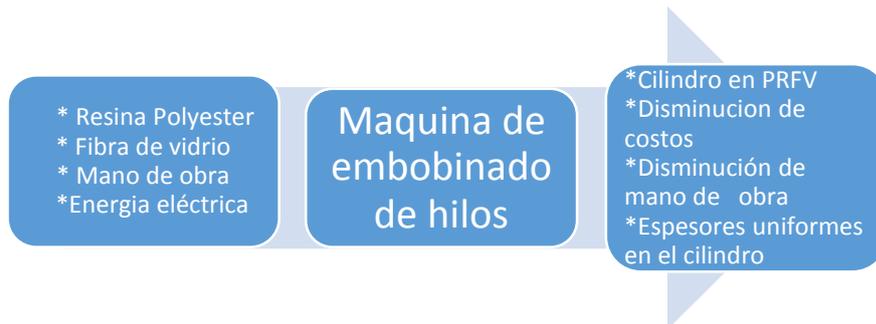
Tabla 3. Matriz de Decisión

Criterio	Puntuación del 1 al 5		
	Maquina Horizontal	Maquina Vertical	Maquina Polar
Continuidad del proceso	5	5	3
Versatilidad	4	4	2
Espacio físico para implementación	2	2	4
Diámetro y longitud de pieza	5	4	3
Precisión	4	3	4
TOTAL	20	18	16

Según los resultados obtenidos, escogemos diseñar una máquina de embobinado Helicoidal Horizontal. Esta máquina permitirá la fabricación de recipientes horizontales, verticales y tuberías.

2.1.4 Caja Negra

Figura 2-3 Caja Negra



2.2 Diseño y selección de las partes constitutivas de la máquina de embobinado

En este capítulo se detalla el diseño de la unidad mandril y sus componentes. La metodología a usar está basada en el cálculo de un recipiente sometido a presión externa, posteriormente se aplica el análisis para una flecha de transmisión.

Los componentes adicionales como son: carro alimentador de hilos, sistema de control y transmisión de potencia serán escogidos de fabricantes especializados.

2.2.1 Diseño de unidad mandril

Este sistema debe tener la capacidad de fabricar piezas de distinto diámetro, lo que implica que el mandril debe ser desmontable del conjunto.

El molde que dará la forma al cilindro, debe tener una superficie lisa. Para tal efecto se usará planchas metálicas. El soporte fijo debe ser robusto, capaz de soportar las cargas producto del peso del mandril y el peso de la pieza de material compuesto. Su estructura debe albergar al motor y al sistema de control del equipo. Será diseñado utilizando perfiles de acero.

El soporte móvil debe ser capaz de moverse de su posición de manera segura y fácil, para poder acomodarse a varias longitudes de mandril.

En la tabla 5 se muestran las dimensiones estándar de los recipientes fabricados por embobinado de hilos.

Tabla 4. Diámetro Interno de Tanques

PULGADAS	MILIMETROS
24	610
30	762
36	914
42	1067
48	1219
54	1372
60	1524
66	1676
72	1829
84	2134

El recipiente de mayor diámetro a fabricar es de 2134mm, estará sometido a carga hidrostática y su capacidad será de 10 m³. La longitud del mandril será de 3000 mm escogida en base a las dimensiones dadas por catálogos de tanques fabricados en PRFV por el método de *Filament Winding*. (Ver anexo 4)

Análisis del mandril como recipiente bajo presión externa

El mandril debe soportar los esfuerzos causados por la tensión de embobinado de los hilos. Por este motivo, el enfoque de diseño será el de un recipiente sometido a presión externa. Los anillos rigidizadores se fabricarán utilizando ángulos rolados.

- **Cálculo de la presión externa**

A diferencia de procesos de enrollamiento de elementos como alambres, cable, papel, telas, etc., la fibra de vidrio es un producto semi-terminado. La tensión que se aplica al refuerzo durante el proceso es determinante para las propiedades del material compuesto un vez que se encuentra terminado.

Las piezas cilíndricas fabricadas por embobinado de hilos pueden ser: 1) espesor pequeño o 2) espesor grande. En el primer grupo es importante únicamente la fuerza de contacto entre la superficie del mandril y la fibra de vidrio. Cuando se trabaja con espesores mayores, se presentan adicionalmente esfuerzos radiales y circunferenciales entre capas de hilo, que afectan de manera directa la presión externa sobre el mandril.

Se va a utilizar el análisis de espesores gruesos, por tener un criterio que relaciona la tensión en los hilos con la presión (Lee, 1992)

Al embobinar una cantidad k de bandas sobre el mandril, se generan esfuerzos entre ellas. La presión externa que causa este fenómeno se puede observar en la figura 2.4 (a), (c).

$$P_o^{(k)} = \frac{T}{br_k} \quad (10)$$

En donde $P_o^{(k)}$ es la presión ejercida por la k -ésima banda de hilos; T es la tensión de la fibra de vidrio; b es el ancho de banda; r_k es el radio externo de la banda, con respecto al eje del mandril.

$$(\sigma_r^{(k)})_m = -\frac{P_o^{(m)} b_m^2}{r_{em}^2 - r_{im}^2} \left(1 - \frac{a_m^2}{r^2}\right) \quad (11)$$

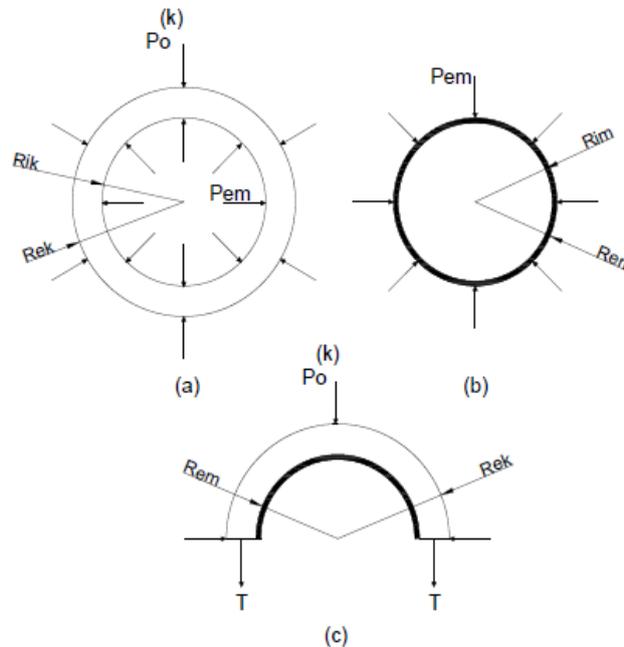
En este caso, $(\sigma_r^{(k)})_m$ es el esfuerzo radial en el mandril; r_{em} es el radio de la superficie externa del mandril; r_{im} es el radio de la superficie interna del mandril; r es un valor entre r_{em} y r_{im} .

En la figura 2.4 (b), se puede observar cómo actúa la presión externa sobre el mandril, cuyo valor está dado por la siguiente ecuación:

$$P_{em} = -\sum_{k=1}^{n-1} (\sigma_r^{(k)})_m \quad (12)$$

En la ecuación (12) observamos que la presión externa sobre el mandril P_{em} es el parámetro integrador de fuerza, en otras palabras, es la sumatoria de los esfuerzos radiales causados por las bandas de hilos.

Figura 2-4 Componentes para el análisis de esfuerzos.



Fuente: (Hahn, 1992)

(a) Presión Ejercida Entre Bandas Producto de la Tensión en los Hilos; **(b)** Presión Externa Sobre la Superficie del Mandril; **(c)** Efecto de la Tensión de los Hilos en la Presión Entre Bandas.

El espesor de la lámina se obtuvo despejando de la ecuación (8). El ancho de banda se manejará en un rango entre 10 a 150 milímetros. La tensión en la fibra de vidrio tiene un valor máximo de 50 N, aunque en el proceso esta nunca debe pasar de 10 N.

En la tabla del anexo 5, se muestra los valores de presión para distintas condiciones. Se encontró que la presión de 9kPa, es el valor que representa las condiciones críticas de trabajo. Cabe recalcar que la presión sobre el mandril se mantiene constante a partir de la 6ta capa de fibra de vidrio.

• Cálculo de espesor de plancha

Según el manual de recipientes a presión de Megyesy [8], cuando la relación entre el diámetro del cilindro y su espesor de placa $\left(\frac{\phi}{t}\right)$ es mayor a 10, la presión máxima permitida es:

$$P_a = \frac{4 \cdot B}{3 \left(\frac{\phi}{t}\right)} \quad (13) \quad (\text{Megyesy, 1992})$$

Este valor debe ser menor que la presión de trabajo.

Como consideraciones iniciales se tiene que:

- ❖ El cilindro contará con anillos para dar rigidez que van estar espaciados entre si 500mm
- ❖ El espesor de plancha es $t = 3\text{mm}$
- ❖ La temperatura máxima de trabajo es de 100°C

$$\frac{L}{\varnothing} = \frac{500}{2130} = 0.23$$

$$\frac{\varnothing}{t} = \frac{2130}{3} = 710$$

Del gráfico UGO-28.0, $A = 0.0004$. Para este valor de A, de la figura UCS-28.2 se encontró un valor de $B = 5500$; se seleccionó un material con un módulo de rigidez de 27Kpsi. Remplazando en la ecuación (14)

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{\varnothing}{t}\right)} \quad (14)$$

$$P_a = \frac{4 * 5500}{3 * 710} = 10.33 \text{ psi}$$

La presión máxima permitida debe ser 25% más que la presión de trabajo sobre el mandril.

$$P_{em} = 9kPa = 1,31psi$$

$$P_{emax} = 11.25kPa = 1,63psi$$

$$P_a > P_{emax}$$

El momento de inercia del anillo no debe ser menor que el que se obtiene por la siguiente fórmula:

$$I_s = \frac{\varnothing_m^2 L_s \left(t p + \frac{A_s}{L_s} \right) A}{10,9} \quad (15)$$

El procedimiento para obtener A es el siguiente:

Calcular B:

$$B = \frac{3}{4} \left[\frac{P\varnothing}{t p + \frac{A_s}{L_s}} \right] \quad (16)$$

$$B = \frac{3}{4} \left[\frac{1.63 * 84}{\frac{3}{25.4} + \frac{0.7142}{500/25.4}} \right] = 665.13$$

