



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ARMADO DE PERFIL “I” PARA LA EMPRESA INDUSTRIAL MODERNA”

**MARIÑO CASARES SANTIAGO NAPOLEÓN
PEÑAFIEL ALVARADO JORGE ISRAEL**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2015

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2014-12-04

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**MARIÑO CASARES SANTIAGO NAPOLEÓN
PEÑAFIEL ALVARADO JORGE ISRAEL**

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA DE ARMADO DE PERFIL “I”
PARA LA EMPRESA INDUSTRIAL MODERNA”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Mario Pástor.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Miguel Aquino.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MARIÑO CASARES SANTIAGO NAPOLEÓN

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ARMADO DE PERIL “I” PARA LA EMPRESA INDUSTRIAL MODERNA”

Fecha de Examinación: 2015-08-21

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Mario Pástor DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Miguel Aquino ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: PEÑAFIEL ALVARADO JORGE ISRAEL

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ARMADO DE PERFIL “I” PARA LA EMPRESA INDUSTRIAL MODERNA”

Fecha de Examinación: 2015-08-21

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Mario Pástor DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Miguel Aquino ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Santiago Napoleón Mariño Casares

Jorge Israel Peñafiel Alvarado

DEDICATORIA

A Dios y mi Padre Napoleón Justo (+) por ser mis fuentes de inspiración y fortaleza en todos los momentos difíciles de mi vida.

A mi Madre María Elena por llenarme de cariño y apoyarme a culminar mi carrera.

Santiago Napoleón Mariño Casares

A Dios por haberme permitido llegar a este punto y haberme dado salud para poder lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor. A mis padres por ser el pilar fundamental en todo lo que soy, en toda mi educación, tanto académica, como de la vida, por su incondicional apoyo y paciencia perfectamente mantenido a través del tiempo.

A mi primo Ramiro Peñafiel por ser el ejemplo de un padre de el cual aprendí aciertos y de momentos difíciles. A mis amigos que nos apoyamos mutuamente en nuestra formación profesional y que hasta ahora seguimos siendo amigos.

Finalmente a mis maestros, aquellos que marcaron cada etapa de nuestro camino universitario, y que me ayudaron en asesorías y dudas presentadas en la elaboración de la tesis.

Jorge Israel Peñafiel Alvarado

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, de forma muy efusiva a mis profesores que me ayudaron con mi formación profesional .

De manera muy especial al Ing. Luis Robalino por brindarme el apoyo y confianza al auspiciar nuestra tesis; además al Ing. Fander Santillán por su experiencia y consejos durante la construcción de la máquina.

También a mi familia , compañeros y amigos por hacer mi vida llena de alegría y esperanza.

Santiago Napoleón Mariño Casares

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por darme la oportunidad de estudiar y ser un profesional.

Gracias Ingeniero Luis Robalino por creer en nosotros, por habernos brindado la oportunidad de desarrollar nuestra tesis profesional, por el apoyo y facilidades que nos fueron otorgadas en su prestigiosa empresa.

A mi director y ascesor de tesis, Ing. Mario Pastor y Ing. Miguel Aquino, por su esfuerzo y dedicación quienes con sus conocimientos, su paciencia, su experiencia y su motivación han logrado en mí que pueda terminar mis estudios con éxito.