Dado que B es menor a 2500 el valor de A es:

$$A = 2B/E \quad (3.8)$$

$$A = 4.93 \times 10^{-5}$$

Reemplazando A en la ecuación 15

$$I_s = \frac{84^2 * 19,69 * \left(0,1181 + \frac{0,7142}{19,69}\right) 6.61 \times 10^{-5}}{10,9} = 0.0970 \text{ in}^4$$

$$I_s = 3.91 \text{ cm}^4$$

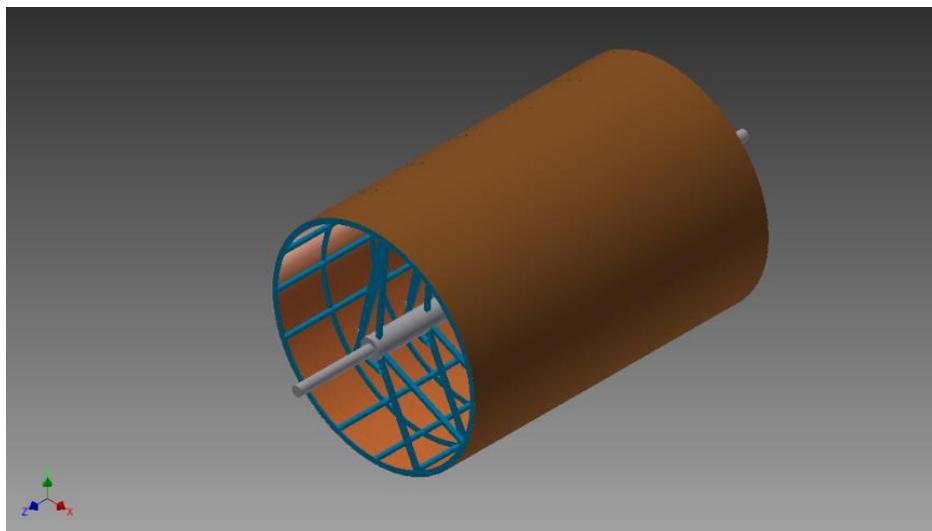
$$I_r > I_s$$

La condición para que la rigidez del casco sea satisfactoria se cumple con $I_r = 4.86 \text{ cm}^4$, que es un ángulo de lados iguales de 50x2mm. (Ver Anexo 6)

Análisis de mandril como flecha de transmisión de potencia

En la FIG. 2.5 se presenta un esquema de la unidad mandril. Para poder acoplar el molde al soporte fijo y móvil se utiliza tubos de 100mm cedula 80, éstos servirán como punta de flecha. Tubos redondos estructurales se colocaron de manera perimetral en el molde para dar mayor rigidez en la dirección longitudinal.

Figura 2-5 Diseño de forma de mandril



Se realiza un análisis para la fatiga, la estructura está sometida a momentos flectores completamente reversibles, alternando de tensión a compresión en cada revolución. Los esfuerzos normales son máximos en las fibras externas del mandril.

- **Análisis para el esfuerzo**

El diseño de la flecha inicialmente se hace para resistir las cargas a las que se encuentra sometida (Tabla 7). La estimación de las cargas de material compuesto se las realizo en base a un catálogo de tanques en PRFV. La capacidad máxima de los recipientes fabricados será de $10m^3$.

Tabla 5. Peso de los Componentes en el Mandril

	Designación	Ítem	Peso (kg)
<i>Peso Mandril</i>	W_m	Planchas de acero A36; espesor 3mm	473
		Tubos 100mm; Ced. 80	26
		Ángulos L estructurales; 50 x 2mm	72
		Tubos A513 redondos; 38,1 x 1,5mm	65
<i>Pieza cilindro en PRFV</i>	W_{prfv}	Cilindro en plástico reforzado	400
Total			1036

Se analiza la estructura como simplemente apoyada en sus extremos. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la Figura 2.6 (a)

Esfuerzos de flexión:

Se procede a determinar las reacciones en los apoyos, luego el diagrama de fuerza cortante y por último el diagrama de momentos flectores. En análisis se lo realiza únicamente en el eje vertical, los momentos generados por la fuerza de tensión en los hilos no se considera significativa con respecto a las fuerzas generadas por el peso del mandril y el peso del cilindro de material compuesto.

Se procede a determinar las reacciones en los apoyos, luego el diagrama de fuerza cortante y por último el diagrama de momentos flectores. En análisis se lo realiza únicamente en el eje vertical, los momentos generados por la fuerza de tensión en los hilos no se considera significativa con respecto a las fuerzas generadas por el peso del mandril y el peso del cilindro de material compuesto.

$$\sum F_y = 0 = -W_m - W_{prfv} + R_1 + R_2 \quad (17)$$

$$0 = -636 - 400 + R_1 + R_2$$

$$R_1 = 1036 - R_2$$

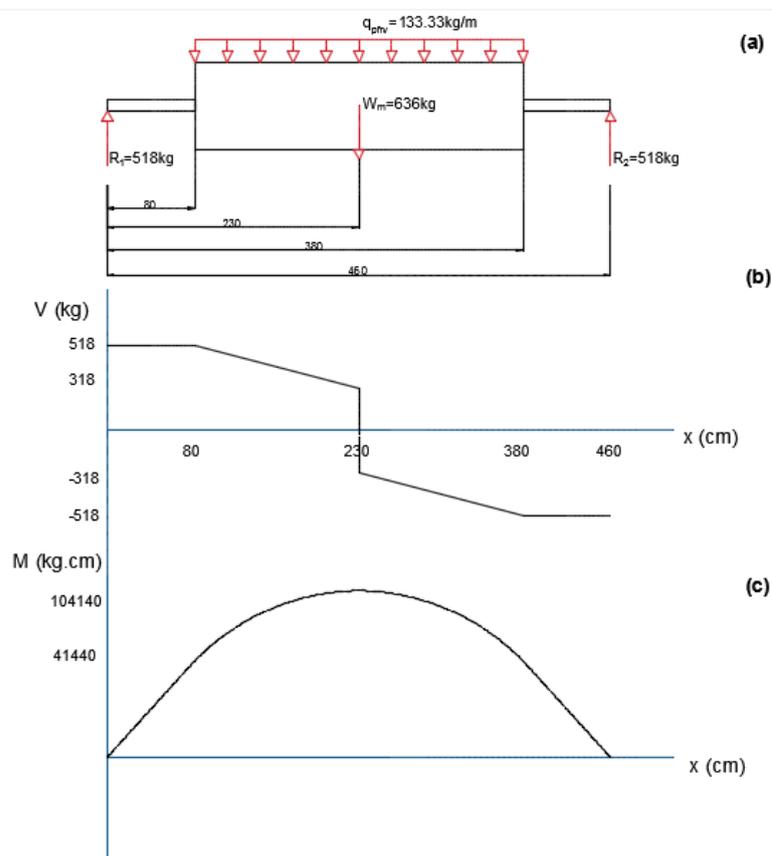
$$\sum M_1 = 0 = -W_m(230) - W_{prfv}(230) + R_1(0) + R_2(460)$$

$$0 = -636(230) - 400(230) + R_2(460)$$

$$R_2 = \frac{238280}{460} = 518kg$$

$$R_1 = 1036 - 518 = 518kg$$

Figura 2-6 Diagramas de reacciones, fuerzas cortantes y momento flector.



Para poder obtener los esfuerzos causados por la flexión se debe determinar la inercia de la unidad. En el Anexo 7 se puede encontrar los cálculos respectivos.

El momento máximo (M_{max}) es de 104140 kg.cm. A continuación se determina el esfuerzo normal máximo debido a la flexión:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{I_{m/c}} \quad (18)$$

$$\sigma_{max} = \frac{104140}{144431.67/105} = 75.71 \frac{kg}{cm^2}$$

Esfuerzos por torsión:

Para obtener el torque al que estará sometido el mandril, se debe reemplazar la fuerza que pasa por el centro de gravedad; se traslada la fuerza hacia el perímetro del mandril y se adiciona un torque mantener el equilibrio.

$$T_{max} = (W_m + W_{prfv})R_{em} \quad (19)$$

$$T_{max} = (636 + 400)105$$

$$T_{max} = 108780 \text{ kgcm}$$

Las características geométricas son:

$$A_{tm} = 126.41cm^2$$

$$J_m = I_{mx} + I_{my} = 2I_m \quad (20)$$

$$J_m = 2(144431.67) = 288863.34cm^4$$

El esfuerzo cortante debido a la torsión es:

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}\rho}{J_m} \quad (21)$$

$$\tau_{max} = \frac{108780(105)}{288863.34} = 39.54 \frac{kg}{cm^2}$$

Resistencia a la fatiga:

Se debe hacer un análisis para la fatiga debido al comportamiento dinámico de las cargas actuantes en el mandril. Las propiedades de la plancha de acero A36 se escogen para los valores de esfuerzo último a la tensión ($S_{ut} = 400MPa$) y esfuerzo de fluencia ($S_y = 250MPa$).

La resistencia a la fatiga viene dada por la siguiente ecuación: (Shigley, 2008)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (22)$$

El valor del límite de la resistencia a la fatiga para aceros es:

$$S_e' = 0.504S_{ut}$$

$$S_e' = 0.504(400) = 201.6MPa$$

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga:

Factor de modificación de la condición superficial. La plancha se escoge laminada en caliente.

$$k_a = a(S_{ut})^b \quad (23)$$

$$k_a = 57.7(201.6)^{-0.718}$$

$$k_a = 0.78$$

Factor de tamaño. Se escoge en este caso las puntas del mandril de diámetro 100mm.

$$k_b = 1.51d^{-.157} \quad (24)$$

$$k_b = 1.51(100)^{-.157}$$

$$k_b = 0.73$$

$$k_c, k_d, k_e, k_f = 1$$

Reemplazando los valores obtenidos la resistencia a la fatiga es:

$$S_e = (0.78)(0.73)(201.6)$$

$$S_e = 114.79 MPa = 1170.53 \frac{kg}{cm^2}$$

Aplicación de la teoría de falla:

Se procede a verificar por medio de la teoría de falla de Soderberg si el material escogido puede resistir los esfuerzos generados.

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_y} = \frac{1}{F} \quad (25)$$

Las cargas variables en el mandril deben expresarse en componentes medias y alternantes. El carácter completamente reversible del momento flector, causa que la componente media del esfuerzo de tensión en la flecha sea nula.

El torque se considera constante, por ende la componente alternante del esfuerzo cortante debido a la torsión es cero.

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (26)$$

$$\sigma_a = 75.71 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad (27)$$

$$\tau_m = 39.54 \frac{kg}{cm^2}$$

La teoría de “Energía de distorsión” o “Von Misses”, nos sirve para combinar los esfuerzos de tensión y cortantes, el resultado son componentes alternantes y medias modificadas de tensión.

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

$$\sigma'_a = (75.71^2 + 3(0)^2)^{\frac{1}{2}} = 75.71 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} \quad (29)$$

$$\sigma'_m = (0^2 + 3(39.54)^2)^{\frac{1}{2}} = 68.49 \frac{kg}{cm^2}$$

Reemplazando:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{F}$$

$$F = 10.9$$

- **Análisis para la deflexión**

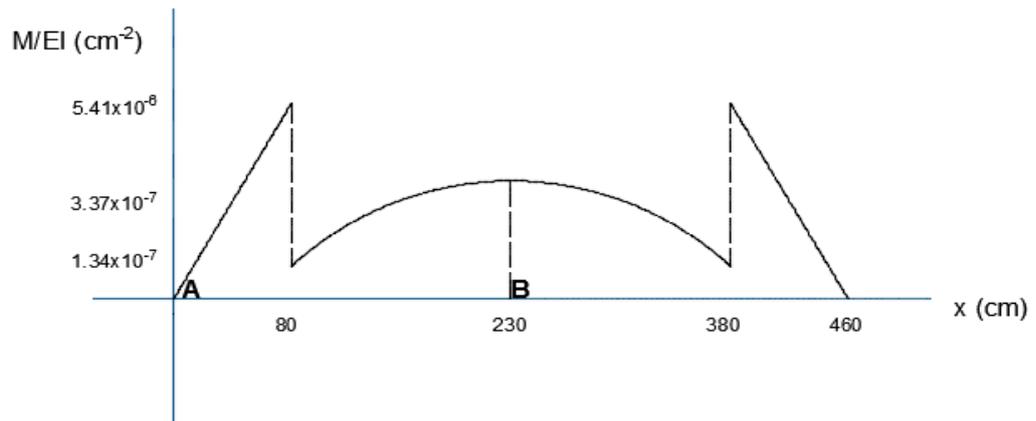
El análisis para la deflexión nos ayuda a determinar si la desviación angular de la flecha está dentro de los valores admisibles. Se aplicara el método de área-momento para determinar las deformaciones.

La flecha tiene una sección transversal variable, el gráfico de momentos flectores de la sección anterior debe ser modificado, se ha de incluir el módulo de rigidez respectivo a cada sección al igual que sus inercias.

$$E_{cd80}I_{cd80} = (2141404.04)(3851.28) = 7.67 \times 10^9$$

$$E_m I_m = (2141404.04)(144431.31) = 3.09 \times 10^{11}$$

Figura 2-7 Diagrama de Momento Flector



La desviación angular entre las tangentes a la curva elástica que pasan por A y B respectivamente, se la puede obtener mediante el primer teorema de área momento. Gráficamente es el área bajo la curva en la Figura 2.6

$$\theta_{A/B} = \int \frac{Mdx}{EI} \quad (30)$$

$$\theta_A - \theta_B = \text{Areatriángulo} + \text{Areadeparábola} + \text{Areaderectángulo} \quad (31)$$

$$\theta_A - 0 = \left[\frac{(5.41 \times 10^{-6})(80)}{2} \right] + \left[\frac{2}{3} (150)(2.03 \times 10^{-7}) \right] + [(150)(1.34 \times 10^{-7})]$$

$$\theta_A = 2.16 \times 10^{-4} + 2.03 \times 10^{-5} + 2.01 \times 10^{-5}$$

$$\theta_A = 2.56 \times 10^{-4} \text{radianes} = 0.01^\circ$$

La deflexión máxima en el centro del claro se haya empleado el segundo teorema del área momento.

$$t = \int \frac{Mdx}{EI} \dot{x} \quad (32)$$

$$t_{A/B} = (\text{Area triángulo})\dot{x}_1 + (\text{Area parábola})\dot{x}_2 + (\text{Area rectángulo})\dot{x}_3 \quad (33)$$

$$t_{A/B} = \left[\frac{(5.41 \times 10^{-6})(80)}{2} \right] (177) + \left[\frac{2}{3} (150)(2.03 \times 10^{-7}) \right] (56.25) + [(150)(1.34 \times 10^{-7})] 75$$

$$t_{A/B} = 3.83 \times 10^{-2} + 1.14 \times 10^{-3} + 1.51 \times 10^{-3} = 4.10 \times 10^{-2} \text{ cm}$$

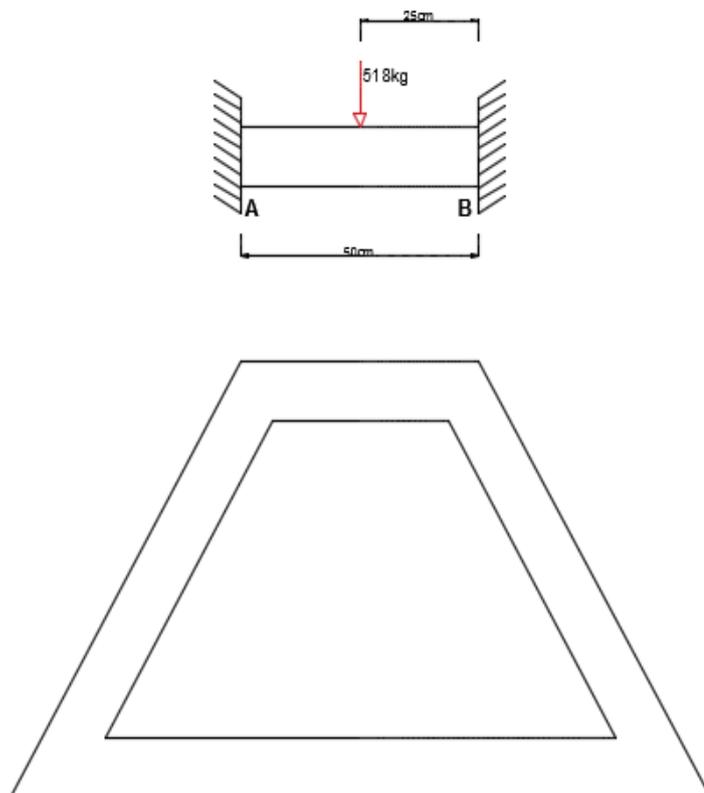
$$t_{A/B} = 4.10 \times 10^{-2} \text{ cm}$$

2.2.2 Diseño de soporte fijo y móvil.

Un esquema del tipo de soporte se presenta en la Figura 2.7. Éste tendrá una forma de A. El cojinete se colocará en el perfil superior, por lo que esta es la parte crítica de la estructura.

Según el modelo de la figura se procede a calcular las reacciones y el momento máximo.

Figura 2-8 Soporte Fijo



$$R_{As} = \frac{W}{l^3} (l - a)^2 (l + 2a) \quad (34)$$

$$R_{As} = \frac{518}{50^3} (50 - 25)^2 (50 + 50)$$

$$R_{As} = 259 \text{ kg}$$

$$M_{As} = \frac{-Wa}{l^2} (l - a)^2 \quad (35)$$

$$M_{As} = \frac{-518(25)}{50^2} (50 - 25)^2$$

$$M_{As} = 3237.5 \text{ kgcm}$$

El esfuerzo máximo viene dado por la resistencia a la fluencia del material (Referencia catalogo Dipac), al cual se le aplica un factor de seguridad que en este caso será de 1.2.

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n} \quad (36)$$

$$\sigma_{max} = \frac{2530}{2} = 1265 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Se procede a encontrar el módulo elástico de la sección " S_p ". En base a este valor se elegirá un perfil apropiado para fabricar los soportes de la máquina de embobinado.

$$S_p = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} \quad (37)$$

Reemplazando tenemos que:

$$S_p = \frac{3237.5}{1265} = 2.56 \text{ cm}^3$$

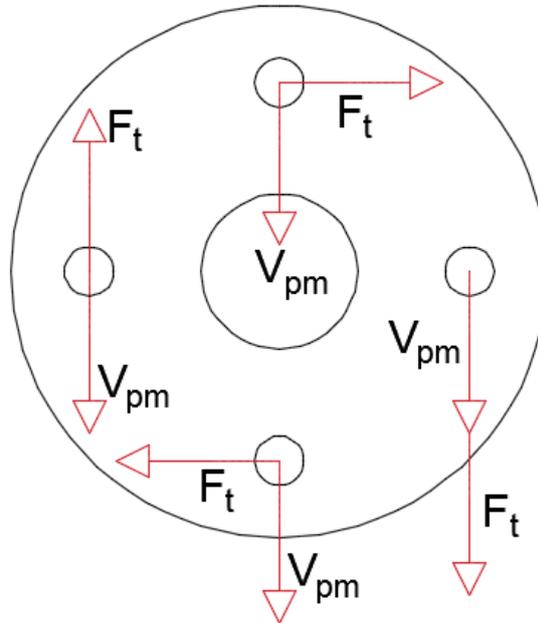
El perfil a usarse para el soporte fijo será un canal estructural U 100 x 50 x 2, cuyo modulo elástico de sección es 2.66 cm^3 . Para el soporte móvil se usará un tubo cuadrado de 50 x 2mm.

2.2.3 Diseño de acople del mandril.

La máquina de embobinado debe ser capaz de fabricar cilindros de distinto diámetro, para tal efecto el mandril debe ser intercambiable. Se escoge un acople sencillo como el de la figura 2.8. Que es de tipo bridado. La desviación angular calculada para nos permite realizar este tipo de unión sin problema.

Se procede a calcular el diámetro de los pernos para la capacidad máxima de la máquina, estos deben resistir las fuerzas impuestas por el torque (F_t) y el peso del mandril y el cilindro de PRFV.

Figura 2-9 Diagrama de cuerpo libre de acople



La fuerza cortante mostrada es causada por la reacción en el apoyo del soporte fijo, la misma se reparte equitativamente entre los 4 pernos:

$$V_{pm} = \frac{518}{4} = 129.5$$

La fuerza ejercida por el torque se distribuye en los pernos. Se calcula de acuerdo a la ubicación estimada de los elementos de unión en la brida.

$$F_t = \left(\frac{1}{4}\right) \frac{T_{max}}{d_{Ft}} \quad (38)$$

$$F_t = \left(\frac{1}{4}\right) \frac{108780}{9} = 3021.67 \text{ kg}$$

El estado crítico se da en el punto c, en el diagrama de cuerpo libre.

$$F_{pcri} = 3021.67 + 129.5 = 3151.17 \text{ kg}$$

Se desea determinar el diámetro del perno para poder ensamblar el conjunto, este cálculo se lo realiza a partir de la resistencia de fluencia mínima de un perno de grado

4.6 con un factor de seguridad de 2. Los valores se escogen de la tabla 8-11 de Shigley[9].

$$\tau_{max} = \frac{S_{yp}}{2} \quad (39)$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{pcri}}{A_p}$$

$$\frac{S_{yp}}{2} = \frac{F_{pcri}}{\pi (d/2)^2} \quad (40)$$

Asumiendo que la rosca no se extiende hasta el plano en donde actúa la fuerza cortante:

$$d = 2 \sqrt{\frac{2F_{pcri}}{\pi S_{yp}}} \quad (41)$$

$$d = 2 \sqrt{\frac{2(3151.17)}{\pi (2549)}} = 1.77 \text{ cm}$$

El diámetro escogido para el perno será M20 de grado 4.6.

Cálculo de potencia

La potencia se define como la cantidad de energía requerida para realizar un trabajo, en este caso se va a determinar la potencia mínima para hacer rotar el mandril en el proceso de embobinado.

$$P_m = T_{max} \omega_m$$

La velocidad angular máxima a la que debe girar el mandril está determinada por la velocidad de alimentación de los hilos de fibra de vidrio. Reemplazando los parámetros para condiciones máximas de funcionamiento en la ecuación 3.4 obtenemos:

$$\omega_m = V_a \frac{\sin \theta}{\pi \phi}$$

$$\omega_m = 30 \frac{\sin 90}{\pi (2.1)}$$

$$\omega_m = 4.55 \text{ RPM} = 28.57 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

$$P_m = 108870 \text{ kg cm} \left(28.57 \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right) * \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} * \frac{1 \text{ ft}}{30.48 \text{ cm}} = 224505.08 \frac{\text{lb ft}}{\text{min}}$$

$$P_m = 224505.08 \frac{\text{lb ft}}{\text{min}} * \frac{2.26 \times 10^{-5} \text{ kW}}{1 \frac{\text{lb ft}}{\text{min}}} = 5.07 \text{ kW}$$

$$P_m = 6.8 \text{ HP} \approx 7 \text{ HP}$$

2.2.4 Diseño de carro alimentador de hilos

Los componentes del sistema alimentador de hilos no se encuentran sometidos a cargas considerables, por lo tanto, no es necesario realizar un análisis exhaustivo de resistencia y deformación de sus elementos. A continuación se describe cada parte y se presenta su diseño de forma.