Jorge Israel Peñafiel Alvarado

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Antecedentes	1
1.3 Situación de la empresa (Problema)	1
1.4 Justificación técnica – económica.....	2
1.4.1 Justificación Técnica.....	2
1.4.2 Justificación Económica.....	2
1.5 Objetivos	2
1.5.1 Objetivo General.....	2
1.5.2 Objetivos Específicos.	2
2. MARCO TEÓRICO	4
2.1 Historia del Acero	4
2.2 Acero Estructural	5
2.2.3 Propiedades del acero estructural.	5
2.3 Perfiles estructurales de acero.....	9
2.3.1 Aplicaciones.....	9
2.3.2 Apoyos.	10
2.4 Vigas.....	12
2.4.1 Tipos de vigas	12
2.4.1.1 Vigas armadas para edificios.....	13
2.5 Generalidades de la máquina de armado de perfil estructural “I”	13
2.5.2 Sistemas constitutivos	15
2.5.2.1 Sistema de base - bancada	16
2.5.2.2 Sistema de soporte.....	16
2.5.2.3 Sistema de prensa del alma	17
2.5.2.4 Sistema de prensa de patines.....	18
2.5.2.5 Sistema de transmisión.....	18
3 DISEÑO DE LA MÁQUINA DE ARMADO	20
3.1 Definición del problema.....	20
3.2 Parámetros de diseño.....	20
3.3 Diseño del sistema de prensa del alma	20
3.3.1. Determinación de la fuerza a transmitir el tornillo de potencia.	21
3.3.1.1 Diseño del tornillo de potencia en la cortina para el alma.	24
3.3.1.2 Cálculo de diámetros.....	29
3.3.1.3 Cálculo del avance	30
3.3.1.4 Cálculo del ángulo de avance.....	31
3.3.1.5 Cálculo del par de torsión para hacer que el tornillo gire contra la carga	31
3.3.1.6 Condición de autoaseguramiento	31
3.3.1.7 Cálculo de esfuerzos en el tornillo de potencia.....	32
3.3.1.8 Esfuerzos de tracción	32
3.3.1.9 Esfuerzos de torsión	33
3.3.2 Diseño de la cortina.....	34
3.3.2.1 Cálculo del espesor del cajón central de prensado de patín	37
3.4. Diseño del sistema de transmisión	40
3.4.1 Dimensionamiento del rodillo porta patines.	41
3.4.1.1 Diseño estático del rodillo porta patines.....	43
3.4.2 Diseño del eje del rodillo.....	44

3.4.2.1	Diseño estático del eje del rodillo.....	44
3.4.3	Diseño del tornillo de potencia para centrar alma – patín.	45
3.4.3.1	Cálculo del par de torsión para bajar la carga.....	49
3.4.3.2	Cálculo del par de torsión para subir la carga sin fricción	49
3.4.3.3	Cálculo de esfuerzos en el tornillo de potencia.....	51
3.4.3.4	Cálculo del factor de seguridad del tornillo de potencia	51
3.4.3.5	Cálculo de la potencia del tornillo	52
3.4.2.1	Dimensionamiento de los engranajes cónicos	54
3.4.2.2	Análisis a fatiga por flexión.	56
3.4.2.3	Selección del reductor de velocidad.....	67
3.4.2.4	Selección de una transmisión por cadena.....	70
3.4.2.5	Cálculo del eje de transmisión	77
3.4.2.6	Cálculo del eje conducido.....	102
3.4.2.7	Comprobación de la selección del motor	116
3.5	Diseño del Sistema de Soporte.....	117
3.5.1	Selección de las Garruchas	117
3.5.2	Diseño del pórtico.	117
3.5.3	Comprobación del diseño del sistema de soporte en Solidworks.....	119
3.6	Diseño del Sistema Base – Bancada.....	120
3.6.1	Dimensionamiento del Reposo del Alma.....	120
3.6.2	Dimensionamiento de los largueros de la mesa.....	123
3.6.3	Dimensionamiento de los soportes de mesa o patas de la mesa.....	125
3.6.4	Comprobación del diseño en Solidworks 2014.	127
3.6.5	Comprobación del diseño mediante el software ANSYS 15.....	128
3.7	Control Electromecánico.....	131
3.7.1	Circuito de Potencia.....	131
3.7.1.1	Esquema del circuito de potencia	131
3.7.1.2	Descripción del circuito de potencia.....	132
3.7.2	Circuito de mando.....	133
3.7.2.1	Esquema de circuito de mando.....	133
3.7.2.2	Funcionamiento del circuito de mando.....	133
4	CONSTRUCCIÓN Y MANTENIMIENTO	134
4.4	Tecnología de la construcción.....	134
4.1.1	Descripción del proceso de construcción.....	134
4.1.1.1	Verificación del cumplimiento de las actividades en la construcción	137
4.1.2	Procedimientos de soldaduras.....	137
4.1.3	Pruebas de puesta en marcha de la máquina	137
4.1.3.1	Plan de pruebas.....	137
4.1.3.2	Análisis y resultados de las pruebas.....	141
4.2	Operación , Mantenimiento y Seguridad	142
4.2.1	Manual de operación	142
4.2.2	Manual de mantenimiento	144
4.2.2.1	Problemas y soluciones	144
4.2.2.2	Plan de mantenimiento	144
4.2.3	Manual de seguridad	148
4.2.3.1	Equipos de protección personal.....	148
4.2.3.2	Procedimientos específicos de seguridad.....	149
5	ANÁLISIS ECONÓMICO	150
5.1	Costos directos	150
5.1.1	Costos de Materiales	150
5.1.2	Costos de mano de obra.....	151
5.1.3	Costos de equipos y herramientas.....	152
5.1.4	Costo por transporte de materiales.....	152