Percha de almacenamiento

La percha seleccionada cuenta con espacio para ochenta bobinas de *hilos roving*, cuarenta se usan durante el proceso y la otra mitad son de respaldo. Se coloca un orificio guía correspondiente a cada bobina, para evitar enredos y rompimiento del hilo. Un ejemplo de rack se presenta en la Fig. 2.10.

Figura 2-10 Percha de almacenamiento

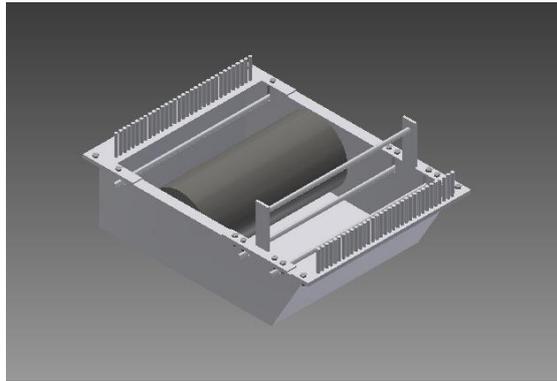


Fuente: (Martin Pultrusion Group, 2006)

Bañera

La capacidad efectiva de la bañera es de 10 litros, equivalentes a 13kg de resina aproximadamente. Cuenta con alojamiento para el sistema de guías y tensión, estas partes son desmontables. La forma trapezoidal del recipiente ayuda a que se aproveche de mejor manera la resina, además de facilitar la limpieza luego de cada ciclo de trabajo.

Figura 2-11 Bañera de resina con sistema guía



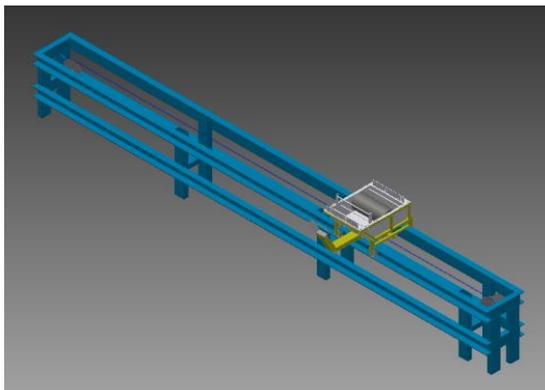
Sistema de Guías

Este conjunto de herramientas debe llevar los hilos desde la percha hasta la bañera de impregnación y luego hasta la superficie del mandril. Los agujeros se fabrican por lo general en porcelana para evitar que el hilo sufra daños por efectos de la fricción. En caso de usar metal, el material debe ser pulido y endurecido.

Carro y riel

El diseño de forma del riel que mueve a la bañera se presenta en la figura 2.12. El carro debe contar con alojamiento para el motor esclavo y el sistema de transmisión de potencia. Se escoge para construir la estructura un perfil tipo C de las mismas características del soporte fijo.

Figura 2-12 Riel y carro alimentador de hilos



2.2.5 Cálculo de potencia

El cálculo de la potencia se hace considerando la masa del conjunto de la bañera-sistema guía. Esta peso debe ser impulsado por el motor al inicio del proceso de embobinado hasta llevarlo a una velocidad constante.

Se procede a determinar el paso, se utiliza como referencia la fabricación de un cilindro para recipiente vertical de 10m³, cuyo ángulo de embobinado es de 70 grados.

$$S = \frac{\pi * 210}{\tan 70}$$

$$S = 240.12 \text{ cm}$$

El paso representa el espacio que avanza el carro en una vuelta del mandril por lo tanto

$$V_c = \omega_m * S$$

$$V_c = 4.55 * 240 = 1092 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

$$V_c = 10.92 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

El siguiente paso es determinar la velocidad angular en el eje del motor. Por razones de espacio en el riel del carro, se determina que el piñón de mayor diámetro que puede albergar el riel es de 200 mm.

$$\omega_c = \frac{V_c}{r_{pi}}$$

$$\omega_c = \frac{10.92}{.1} = 109.2 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

$$\omega_c = 17.38 \text{ RPM}$$

El torque necesario para mover el carro es:

$$T_c = 100 * 0.1 = 10 \text{kg m}$$

La potencia en HP:

$$P_{CHP} = \frac{T_c * \omega_c}{63025}$$

$$P_c = \frac{10 * 17.38}{6305} * \frac{2.2 \text{lb}}{1 \text{kg}} * \frac{1 \text{in}}{25.4 * 10^{-3} \text{m}} = 2.39 \text{HP}$$

$$P_c = 3 \text{HP}$$

2.2.6 Sistema de control

El control en el proceso de embobinado cuenta con dos aspectos críticos, la tensión de los hilos y el ángulo de embobinado. La resistencia y calidad de la pieza final depende de esos dos parámetros para lograr sus propiedades máximas.

Como se describió en el capítulo 1, el ángulo de embobinado está relacionado con el paso, la cantidad de ciclos, la velocidad del carro alimentador de hilos, etc. Controlar este aspecto asegura que se cumpla el patrón de embobinado y que se cubra completamente la superficie del mandril.

La tensión del hilo se relaciona con la fracción volumétrica del material compuesto. Tiene incidencia directa en la rigidez y la resistencia última del cilindro; un buen control de este parámetro disminuye la cantidad de discontinuidades (vacíos) en el laminado, lo que aumenta la confiabilidad del recipiente.

La máquina diseñada en este proyecto tiene dos grados de libertad, que son los necesarios para poder fabricar recipientes a presión y tuberías. Existen máquinas CNC muy sofisticadas en el mercado internacional que funcionan hasta con 7 grados de libertad, estas máquinas son muy sofisticadas por lo que su costo es bastante elevado. Trinankur Hazra 11 en su trabajo presenta una alternativa económica a los sistemas de control por software, se basa en el uso de controladores PLC y variadores de frecuencia.

Los componentes escogidos para el sistema de control son los siguientes:

- Variador de frecuencia Siemens MM440 200-240 V, $\pm 10\%$, 1 AC, 0.12 to 3 kW (0.16 to 4 HP)
- Variador de frecuencia Siemens 200-240 V, $\pm 10\%$, 0.12 to 45 kW (0.16 to 60 HP)
- Controlador Mini PLC Logo® 230RC

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS DE COSTOS

3.1 Costos de diseño

En este capítulo se realiza el cálculo de los costos para la fabricación de una máquina de embobinado.

Partimos con los cálculos de ingeniería. Se supone un salario de ingeniero mecánico en \$1200 para obtener el costo total. El valor depende de la cantidad de horas invertidas en cada uno de los procesos del diseño (Tabla 7).

Tabla 6. Análisis de costos de diseño

Proceso	Horas de trabajo (h)	Costo (\$/h)	Costo Total (\$)
Diseño de forma	50	5.00	250.00
Diseño y cálculos del mandril	50	5.00	250.00
Diseño y cálculos de soporte fijo	50	5.00	250.00
Diseño y cálculos de carro alimentador de hilos	50	5.00	250.00
Selección de materiales	150	5.00	750.00
Selección de sistema de transmisión	50	5.00	250.00
Análisis de resultados y desarrollo final	50	5.00	250.00
TOTAL	450	35.00	\$2250.00

3.2 Costo de materiales para el sistema de control y transmisión de potencia

En la Tabla 8 se presentan los costos del sistema de control y el sistema de transmisión de potencia. Se especifica los componentes por separado.

3.3 Costos de mano de obra

Para el siguiente análisis se tomó en consideración la mano de obra de un grupo de trabajo de 11 personas. Conformado por 4 soldadores, 4 ensambladores, 2 Técnicos eléctricos y 1 supervisor.

Mano de obra soldadores:

Sueldo maestro soldador: \$600

$$\text{Costo de soldador} = \frac{\$600}{30 \text{ días}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}}$$

$$\text{Costo de soldador} = 2.50 \frac{\$}{\text{hora}}$$

Sueldo asistente de soldador: \$354

$$\text{Costo asistente de soldador} = \frac{\$354}{30 \text{ días}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}}$$

$$\text{Costo asistente de soldador} = 1.48 \frac{\$}{\text{hora}}$$

Sueldo Ensamblador: \$600

$$\text{Costo ensamblador} = \frac{\$600}{30 \text{ días}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}}$$

$$\text{Costo ensamblador} = 2.50 \frac{\$}{\text{hora}}$$

Tabla 7. Costos de Material

Descripción	Cantidad	Costo (\$/h)	Costo Total (\$)
Reductor/ Línea MNHL50/2 28.81/1 Pam 28/50	1	1516.00	1516.00
Motor/ Brida Siem 7.5HP 1740 RPM. 3F FRM112 PAM28/250	1	565.90	565.90
Reductor/ Línea MNHL30/2 15.43/1 Pam 24/200	1	653.95	523.16
M. Siemens 96-4YA60 3HP 1700 RPM 3F TEFC PAM	1	273.78	273.78
62014 BRIDA B5 090M-1LA7	1	73.52	73.52
Mini PLC LOGO V8 230 RC	1	312.00	312.00
Interruptor Final/ Carrera Palanca Corta Roldana Met	1	42.00	42.00
Percha	1	600.00	600.00
Variador MM440 7.5HP 220V 3F 26.5/22 ^a	1	1178.00	1178.00
TOTAL			5084.36

Sueldo asistente de soldador: \$354

$$\text{Costo asistente de ensamblador} = \frac{\$354}{30 \text{ días}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}}$$

$$\text{Costo asistente de ensamblador} = 1.48 \frac{\$}{\text{hora}}$$

Sueldo Técnico Eléctrico: \$600

$$\text{Costo técnico eléctrico} = \frac{\$600}{30 \text{ días}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}}$$

$$\text{Costo técnico eléctrico} = 2.50 \frac{\$}{\text{hora}}$$

Sueldo Supervisor: \$1200

$$\text{Costo supervisor} = \frac{\$1200}{30 \text{ días}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}}$$

$$\text{Costo supervisor} = 5.00 \frac{\$}{\text{hora}}$$

En la Tabla 9 se muestran los valores totales calculados por mano de obra en un tiempo estimado de trabajo de 1 mes, trabajando 5 días a la semana, 8 horas al día.