5.1.5	Costo total directo.....	152
5.2	Costos indirectos.....	153
5.3	Costo Total.....	153
5.4	Rentabilidad de la Máquina	153
5.4.1	Depreciación.....	153
5.4.1.1	Causas de la depreciación.....	154
5.4.2	Métodos de depreciación.....	155
5.4.2.1	Método de la línea recta..	155
5.4.3	Criterios ingenieriles para otros consumos.....	157
5.4.4	Determinación del costo de energía	157
5.5	Análisis del beneficio de producción	159
5.5.1	Cálculo del TIR y VAN	160
5.5.2	Cálculo del VAN (Valor Actual Neto).....	160
5.5.3	Cálculo del TIR (Tasa Interna de Rendimiento).	162
5.5.4	Criterio de decisión.....	162
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	164
6.1	Conclusiones	164
6.2	Recomendaciones	164

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

Pág.

1	Diferentes usos de aceros estructurales al carbono	6
2	Nomenclatura de perfiles estructurales según la AISC	10
3	Principales secciones comerciales del acero estructural	11
4	Verificación experimental de las deformaciones de flejes del alma.....	21
5	Verificación experimental de las deformaciones de flejes del patín	23
6	Propiedades del acero AISI – 1020	25
7	Valores finales de las iteraciones de la cortina del alma	36
8	Valores finales de las iteraciones de la cortina del patín.....	39
9	Propiedades del acero AISI - 1020	46
10	Parámetros dimensionales de los engranajes cónicos.....	54
11	Selección teórica de la cadena	71
12	Selección de cadena aplicada a la máquina	71
13	Características principales de la catalina	72
14	Otras características de la catalina	72
15	Coefficientes para la selección de la cadena	74
16	Propiedades del acero AISI - 1020	81
17	Propiedades del acero AISI - 1010.	93
18	Propiedades del acero AISI - 1020	106
19	Propiedades del acero AISI – 1010	114
20	Cálculo de momentos de inercia y potencias.....	116
21	Cronograma de actividades.....	135
22	Procesos de producción	138
23	Dimensionamiento de la máquina.....	141
24	Pruebas Mecánicas	141
25	Prueba Eléctrica	141
26	Diagnóstico de falla en la parte eléctrica	145
27	Diagnóstico de falla en la transmisión.....	146
28	Manual de mantenimiento	147
29	Designación de las variables de tiempo.....	147
30	Designación de los elementos o partes principales	148
31	Registro de mantenimiento.....	148
32	Costos de materiales	150
33	Costos de mano de obra	151
34	Costos de equipos y herramientas	152
35	Costo total directo.....	152
36	Costos indirectos	153
37	Total de costo indirecto.....	153
38	Costos total	153
39	Depreciación anual de la máquina.....	156
40	Flujo de caja	160
41	Flujo efectivo neto del periodo t (St)	161
42	Cálculo del VAN a diferentes tasas de interés	161

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Tipos de apoyos	10
2	Viga armado tipo "I"	14
3	Máquina de armado de perfil estructural Tipo "I"	14
4	Sistemas constitutivos	15
5	Sistema de base - bancada	16
6	Sistema de soporte.....	17
7	Sistema de prensa del alma	17
8	Sistema de prensa de patín.....	18
9	Sistema de transmisión	19
10	Viga Simplemente apoyada: cargas distribuidas "q" apoyadas	21
11	Diagrama de funcionamiento del sistema volante – manubrio	27
12	Corte transversal del cajón central de la cortina.	34
13	Viga sometida a carga distribuida.	35
14	Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector.....	35
15	Iteraciones del módulo de sección para la cortina de prensado de alma	37
16	Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector.....	38
17	Iteraciones del módulo de sección para la cortina de prensado de patín	39
18	Esquema de relaciones de transmisión y elementos	40
19	Rodillo porta patines.....	41
20	Diagrama de cuerpo libre del rodillo porta patines	41
21	Diagrama de fuerzas y momentos del tubo porta patines	42
22	Engranaje cónico recto	53
23	Diagrama de fuerzas de un engranaje helicoidal recto	56
24	Número de esfuerzos flexionantes admisibles para engranajes de acero.....	64
25	Número de Sc admisibles para engranajes de acero (Piñón)	66
26	Número de Sc admisibles para engranajes de acero (Rueda)	66
27	Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión	78
28	Diagrama de fuerzas y momentos en el plano XZ	78
29	Diagrama de fuerzas y momentos en el plano XY	79
30	Simulación en el punto izquierdo del eje de transmisión en el plano XY	84
31	Simulación en el punto central del eje de transmisión en el plano XY.....	84
32	Simulación en el punto derecho del eje de transmisión en el plano XY	85
33	Simulación en el punto izquierdo del eje de transmisión en el plano XZ	87
34	Simulación en el punto central del eje de transmisión en el plano XZ.....	88
35	Simulación en el punto derecho del eje de transmisión en el plano XZ.....	88
36	Simulación en Sap V 16 por la velocidad crítica del punto Izquierdo	90
37	Simulación en SAP v 16 por la velocidad crítica en el punto medio	91
38	Simulación en SAP v 16 por la velocidad crítica en el punto derecho	91
39	Selección de rodamiento FAG de bolas de contacto angular	98
40	Selección de rodamiento FAG con cuatro caminos de rodadura	100
41	Diagrama de cuerpo libre del eje conducido	102
42	Diagrama de fuerzas y momentos XZ.....	103
43	Diagrama de fuerzas y momentos XY	104

44	Simulación en el punto central del eje conducido en el plano XY	108
45	Simulación en el punto central del eje conducido en el plano XZ.....	110
46	Simulación en Sap V 16 del punto medio del eje de eje conducido	112
47	Diagrama de cuerpo libre del pórtico	117
48	Diagrama de momentos del Pórtico.....	118
49	Modelado del Factor de seguridad en Solidworks.....	119
50	Modelado de los esfuerzos en Solidworks	120
51	Diagramas de momento flector y fuerza cortante en el reposo de alma.....	122
52	Diagrama de fuerza cortante y de momento flector del larguero	124
53	Modelado del factor de seguridad.....	127
54	Modelado del diagrama de esfuerzos	127
55	Simulación de vibraciones en plano 1 en ANSYS 2015	128
56	Simulación de vibraciones en plano 2 en ANSYS 2015	129
57	Simulación de vibraciones en plano 3 en ANSYS 2015	129
58	Simulación de vibraciones en plano 4 en ANSYS 2015	130
59	Simulación de vibraciones en plano 5 en ANSYS 2015	130
60	Simulación de vibraciones en plano 6 en ANSYS 2015	131
61	Circuito de potencia	132
62	Circuito de mando	133
63	Elaboración de la cortina de prensado de patín	140
64	Partes mecanizadas del sistema de transmisión	140
65	Tablero de control.....	142
66	Botonera de encendido.....	143