Tabla 8. Costos de mano de obra

Mano de obra	Cantidad	Horas estimadas de trabajo (h)	Costo (\$/h)	Costo Total (\$)
Soldador	2	160	2.50	800.00
Asistente Soldador	2	160	1.48	473.60
Ensamblador	4	160	2.50	1600.00
Técnico Eléctrico	2	40	2.50	200.00
Supervisor	1	160	5.00	800.00
TOTAL				3873.60

Sumando los costos involucrados en el proceso de diseño y fabricación de la máquina de embobinado de hilos se obtienen los resultados presentados en la Tabla 10

Tabla 9. Costo total de construcción de la máquina

Rubro	Costo (\$)
Diseño	2250.00
Mano de Obra construcción	3873.60
Materiales	4484.40
Total	10608.00

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Se logró diseñar un mandril capaz de soportar los esfuerzos a los que es sometido y bajo parámetros mínimos de deformación. Esto implica que el cilindro fabricado cumplirá con las tolerancias mínimas de fabricación establecidas por la norma ASTM 3299.
- La máquina diseñada puede elaborar recipientes de capacidad de hasta 10m³ en volumen. Las dimensiones máximas del cilindro son: 2000 milímetros de diámetro y 3000 milímetros de longitud.
- Se logró diseñar un soporte fijo para soportar el peso del mandril, alojar el motor y el sistema de control. La localización superficial del motor permite que este no se sobrecaliente. La posición del sistema de control permite verificar el proceso antes y luego de terminado el proceso de embobinado.
- El soporte móvil cuenta con un seguro de posición, el cual brida seguridad durante el embobinado del hilo en el mandril. Se le instaló ruedas para facilitar su traslado cuando se desee desmoldar la pieza de fibra de vidrio.
- Debido a que la máquina ha sido diseñada haciendo uso de los materiales existentes en el mercado ecuatoriano, se genera facilidad y bajos costos para la fabricación de la misma. Se logró reducir en un 12.87% el precio de venta de una máquina en Brasil.
- La máquina diseñada disminuye la mano de obra directa para la obtención de tanques y tuberías. La reducción de personal en la producción del cilindro, permite la utilización de dicho recurso en la fabricación de tapas, fondos, bridas y demás accesorios de un tanque.
- El sistema de control escogido fue el de variadores de frecuencia. Estos instrumentos permiten mantener una relación de velocidad constante entre el mandril y el carro alimentador de hilos; a pesar de que el torque aumenta a medida que se forma la pieza de material compuesto.
- El sistema de control permite la implementación de control adicional para la alimentación de resina, la cantidad de ciclos del proceso, Se recomienda realizar un estudio de los elementos necesarios para poder controlar esos parámetros.

Recomendaciones

- Se recomienda implementar a la máquina de embobinado, un sistema que permita marcar y rectificar la superficie del cilindro de PRFV mientras se encuentra montado en el molde.
- El factor de seguridad obtenido es alto para acero. Se recomienda realizar un ajuste en el valor del espesor de plancha o el espaciado entre anillos para economizar y disminuir el peso del equipo.

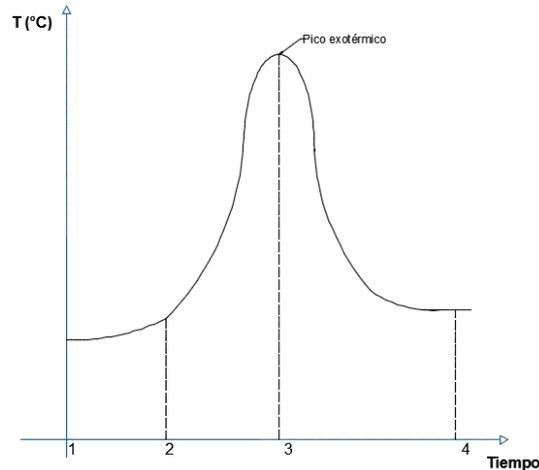
Referencias

- ASTM . (2004). *D 3299*. West Conshohocken, Pennsylvania, Estados Unidos: ASTM.
- Barbero, E. (2011). *Introduction to Composite Materials Design*. Boca Raton: CRC PRESS.
- Carvalho, A. (1992). *Fiberglass x corrosao*. Brasil: Almaco.
- Carvalho, A. (2014). *Compósitos para uso industrial*. Sao Paulo: Almaco.
- Hahn, T. (1992). *The stress developement during filament winding of thick cylinders*. Arlington: Pennsylvania State University.
- JUSHI USA. (2013). *FIBER GLASS REINFORCEMENT*. Obtenido de JUSHI: http://jushiusa.com/fiberglass_reinforcements
- Lee, H. T. (1992). *Modern Trends in Composite Laminates Mechanics*. USA: The Pennsylvania State University.
- Martin Pultrusion Group. (2006). *Creels*. Obtenido de Maltrin Pultrusion: <http://www.martinpultrusion.com/creels.html>
- Megyesy, E. F. (1992). *Manual de recipientes a presion*. Mexico: Editoria Limusa.
- Shigley. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. USA: Mac GRaw Hill.
- Starr, T. (2000). *Pultrusion for Engineers*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited.

APÉNDICES

APÉNDICE A: Etapas de Curado

El proceso de cura cuenta con 3 etapas bien definidas que se detallan en el grafico a continuación:



Proceso de cura del material compuesto con la dupla Mekp-cobalto

1-2 A la resina en fábrica se le añade componentes químicos inhibidores que tienen la función de prolongar el tiempo de almacenamiento de la resina. Dependiendo de la cantidad de inhibidor que contiene es la cantidad de radicales libres que se consumen evitando que ocurra interligación de las moléculas de polímero y el estireno. Este intervalo se conoce como “tiempo de gel” y es el tiempo con el que se cuenta para impregnar con resina las fibras. Dado que la cantidad de inhibidor es una condición impuesta, el ingeniero puede controlar el tiempo de gel variando la cantidad de mekp y cobalto que utiliza.

2-3 Una vez que el inhibidor ha sido consumido empieza el proceso de cura en la resina. Las cadenas de polímero se unen mediante moléculas de estireno y este proceso libera energía, ocasionado un aumento de temperatura. El pico exotérmico marca el fin de este proceso. A este nivel la velocidad de cura se ve disminuida por dos razones básicamente, la escasez de radicales libres y la falta de movilidad en el material.

3-4 En esta etapa la interligación entre las moléculas llega valores muy bajos, es casi inexistente. La temperatura del material disminuye hasta temperatura ambiente y el material obtiene su dureza final luego de aproximadamente 24 horas.

APÉNDICE B: Conceptos básicos

Una forma de expresar las proporciones entre la resina y la fibra de vidrio es utilizando el concepto de fracción volumétrica. A continuación se describirá este y otros conceptos útiles para poder determinar las propiedades del laminado

Fracción volumétrica:

Es la cantidad de un material relativo al volumen total que puede estar compuesto por dos o más materiales distintos.

Fracción volumétrica de fibra:

$$V_f = \frac{\text{volumen de fibra}}{\text{volumen total}} \quad (1.1)$$

Fracción volumétrica de resina:

$$V_r = \frac{\text{volumen de resina}}{\text{volumen total}} \quad (1.2)$$

La fibra de vidrio y la resina constituyen el material compuesto, entonces:

$$V_f + V_r = 1 \quad (1.3)$$

Fracción de fibra por masa:

$$M_f = \frac{\text{masa de fibra}}{\text{masa total}} \quad (1.4)$$

Fracción de resina por masa:

$$M_r = \frac{\text{masa de resina}}{\text{masa total}} \quad (1.5)$$

La masa total es entonces

$$M_f + M_r = 1 \quad (1.6)$$

Tenemos que el volumen es igual a la masa dividida por la densidad, entonces reemplazando en la ecuación (3) obtenemos la densidad en función de la masa de los materiales.

$$\frac{1}{\rho_{mc}} = \frac{M_f}{\rho_f} + \frac{M_r}{\rho_r} \quad (1.7)$$

A nivel práctico es un poco complicado determinar el volumen de los materiales que se utiliza, lo que sí se puede obtener con facilidad es la masa de los materiales a mezclar. De esta forma se puede expresar la fracción volumétrica en función de la masa proporcional de cada elemento, que es necesaria para determinar la rigidez del material compuesto.

La conversión queda de la siguiente forma:

$$V_f = \frac{\rho_c}{\rho_f} M_f \quad (1.8)$$

$$V_r = \frac{\rho_c}{\rho_r} M_r$$

APÉNDICE C: Propiedades de las láminas estándar

Propiedades mecánicas de las láminas estándar. (Adaptado de Carvalho[2])

	TIPO DE LAMINA			
	Manta 450	Fibra tejida		Roving Directo
		600	800	
Espesor (mm)	1,05	0,85	0,85	varia*
Densidad ($\frac{g}{cm^3}$)	1,43	1,58	1,19	1,93
E_1 ($\frac{kg}{cm^2}$)	7000	165000	180000	400000
E_2 ($\frac{kg}{cm^2}$)	7000	95000	160000	60000
ν_{12}	0,3	0,3	0,3	0,3
ν_{21}	0,3	0,17	0,27	0,08
G_{12}	27000	35000	35000	35000
α_1	25x10 ⁶	18x10 ⁶	17x10 ⁶	7,5x10 ⁶
A_2	25x10 ⁶	40x10 ⁶	21x10 ⁶	45x10 ⁶

Como se estableció al inicio del capítulo un laminado es el conjunto de láminas. El Ing. Antonio Carvalho determina el módulo de elasticidad basándose en la ley de las mezclas, que asume que las láminas funcionan de manera independiente una de otra. En la práctica esto no es cierto y por esta razón el modulo obtenido es un poco inferior al real. La expresión es la siguiente:

$$E_1 = E_{(man)} \frac{t_{(man)}}{t} + E_{(tej)} \frac{t_{(tej)}}{t} + E_{(uni)} \frac{t_{(uni)}}{t} \quad (1)$$

Esta ecuación nos dice, que el módulo final del laminado es tan solo el promedio ponderado del módulo de cada lámina que lo compone.