SIMBOLOGÍA

P	Fuerza necesaria (N)
∇	Esfuerzo ($\frac{N}{m^2}$)
ϵ	Deformación (Adimensional)
$f_{max(Alma)}$	Flecha máxima del alma (m)
$f_{max(Patín)}$	Flecha máxima del patín (m)
q	Carga máxima ($\frac{N}{m}$)
E	Módulo de elasticidad ($\frac{N}{m^2}$)
I	Momento de Inercia (m^4)
F	Fuerza (N)
L	Longitud (m)
P	Paso (mm)
d_n	Diámetro nominal (mm)
f	Coefficiente de fricción (Adimensional)
d_r	Diámetro menor (mm)
d_n	Diámetro nominal (mm)
d_m	Diámetro medio de paso (mm)
A	Avance (mm)
λ	Ángulo de avance (°)
T	Torque (N – m)
A_t	Área del tornillo de potencia (mm^2)
σ_t	Esfuerzo del tornillo de potencia de corte ($\frac{N}{mm^2}$)
τ	Esfuerzo de corte (MPa)
n	Factor de seguridad (Adimensional)
S_{sy}	Esfuerzo cortante de los hilos de rosca ($\frac{N}{mm^2}$)
σ	Esfuerzo del tornillo de potencia de aplastamiento ($\frac{N}{mm^2}$)
l	Longitud de los flejes (m)
M_{fmax}	Momento flector máximo (Nm o Kg m)
Z_{req}	Momento resistente (cm^3)
e	Espesor (cm)
h	Altura (cm)
W_p	Peso del patín (N)
RA	Reacción total en el punto A (N)
RB	Reacción total en el punto B (N)
MC	Momento en el punto C (Nm)
Sy	Esfuerzo último en tracción (MPa)
Sut	Resistencia de fluencia en tracción (MPa)
∇_f	Esfuerzo de flexión (MPa)
∇_c	Esfuerzo de compresión (MPa)

d	Diámetro nominal de eje (m)
∇	Esfuerzo total de Von Misses (MPa)
n	Factor de seguridad según la energía de distorsión (adimensional)
W_{elevator}	Peso a elevar (Kg)
W_{patin}	Peso del patín (Kg)
W_{eje}	Peso del eje (Kg)
W_{impacto}	Peso de impacto (Kg)
F_{elevator}	Carga a elevar (N)
g	Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)
p_r	Profundidad de la cuerda (mm)
α_n	Ángulo de la cuerda normal (°)
T_s	Torque de subida (N mm)
$T_{s'}$	Par de torsión para subir la carga sin fricción (N mm)
W	Carga total (N)
e'	Eficiencia del tornillo (Adimensional)
w	Velocidad Angular (RPM)
Pot	Potencia del tornillo de potencia (HP)
$P_{C'r}$	Potencia corregida (HP)
f_s	Factor de seguridad (Adimensional)
m	Módulo del engranaje cónico
Z	Número de dientes
D	Diámetro de paso (in)
D_e	Diámetro exterior (in)
P_c	Paso circular (in)
ed	Espesor del diente (in)
hd	Altura del diente (in)
ac	Addendum (in)
ap	Deddendum (in)
P_d	Paso diametral ($\frac{\text{dientes}}{\text{in}}$)
γ	Ángulo de paso (°)
Γ	Ángulo de paso (°)
L_c	Largo del cono (mm)
F	Anchura de cara (in)
D_m	Diámetro medio (in)
c	Distancia entre centros (in)
W_t	Carga tangencial (N)
W_r	Carga radial (N)
W_a	Carga Axial (N)
K_o	Factor de corrección de sobrecarga (Adimensional)
K_s	Factor del tamaño (Adimensional)
K_m	Factor de distribución de la carga (Adimensional)