APÉNDICE D: Catálogo de Tanques

Catálogo de Design Tanks

FLAT BOTTOM DOMED TOP

CHOP-HOOP FILAMENT WOUND FLAT BOTTOM, DOMED TOP FIBERGLASS TANKS

PART NO.	NOMINAL CAPACITY (GAL.)	DIAMETER X HEIGHT (IN.)	APPROX. WALL THICKNESS (IN.)	APPROX. WEIGHT (LBS.)	PART NO.	NOMINAL CAPACITY (GAL.)	DIAMETER X HEIGHT (IN.)	APPROX. WALL THICKNESS (IN.)	APPROX. WEIGHT (LBS.)
F082DT	2000	8' x 6' 4"	1/4	840	F1010DT	10000	10' x 14' 10"	1/4 - 7/16	1988
F092DT	2000	9' x 5' 4"	1/4	850	F1210DT	10000	12' x 12' 0"	1/4 - 5/16	1910
F083DT	3000	8' x 9' 0"	1/4	980	F1410DT	10000	14' x 10' 0"	1/4 - 5/16	2105
F093DT	3000	9' x 7' 5"	1/4	974	F1012DT	12000	10' x 21' 8"	1/4 - 7/16	2390
F084DT	4000	8' x 11' 8"	1/4	1140	F1212DT	12000	12' x 15' 6"	1/4 - 3/8	2215
F094DT	4000	9' x 9' 6"	1/4	1098	F1412DT	12000	14' x 11' 9"	1/4 - 5/16	2337
F104DT	4000	10' x 8' 0"	1/4 - 9/32	1075	F1014DT	14000	10' x 25' 1"	1/4 - 1/2	2820
F085DT	5000	8' x 14' 3"	1/4 - 9/32	1280	F1214DT	14000	12' x 17' 11"	1/4 - 7/16	2565
F095DT	5000	9' x 11' 7"	1/4	1223	F1414DT	14000	14' x 13' 6"	1/4 - 3/8	2614
F105DT	5000	10' x 9' 9"	1/4 - 9/32	1206	F1015DT	15000	10' x 26' 9"	1/4 - 1/2	3100
F086DT	6000	8' x 16' 11"	1/4 - 9/32	1520	F1215DT	15000	12' x 19' 1"	1/4 - 7/16	2750
F096DT	6000	9' x 13' 9"	1/4 - 5/16	1384	F1415DT	15000	14' x 14' 4"	1/4 - 3/8	2745
F106DT	6000	10' x 11' 5"	1/4 - 11/32	1336	F1216DT	16000	12' x 20' 3"	1/4 - 7/16	2935
F126DT	6000	12' x 8' 5"	1/4 - 5/16	1375	F1416DT	16000	14' x 15' 3"	1/4 - 3/8	2894
F087DT	7000	8' x 19' 7"	1/4 - 9/32	1710	F1218DT	18000	12' x 22' 7"	1/4 - 1/2	3350
F097DT	7000	9' x 15' 10"	1/4 - 5/16	1549	F1418DT	18000	14' x 16' 11"	1/4 - 3/8	3208
F107DT	7000	10' x 13' 1"	1/4 - 11/32	1480	F1220DT	20000	12' x 25' 0"	1/4 - 1/2	3580
F127DT	7000	12' x 9' 7"	1/4 - 5/16	1500	F1420DT	20000	14' x 18' 8"	1/4 - 1/2	3465
F147DT	7000	14' x 7' 5"	1/4	1767	F1221DT	21000	12' x 26' 2"	1/4 - 1/2	3800
F088DT	8000	8' x 22' 3"	1/4 - 11/32	1900	F1421DT	21000	14' x 19' 10"	1/4 - 1/2	3683
F098DT	8000	9' x 17' 11"	1/4 - 3/8	1715	F1222DT	22000	12' x 27' 4"	1/4 - 9/32	4410
F108DT	8000	10' x 14' 10"	1/4 - 11/32	1647	F1422DT	22000	14' x 20' 5"	1/4 - 1/2	3794
F128DT	8000	12' x 10' 10"	1/4 - 5/16	1625	F1225DT	25000	12' x 30' 10"	1/4 - 5/8	5550
F148DT	8000	14' x 8' 3"	1/4	1876	F1425DT	25000	14' x 23' 0"	1/4 - 9/16	4540
F109DT	9000	10' x 16' 6"	1/4 - 11/32	1813	F1230DT	30000	12' x 36' 9"	1/4 - 23/32	6950
F129DT	9000	12' x 12' 0"	1/4 - 5/16	1768	F1430DT	30000	14' x 27' 4"	1/4 - 5/8	5548
F149DT	9000	14' x 9' 1"	1/4 - 5/16	1983					

*Wall thickness is stepped.



APÉNDICE E: Parámetros para el cálculo de presión

Presiones sobre el mandril

Tabla de parámetros para el cálculo de presión

TEX (kg/m)	1200
espesor de banda "t" (mm)	3,56
ancho de banda "s" (cm)	1,00
radio interior de mandril (m)	1,9970
radio exterior de mandril (m)	2,00
Tensión en hilos (N)	30,00

Presión por capa, esfuerzos entre bandas, presión externa en el mandril

Capa	Radio exterior (m)	Presión (Pa)	Esfuerzo (Pa)	Pe (Pa)
1	2,0036	1497,34	1497,34	1497,34
2	2,0071	1494,68	1494,68	2992,02
3	2,0107	1492,04	1492,04	4484,06
4	2,0142	1489,41	1489,41	5973,47
5	2,0178	1486,78	1486,78	7460,25
6	2,0213	1484,16	1484,16	8944,41
7	2,0249	1481,56	1481,56	10425,97
8	2,0285	1478,96	1478,96	11904,93
9	2,0320	1476,37	1476,37	13381,30
10	2,0356	1473,79	1473,79	14855,10
11	2,0391	1471,22	1471,22	16326,32
12	2,0427	1468,66	1468,66	17794,98

TEX (kg/m)	2400
espesor de banda "t" (mm)	7,11
ancho de banda "s" (cm)	1,00
radio interior de mandril (m)	1,9970
radio exterior de mandril (m)	2,00
Tensión en hilos (N)	30,00

Capa	Radio exterior (m)	Presión (Pa)	Esfuerzo (Pa)	Pe (Pa)
1	2,0071	1494,68	1494,68	1494,68
2	2,0142	1489,41	1489,41	2984,09
3	2,0213	1484,16	1484,16	4468,25
4	2,0285	1478,96	1478,96	5947,22
5	2,0356	1473,79	1473,79	7421,01
6	2,0427	1468,66	1468,66	8889,67
7	2,0498	1463,56	1463,56	10353,23
8	2,0569	1458,50	1458,50	11811,74
9	2,0640	1453,48	1453,48	13265,21
10	2,0711	1448,48	1448,48	14713,70
11	2,0782	1443,53	1443,53	16157,22
12	2,0854	1438,60	1438,60	17595,83

APÉNDICE F: Propiedades de los perfiles estructurales

Catálogo Dipac

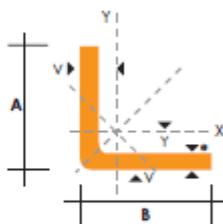
ANGULOS "L" DOBLADO



DIPAC
PRODUCTOS DE ACERO

PERFILES ESTRUCTURALES
ANGULOS "L" DOBLADO
Especificaciones Generales

Norma: INEN 1 423: 2000
Otras calidades: Previa consulta
Largo normal: 6,00 m
Otros largos: Previa consulta
Espesores: Desde 1,5 hasta 12 mm
Acabado: Natural
Otro acabado: Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS			EJE X-X		EJE Y-Y		EJE U-U	EJE V-V
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	I	W	I	X-Y	I	I
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	0.32	0.78	0.72	0.99	0.47
25	25	3	6.36	1.06	1.35	0.79	0.44	0.76	0.77	0.98	0.44
30	30	2	5.34	0.89	1.13	1.00	0.46	0.94	0.84	1.20	0.58
30	30	3	7.80	1.30	1.65	1.41	0.67	0.92	0.89	1.18	0.55
30	30	4	10.08	1.68	2.14	1.80	0.88	0.92	0.94	1.17	0.52
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	1.26	1.09	1.61	0.78
40	40	3	10.62	1.77	2.25	3.50	1.22	1.25	1.14	1.59	0.76
40	40	4	13.86	2.31	2.94	4.46	1.58	1.23	1.19	1.58	0.78
40	40	5	19.62	2.82	3.59	5.31	1.91	1.22	1.23	0.73	0.73
50	50	2	9.12	1.52	1.93	4.86	1.33	1.58	1.34	2.01	0.98
50	50	3	13.44	2.24	2.85	7.03	1.95	1.57	1.39	2.00	0.96
50	50	4	17.64	2.94	3.74	9.04	2.53	1.56	1.43	1.98	0.94
50	50	5	21.60	3.60	4.59	10.88	3.09	1.54	1.48	1.97	0.93
50	50	6	25.92	4.32	5.40	12.57	3.62	1.53	1.53	1.96	0.90
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	1.89	1.64	2.41	1.16
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	1.88	1.68	2.39	1.15
60	60	5	26.34	4.39	5.59	19.40	4.54	1.86	1.73	2.38	1.13
60	60	6	31.68	5.28	6.60	22.56	5.35	1.85	1.78	2.37	1.11
60	60	8	41.04	6.84	8.55	28.21	6.85	1.82	1.88	2.34	1.05
75	75	3	19.56	3.26	4.35	24.60	4.48	2.38	2.01	3.02	1.48
75	75	4	27.06	4.51	5.74	32.02	5.88	2.36	2.06	3.00	1.45
75	75	5	33.42	5.57	7.09	39.08	7.25	2.35	2.11	2.99	1.43
75	75	6	40.32	6.72	8.40	45.76	8.57	2.33	2.16	2.97	1.40
75	75	8	52.56	8.76	10.95	58.03	11.05	2.30	2.25	2.95	1.37
75	75	10	64.92	10.82	13.36	68.89	13.38	2.27	2.35	2.92	1.32
80	80	4	28.92	4.82	6.14	39.10	6.72	2.52	2.18	3.21	1.56
80	80	5	35.76	5.96	7.59	47.79	8.28	2.51	2.23	3.20	1.54
80	80	6	43.20	7.20	9.00	56.05	9.80	2.49	2.28	3.18	1.51
80	80	8	56.40	9.40	11.75	71.32	12.67	2.46	2.37	3.16	1.46
80	80	10	68.94	11.49	14.36	84.94	15.36	2.43	2.47	3.13	1.43
80	80	12	81.78	13.63	16.83	97.05	17.87	2.40	2.57	3.10	1.38

También en galvanizado e Inoxidable - Medidas Especiales Bajo Pedido.

8 PREGUNTA 2263 760 / Anho - Ecuador www.dipacmetal.com



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO



PLANCHAS

**PLANCHAS
PL**



REDUCCION DE FRACCIONES DE PULGADAS A MILIMETROS					
PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS
1/128	0.20	25/64	9.92	27/32	21.43
1/64	0.40	13/32	10.32	35/64	21.33
3/128	0.60	27/64	10.72	7/8	22.23
1/40	0.64	7/16	11.11	57/64	22.62
1/32	0.79	29/64	11.51	29/32	23.02
1/25	1.02	15/32	11.91	59/64	23.42
3/64	1.19	31/64	12.30	15/16	23.81
1/20	1.27	1/2	12.70	61/64	24.21
1/16	1.59	33/64	13.10	61/32	24.61
5/64	1.96	17/32	13.49	63/64	25.00
3/32	2.38	35/64	13.89	1	25.40
7/64	2.76	9/16	14.29	11/16	27.00
1/8	3.18	37/64	14.69	11/8	28.60
9/64	3.57	19/32	15.08	18/16	30.20
5/32	3.97	39/64	15.48	11/4	31.70
11/64	4.37	5/8	15.88	15/16	33.30
3/16	4.76	41/64	16.27	13/8	34.90
13/64	5.16	21/32	16.67	17/16	36.50
7/32	5.56	45/64	17.07	11/2	38.10
15/64	5.96	11/16	17.46	19/16	39.70
1/4	6.35	45/32	17.86	15/8	41.30
17/64	6.75	23/32	18.26	111/16	42.90
9/32	7.14	47/64	18.65	13/4	44.40
19/64	7.54	3/4	19.05	113/16	46.00
5/16	7.94	49/64	19.45	17/8	47.60
21/64	8.33	25/32	19.84	115/16	49.20
11/32	8.73	51/64	20.24	2	50.80
23/64	9.13	13/16	20.64		
3/8	9.53	53/64	21.03		

DIMENSIONES EN (mm)				PESOS
ANCHO	LARGO	ESPESOR	KG	
1220	2440	2	46.74	
1220	2440	3	70.10	
1220	2440	4	93.47	
1500	2440	4	114.02	
1220	2440	5	116.84	
1500	2440	5	143.66	
1800	2440	5	172.39	
1220	2440	6	140.21	
1500	2440	6	172.39	
1800	2440	6	206.86	
1220	2440	8	186.94	
1500	2440	8	229.85	
1800	2440	8	275.82	
1220	2440	10	233.66	
1500	2440	10	287.31	
1800	2440	10	344.77	
1220	6000	12	689.54	