K_V	Factor dinámico (Adimensional)
V_t	Velocidad en línea de paso ($\frac{ft}{min}$)
Q_V	Número de exactitud de transmisión (Adimensional)
S_t	Esfuerzo de flexión del enguaje ($\frac{lb}{in^2}$)
N_C	Número de ciclos de carga (horas)
n (tornillo)	Velocidad del tornillo (RPM)
i	Relación de transmisión (Adimensional)
P'	Potencia consumida del reductor de velocidad (Kw)
n_2	Velocidad angular de salida del motor ($\frac{rev}{min}$)
T_2	Torque del reductor de velocidad (N – m)
RD	Rendimiento dinámico del reductor de velocidad (%)
P (c.red)	Potencia corregida de los reductores (Hp)
N (tor. Pot)	Número de tornillos de potencia (Adimensional)
N (red. Vel)	Número de reductores de velocidad (Adimensional)
DH _p	Potencia de diseño para la cadena (Hp)
K	Relación de transmisión en cadenas (Adimensional)
Z	Número de dientes en cadenas (Adimensional)
Z_1	Número de dientes de la catalina pequeña (Adimensional)
Z_2	Número de dientes de la catalina grande (Adimensional)
g	Diámetro de la rueda Z_1 (in)
G	Diámetro de la rueda Z_2 (in)
ec	Distancia entre los centros diseñado (in)
T	Número de dientes catalina grande (Adimensional)
t	Número de dientes catalina pequeña (Adimensional)
E	Número de eslabones (Adimensional)
S	Velocidad de la cadena ($\frac{ft}{min}$)
L	Carga de trabajo (Lbf)
H	Potencia dada por el motor (Hp)
U	Carga máxima de la cadena (lbf)
rp	Radio de la rueda (mm)
rc	Radio de la catalina (mm)
M1=M2=M3	Momentos Flectores (N-m)
Raxz	Reacción A en el plano XZ (N)
Rbxz	Reacción B en el plano XZ (N)
Maxz	Momento flector A en el plano XZ (N-m)
Mbxz	Momento flector B en el plano XZ (N-m)
Raxy	Reacción A en el plano XY (N)
Rbxy	Reacción B en el plano XY (N)
Maxy	Momento flector A en el plano XY (N-m)
Mbxy	Momento flector B en el plano XY (N-m)

M_b	Momento flector total en el punto B (N-m)
R_b	Reacción en B total (N)
Se	Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico (MPa)
Se'	Límite de resistencia a la fatiga medio (MPa)
k_a	Factor de superficie (Adimensional)
k_b	Factor de tamaño (Adimensional)
k_c	Factor de confiabilidad (Adimensional)
k_d	Factor de temperatura (Adimensional)
k_e	Factor por concentración de esfuerzos (Adimensional)
k_g	Factor de efectos diversos (Adimensional)
τ_c	Esfuerzo a corte (MPa)
$[Y]$	Deformación Lineal (mm)
$H/2$	Longitud media de la altura de la chaveta (mm)
$[y]$	Deformación lineal según el criterio de Ivanov (mm)
W_c	Espesor de la chaveta (mm)
$Prea$	Potencia real (Hp)
$W_{IPE\ 600}$	Peso del IPE 600 (N)
$W_{accesorios}$	Peso de accesorios (N)
$W_{reposito-alma}$	Peso total del reposo de alma (N)
$W_{languero}$	Carga que soporta el languero (N)
$W_{cor.pre.pat}$	Peso de la cortina del sistema de prensa del patín (N)
P_{crit}	Carga crítica a diseño a columna (KN o Kg)
$V_{salvamento}$	Valor de Salvamento en dólares americanos (\$)
$V_{inicial}$	Valor Inicial (\$)
nv	Tiempo de vida útil (meses)
N	Tiempo de depreciación (meses)
$D_{mensual}$	Depreciación mensual en dólares americanos (\$)
C_{diario}	Consumo de energía diario (Kw)
C_{motor}	Consumo de energía del motor (Kw)
$tiem$	Tiempo de consumo que (horas)
C_{dia}	Costo diario del consumo (\$)
C_{diario}	Consumo de energía diario (Kw – h)
$C_{Costo\ kw-h}$	Costo del consumo ($\frac{\$}{Kw-h}$)
$C_{mensual}$	Costo del consumo de energía eléctrica (\$)
C_{dia}	Costo diario del consumo de energía en dólares americanos (\$)
t_{mes}	Número de días de trabajo al mes (días)
t_{anual}	Número de meses al año de trabajo (Meses)
B_{diario}	Beneficio diario en dólares americanos (\$)
$T_{producción}$	Producción total (Kg)
G_{perfil}	Ganancia por cada perfil (\$)
$B_{mensual}$	Beneficio mensual en dólares americanos (\$)

B_{diario}	Beneficio diario en dólares americanos (\$)
$t_{mensual}$	Número de días que se trabaja al mes (días)
VAN	Valor Actual Neto (\$)
St	Flujo de efectivo neto del período t (\$)
t	Período de tiempo (meses)
S_o	Inversión Inicial (\$)
it	Tasa de recuperación mínima atractiva (%)
TIR	Tasa Interna de Rendimiento (%)
TDi	Tasa de descuento inferior (%)
TDs	Tasa de descuento superior (%)
VANi	Valor actual neto a la tasa de descuento inferior (\$)
VANs	Valor actual neto a la tasa de descuento superior (\$)

LISTA DE ABREVIACIONES

AISC	Instituto Americano del Acero de Construcción.
AWS	Sociedad Americana de la Soldadura.
TIR	Tasa Interna de Retorno.
VAN	Valor Actual Neto.
WPS	Procedimiento específico de Soldadura.

LISTA DE ANEXOS

- A** Características generales del material Mecaplus 470.
- B** Dimensiones generales de un reductor de velocidad STM.
- C** Tipos de roscas ACME e ISO para tornillos de potencia.
- D** Características generales del Motor NEMA 48/56 WEG.
- E** Tablas y figuras para el diseño de engranajes cónicos rectos.
- F** Características funcionamiento de reductores de velocidad STM.
- G** Tablas y figuras para el diseño de transmisión por cadena.
- H** Tablas y figuras para el diseño de ejes.
- I** Selección de Garruchas.
- J** Características mecánicas de vigas IPE de IPAC.
- K** Características mecánicas de tubos cuadrados.
- L** WPS de Soldaduras y Ensayo de Vibraciones.
- M** Tabla de salarios del sector metalmecánico.
- N** Pesos promedios de perfiles IPE.
- O** Tasas Activas referenciales según el segmento.
- P** Tasas Referenciales según plazos.

RESUMEN

En este trabajo se realizó el Diseño y Construcción de una máquina para armado de perfiles estructurales. La máquina fue construida para facilitar el ensamble de vigas tipo "I" por medio de un sistema de prensado de alma y patines.

En este documento se incluyen: en el capítulo I los objetivos y justificaciones, en el capítulo II una revisión bibliográfica, el estudio teórico de las características componentes que tendrá la máquina así como también especifica la funcionalidad de cada uno de los sistemas mecánicos y eléctricos de la máquina. En el capítulo III se realizan los cálculos de los elementos estructurales y mecánicos así como la selección de otros componentes tales como rodamientos, catalina, piñones, cadena, reductores, motor, ente otros; en ciertos casos se usa apoyo de software.

En el capítulo IV se especifican todos los procedimientos de fabricación de los elementos mecánicos y pruebas de la máquina. Además se presentan los manuales de operación, mantenimiento y seguridad. Finalmente, en el capítulo V se presentan los análisis económicos mediante cálculos matemáticos, se justifica la rentabilidad de la máquina, se verifica el cumplimiento de los objetivos de la Tesis y se describen los problemas presentados durante la construcción ; así como la forma como se solucionaron.

ABSTRACT

A structural – profile assembly machine was designed and constructed in this thesis work. The machine was constructed to make easier the “I” beam assembly by means of a flange and web pressing system.

Chapter I contains the objectives and the justification. Chapter II consists of the literature review, the theoretical study about the further machine component features as well as the function each one of the machine mechanical and electrical systems. Chapter III is made up of the structural and mechanical calculations and the selection of other components such as bearings, rear sprocket, front sprocket, gear, chains, reducers, motors and so on. In some cases, software support is used.

Chapter IV contains all the mechanical element making producers and the machine tests including the operating, maintenance, safety and user manuals . Finally, chapter IV comprises the economic analysis through mathematical calculations, the machine profitability justification, thesis objectives and the problems and its solutions during the machine construction.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Generalidades

Las vigas fabricadas a partir de placas laminadas proporcionan un gran ahorro de peso y dinero.

Desde el punto de vista arquitectónico, el emplear las vigas pre- fabricadas permiten realizar varias formas al ser diseñada la estructura de acero.

1.2 Antecedentes

Durante el diseño para edificaciones comerciales está fuertemente influenciado las necesidades de los clientes al brindar todos los aspectos estéticos y de seguridad.