METODO PRACTICO PARA CALCULAR PESO DE LAS PLANCHAS DE ACERO

----- NOMENCLATURA

L = Largo (mm)

A = Ancho (mm)

E = Espesor (mm)

Peso = Kgs.

$$\text{Peso} = \frac{L \times A \times E \times 7.85}{1,000.00}$$

Ejemplo: $(L = 1220\text{mm} \times A = 2440 \text{mm} \times E = 1,0\text{mm}) \times 7,85 = 23.368 \text{ Kg}$



TUBERIA PARA VAPOR
TUBERIA SIN COSTURA Y ACCESORIOS
CEDULA 80

Especificaciones Generales

Norma: ASIM - A 53 Gr B para conducción de fluidos
Recubrimiento: Negro o galvanizado
Largo normal: 6,00 m
Otros largos: Pregunta Consulta



NOMINAL	DIAMETRO		ESPESOR		PRESIONPRUEBA		PESO kg/m
	EXTERIOR		e		kg/cm2	lb/pulg2	
	mm	pulg	mm	pulg			
1/4"	13.70	0.54	3.02	0.11	80	850	0.80
3/8"	17.10	0.37	3.20	0.12	80	850	1.10
1/2"	21.30	0.84	3.75	0.14	80	850	1.82
3/4"	26.70	1.05	3.91	0.15	80	850	2.19
1"	33.40	1.31	4.55	0.17	80	850	3.23
1 1/4"	42.20	1.88	4.85	0.19	134	1900	4.47
1 1/2"	48.30	1.90	5.08	0.20	134	1900	5.41
2"	60.30	2.37	5.54	0.21	178	2500	7.48
2 1/2"	73.00	2.87	7.01	0.27	178	2500	11.41
3"	88.90	3.50	7.62	0.30	178	2500	15.27
4"	114.30	4.50	8.58	0.33	197	2800	22.31
6"	168.30	6.62	10.97	0.43	193	2740	42.58

Composición Química	Máximo porcentaje
Carbono	0.3
Manganeso	1.2
Fósforo	0.05
Azufre	0.06



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

DSERVICIOS

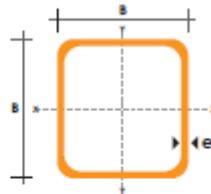
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 5,0mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-Xe Y-Y	
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,89	0,89	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,85	2,19	1,48	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,58
40	2,0	2,41	2,94	8,93	3,48	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,08	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,85	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,88	3,74	21,28	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,08	11,89	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,48	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,80	3,99
100	3,0	9,17	11,41	178,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	228,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,38	270,57	54,11	3,84

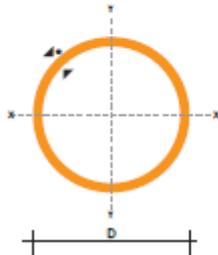


TUBO MECANICO REDONDO
Especificaciones Generales

Norma ASTM A 513
Recubrimiento Negro o galvanizado
Largo Normal 6 mts
Otros largos dimensionales Pregunta consulta Desde 1/2" a 2 1/2"
Espesor Desde 0,6 mm a 1,5 mm


NOMENCLATURA

A* Área de la sección transversal del tubo, cm²
I* Momento de inercia de la sección, cm⁴
W* Módulo resistente de la sección, cm³
r* Radio de giro de la sección, cm



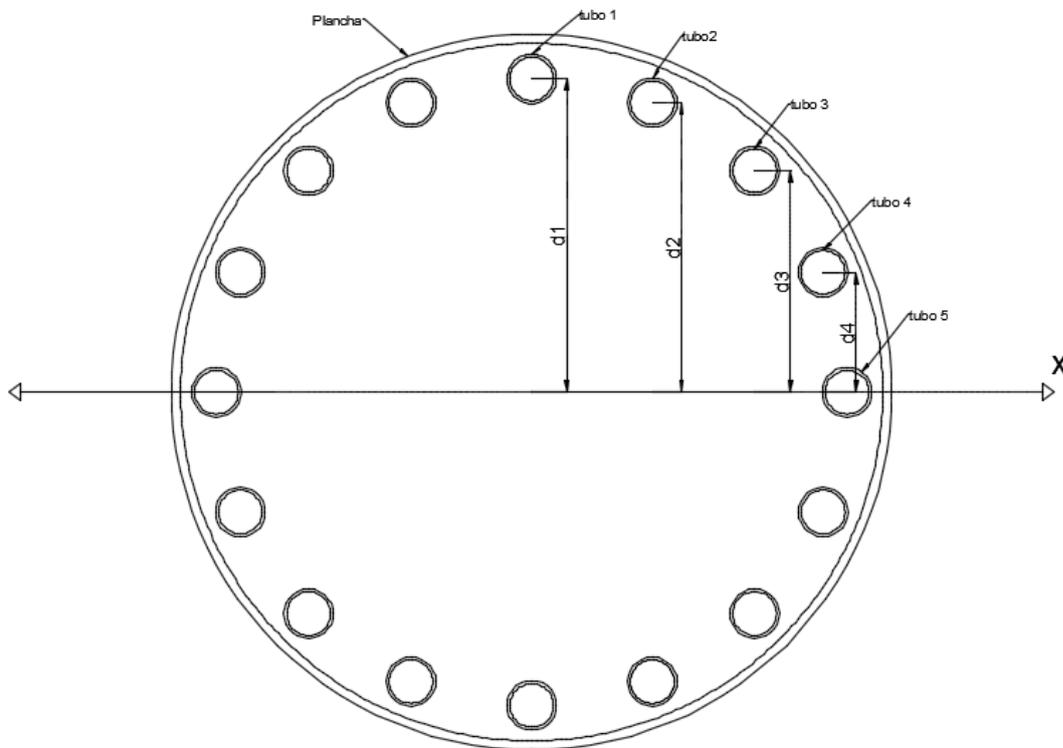
COMBINADO EXTERIOR/UL	ESPESOR		PESO		PROPIEDADES		
	e mm	P kg/6m	A cm	I cm ⁴	W cm ³	r cm	
1/2	12.70	0.60	1.14	0.29	0.04	0.07	0.43
		0.75	1.44	0.28	0.05	0.08	0.42
		0.95	1.86	0.35	0.06	0.09	0.41
		1.10	2.10	0.40	0.07	0.11	0.41
		1.50	2.82	0.53	0.08	0.13	0.39
5/8	15.88	0.60	1.44	0.29	0.08	0.11	0.54
		0.75	1.86	0.36	0.10	0.13	0.53
		0.95	2.28	0.44	0.12	0.15	0.51
		1.10	2.64	0.51	0.14	0.18	0.52
		1.50	3.54	0.68	0.18	0.22	0.51
3/4	19.05	0.60	1.74	0.35	0.15	0.16	0.65
		0.75	2.16	0.43	0.19	0.19	0.65
		0.95	2.70	0.54	0.22	0.23	0.64
		1.10	3.18	0.62	0.25	0.26	0.63
		1.50	4.20	0.83	0.32	0.34	0.62
7/8	22.22	0.60	2.04	0.41	0.24	0.21	0.76
		0.75	2.52	0.50	0.29	0.26	0.76
		0.95	3.18	0.63	0.36	0.32	0.75
		1.10	3.66	0.73	0.41	0.37	0.75
		1.50	4.92	0.98	0.53	0.47	0.74
1	25.40	0.60	2.28	0.47	0.36	0.28	0.88
		0.75	2.88	0.58	0.44	0.35	0.87
		0.95	3.60	0.73	0.55	0.43	0.87
		1.10	4.20	0.84	0.62	0.49	0.86
		1.50	5.64	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4	31.75	0.95	4.50	0.92	1.09	0.69	1.18
		1.10	5.22	1.06	1.24	0.78	1.08
		1.50	7.08	1.43	1.83	1.03	1.07
1 1/2	38.10	0.95	5.40	1.11	1.91	1.00	1.31
		1.10	6.24	1.26	2.19	1.15	1.31
		1.50	8.46	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4	44.45	0.95	6.24	1.30	3.07	1.38	1.54
		1.10	7.26	1.50	3.52	1.61	1.53
		1.50	9.84	2.02	4.67	2.10	1.52
1 7/8	47.63	0.95	6.78	1.40	3.80	1.60	1.65
		1.10	7.80	1.61	4.35	1.83	1.64
		1.50	10.26	2.17	5.79	2.43	1.63
2	50.80	0.95	7.20	1.49	4.62	1.82	1.78
		1.10	8.34	1.72	5.30	2.09	1.76
		1.50	10.80	2.32	7.06	2.76	1.74
2 3/8	60.33	1.50	13.20	2.77	12.00	3.98	2.08
		2 1/2	63.50	1.50	14.04	2.92	14.05

APÉNDICE G: Cálculo de Inercia del Mandril

El área transversal del mandril es el resultado de las áreas de los distintos elementos que lo conforman. Se debe determinar la inercia de esa área compuesta, se utiliza el teorema de Steiner o ejes paralelos que se define como:

$$I = \bar{I} + Ad^2$$

En donde A es el área transversal del área completa; I es I inercia del área total con respecto a su eje central X ; \bar{I} es la inercia de cualquiera de las áreas componentes con respecto a sus ejes centrales; d es la distancia entre ambos ejes.



El cálculo se realiza para el área menor del mandril, entre los anillos rigidizadores, de esta forma los cálculos para los esfuerzos serán conservadores. La inercia estará determinada por la siguiente ecuación

$$I_m = 2I_{t1} + 4I_{t2} + 4I_{t3} + 4I_{t4} + 2I_{t5} + I_p$$

Inercia de tubo formado por la plancha metálica:

$$I_p = \pi * R_{prom} * t$$

$$I_p = \pi * \frac{105 + 104.85}{2} * 0.3 = 98.89cm^4$$

Inercia de los tubos perimetrales:

Las características del tubo perimetral se las obtuvo del catálogo de productos de acero DIPAC

$$I_t = 2.89 \text{ cm}^4$$

$$A_t = 1.72 \text{ cm}^2$$

$$I_{t1} = I_t + A_{t1} d_{t1}^2$$

$$I_{t1} = 2.89 + 1.72(102.4)^2 = 18038.40$$

$$I_{t2} = 2.89 + 1.72(94.6)^2 = 15395.92$$

$$I_{t3} = 2.89 + 1.72(72.4)^2 = 9019.72$$

$$I_{t4} = 2.89 + 1.72(39.2)^2 = 2646.91$$

$$I_{t5} = 2.89 + 1.72(0)^2 = 2.89$$

$$I_m = 2(18038.40) + 4(15395.92) + 4(9019.72) + 4(2646.91) + 2(2.89) + 98.89$$

$$I_m = 144431.67 \text{ cm}^4$$

APÉNDICE G: Plano Soporte Móvil

LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL	MASA	DESCRIPCIÓN
2	2200,000 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 1100	Acero, suave	2,536 kg	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
3	660,000 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 220	Acero, suave	0,507 kg	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
4	589,117 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 294,558	Acero, suave	0,587 kg	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
5	1	Base	Acero	26,301 kg	
6	1	SM E1		2,178 kg	
7	4	BR E1		0,155 kg	Ruedas de Goma

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Folio
Mario Aguilar	Anaía Parada	Ing. Roberto Alava		02/08/2018
ESPOL				Planos Generales
				Edición 1
				Hoja 1/18

APÉNDICE H: Plano Base Fija

The diagram shows a blue industrial machine with a motor and drive unit on top, and two long, angled support arms extending downwards. Numbered callouts (1-22) identify specific parts: 1-11 are on the motor and drive assembly; 12-15 are on the main body; 16-18 are on the support arms; 19-22 are on the base and connection points.

LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MASA	MATERIAL
2	10000,000 mm	SS 212730 - U 100 - 5000	48,220 kg	Acero, suave
3	2400,000 mm	SS 212730 - U 100 - 1200	11,573 kg	Acero, suave
4	3560,000 mm	SS 212730 - U 100 - 890	8,583 kg	Acero, suave
5	252,990 mm	SS 212730 - U 100 - 252,99	2,068 kg	Acero, suave
6	325,876 mm	SS 212730 - U 100 - 325,876	2,684 kg	Acero, suave
7	661,543 mm	SS 212730 - U 100 - 330,772	2,818 kg	Acero, suave
8	1200,000 mm	SS 212730 - U 100 - 600	5,786 kg	Acero, suave
9	2180,000 mm	SS 212730 - U 100 - 1090	10,512 kg	Acero, suave
10	1800,000 mm	SS 212730 - U 100 - 900	8,680 kg	Acero, suave
11	6098,367 mm	SS 212730 - U 100 - 1016,395	*Varía*	Acero, suave
12	4000,000 mm	SS 212730 - U 100 - 1000	9,644 kg	Acero, suave
13	1	Motor	33,870 kg	Genérico
14	1	Reductor	10,919 kg	Genérico
15	2	Panel	29,857 kg	Genérico
16	1	Eje	1,496 kg	Genérico
17	1	Apollo	2,641 kg	Genérico
18	2	KS B 2023 - 6914 - 70 x 100 x 16	0,338 kg	Acero, suave
19	1	Caja 12	33,110 kg	Acero
20	1	ASME B16.5 Brida con manguito para soldadura - Clase 150 3	8,795 lbmasa	Acero
21	1	Seguro	0,000 kg	Genérico
22	200,000 mm	ISO 657-1 - L50x50x4-100	0,306 kg	Acero, suave

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Mario Aguilar	Analia Parada	Ing. Roberto Alava		02/08/2015	
ESPOL			Planos Generales		Hoja 2 de 2/6

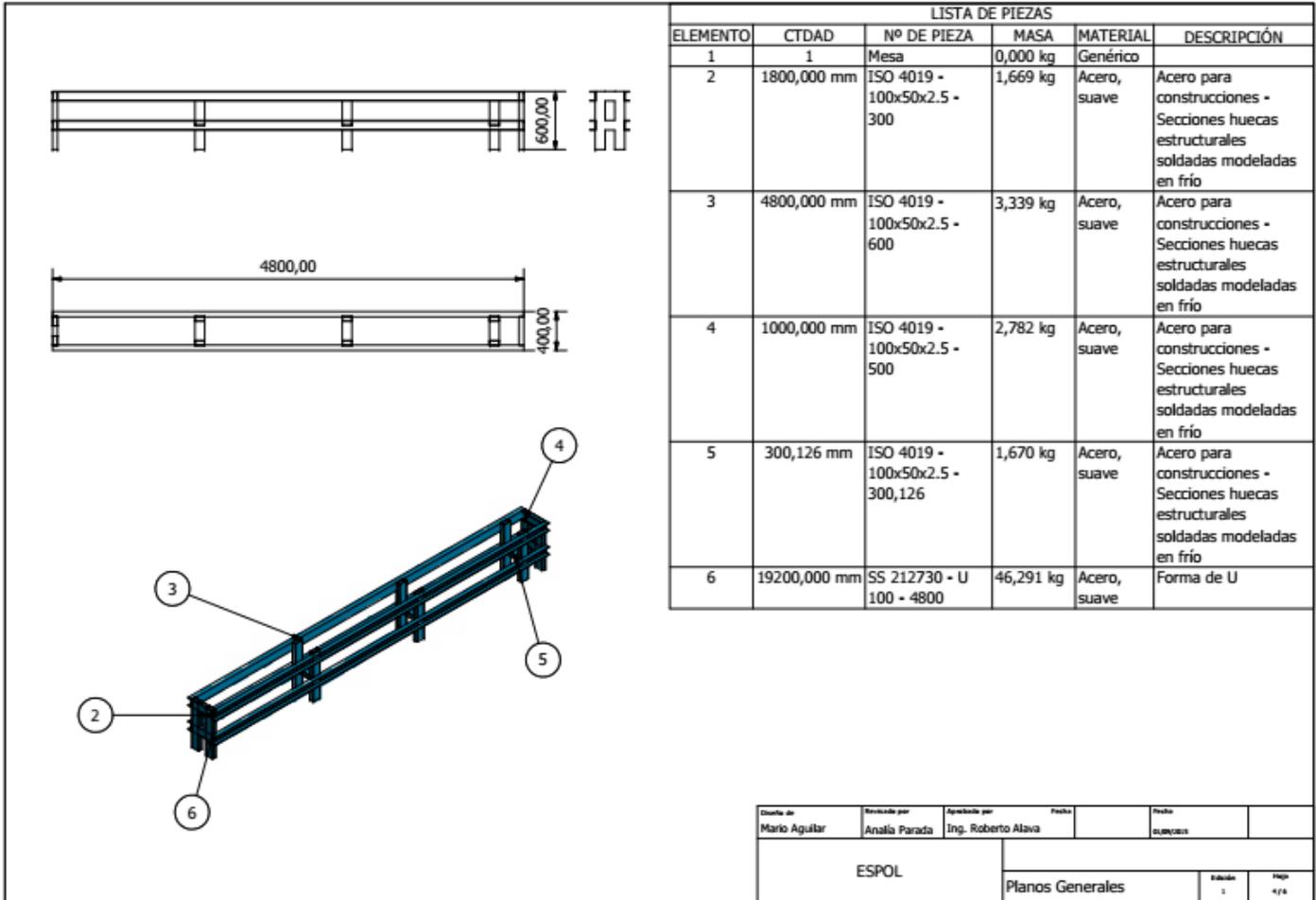
APÉNDICE I: Plano Carro Alimentador

LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL	MASA	DESCRIPCIÓN
2	1076,000 mm	ISO 4019 - 20x20x2 - 538	Acero, suave	0,565 kg	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
3	1750,000 mm	ISO 4019 - 20x20x2 - 350	Acero, suave	0,367 kg	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
4	1600,000 mm	ISO 4019 - 20x20x2 - 400	Acero, suave	*Varía*	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
5	500,000 mm	ISO 4019 - 20x20x2 - 125	Acero, suave	0,131 kg	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
6	383,194 mm	ISO 4019 - 20x20x2 - 191,597	Acero, suave	0,181 kg	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
7	400,000 mm	SS 212730 - U 100 - 400	Acero, suave	3,858 kg	Forma de U
8	220,000 mm	ISO 4019 - 20x20x2 - 55	Acero, suave	0,047 kg	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
10	4	Rueda C		0,848 kg	

LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MASA	MATERIAL	DESCRIPCIÓN
2	135,000 mm	ISO 4019 - 20x20x2 - 135	0,142 kg	Acero, suave	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío
3	2	AS 1110 - M5 x 45	0,008 kg	Acero, suave	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
4	1	CSN 024670 SKF (C) - SKF NU 209 EC	0,427 kg	Acero, suave	Rodamientos de rodillos cilíndricos de una hilera, tipo NU SKF
5	1	ISO 8676 - M8 x 1 x 40	0,021 kg	Acero inoxidable, 440C	Tornillos de cabeza hexagonal con rosca métrica ISO de paso fino - Productos de clases A y B
6	1	Bocin	0,245 kg	Acero, forjado	

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
Mario Aguilar	Analia Parada	Ing. Roberto Alava		02/09/2015
ESPOL			Planos Generales	
			Edición	Hoja
			1	2 de 2

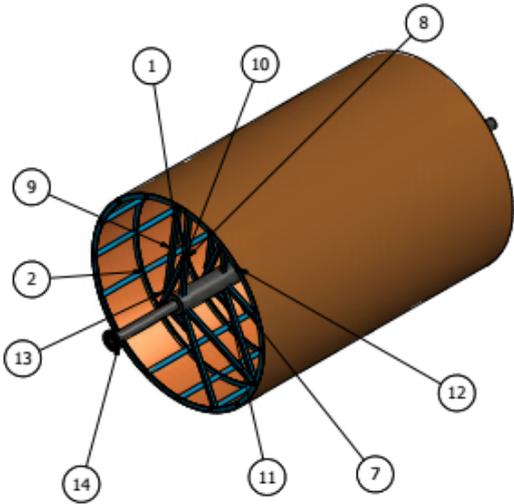
APÉNDICE J: Plano Riel Carro



APÉNDICE K: Plano Mandril

LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MASA	MATERIAL
1	77166,036 mm	ISO 657-1 - L50x50x4-6430,503	19,868 kg	Acero
2	48000,000 mm	ANSI - 1 1/2 x 0.200 - 19,685	2,705 kg	Acero
3	29092,000 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 519,5	1,198 kg	Acero, suave
4	17710,087 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 632,503	1,458 kg	Acero, suave
5	18717,369 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 334,239	0,771 kg	Acero, suave
6	32548,573 mm	ANSI - 1 1/2 x 0.145 - 22,883	2,332 kg	Acero, suave
7	14546,000 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 1039	2,395 kg	Acero
8	7350,000 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 1050	2,421 kg	Acero
9	7112,883 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 1016,126	2,343 kg	Acero
10	4580,860 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 654,409	1,370 kg	Acero
11	2305,704 mm	ISO 4019 - 40x40x2 - 329,386	0,708 kg	Acero
12	1	Superficie del mandril	474,548 kg	Acero
13	1	Eje Central	96,841 kg	Acero
14	1	ASME B16.5 Brida con manguito para soldadura - Clase 150 3	8,795 lbmasa	Acero

Diseño de Mario Aguilar	Revisado por Analia Parada	Aprobado por Ing. Roberto Alava	Fecha	Fecha 04/08/2018
ESPOL			Planos Generales	
			Edición 1	Hoja 8/14



APÉNDICE L: Plano Bañera de Resina

LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL	MASA	DESCRIPCIÓN
1	1	Badeja	Aluminio 6061	2,605 kg	
2	1	Rodillo	Aluminio 6061	15,565 kg	
3	1	Peine Guia Final	Aluminio 6061	0,241 kg	
4	1	Peine Guia	Aluminio 6061	0,381 kg	
5	1	Tensor	Aluminio 6061	0,201 kg	
6	3	Varilla	Aluminio 6061	0,083 kg	
7	4	AS 1110 - M6 x 16	Acero, suave	0,006 kg	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
8	10	AS 1110 - M6 x 20	Acero, suave	0,007 kg	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal

Diseño de Mario Aguilar	Revisado por Analia Parada	Aprobado por Ing. Roberto Alava	Fecha	Estado DISEÑADO	
ESPOL			Planos Generales		Hoja 1 de 4/4