Para proyectos en zonas céntricas, la construcción eficiente y el mínimo almacenamiento de materiales en obra requieren un alto nivel de prefabricación que son de las principales ventajas que proporcionan las estructuras metálicas de acero.

Entre los beneficios de un proyecto construido en acero entre los 50% más ligero que un proyecto construido en hormigón. La construcción con perfiles puede concebirse para minimizar los efectos de la vibración debido a que las vigas de gran luz movilizan mayor masa eficaz reduciendo las vibraciones. Las ventajas de las vigas de acero con perfiles soldados, frente a sistemas tradicionales de construcción de edificios, son numerosas en lo referente al propio proceso de construcción como por el ahorro de costos.

1.3 Situación de la empresa (Problema)

La Empresa Industrial Moderna de la ciudad de Riobamba se dedica a la ingeniería en construcciones mecánicas metálicas y a la venta de perfiles estructurales que en su taller se elaboran en diferentes medidas de acuerdo a los requerimientos de la obra o requerimientos del cliente. El proceso de fabricación que utiliza en la actualidad la Empresa para el perfil estructural "I" se realiza en mesas de armado no adecuadas, lo que ocasiona una inexactitud en el ensamblaje del perfil y mayor tiempo de producción.

Actualmente la Empresa Industrial Moderna elabora los perfiles de forma artesanal, mediante una mesa de armado en la cual los operarios colocan la plancha horizontal que es del alma y otros operarios que pueden ser tres o más encargados de levantar otra plancha pero de forma paralela para realizar puntos de suelda que carece de precisión ya que produce dilatación de la soldadura y tiende a deformar el perfil tipo "I".

1.4 Justificación técnica – económica

1.4.1 Justificación Técnica. Las vigas de perfil estructural "I" son las requeridas para construcciones de tipo civil por su fácil montaje durante la construcción , por lo cual la Empresa se ve en la necesidad de diseñar y construir una máquina para el armado del perfil estructural "I" que le permita obtener mayor producción, optimizar el espacio, acortar los tiempos de armado y comodidad del personal para realizar la soldadura cumpliendo las normas de calidad.

1.4.2 Justificación Económica. Una vez construida la máquina de armado del perfil estructural "I" se reflejara para la Empresa un ahorro de costo en la construcción en estructuras hechas con vigas de acero importadas en relación a estructuras hechas con vigas de acero hechas por medio de la máquina de armado de perfil estructural tipo "I" , ya que a la Empresa le permite:

- Gran ahorro en peso de las estructuras de los edificios.
- Agilidad en los plazos de entrega de las construcciones.
- Grandes luces y cargas, reducción importante del número de columnas.
- Fabricación exclusiva de naves y edificios con estructuras diseñadas "a medida".
- Total libertad de dimensiones y formas en las construcciones.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo General

Diseñar y construir una máquina de armado de perfil estructural "I" para la medida desde 240 hasta 600 mm de longitud.

1.5.2 Objetivos Específicos.

- Analizar el diseño, los cálculos y la bibliografía específica.

- Diseñar los sistemas de prensado mecánico de la máquina.
- Elaborar un manual de mantenimiento de la máquina.
- Diseñar el sistema de transmisión para el funcionamiento de la máquina.
- Analizar los costos específicos de la máquina.
- Diseñar los soportes de los elementos de la máquina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Historia del Acero

El hombre ha tratado de mejorar sus materias primas para sus construcciones, añadiendo materiales orgánicos como inorgánicos, para obtener así los resultados ideales para sus diversas obras.

Poco a poco se fue introduciendo como material de construcción, primero con elementos de fundición y finalmente con los redondos y elementos tubulares que facilitan la esbeltez de las modernas estructuras metálicas.

Las primeras estructuras metálicas se aplicaron a puentes, posteriormente con la construcción de edificios. El uso del acero se multiplicó gracias al avance de la metalurgia y a la soldadura eléctrica. La característica fundamental de las modernas estructuras de acero es la simplificación estructural y la esbeltez.

En los últimos años se ha encarecido mucho el acero por lo que es un material no – económico y desde el punto de vista medioambiental, su producción conlleva a un alto gasto energético, pero al ser un producto industrial su calidad es buena y su aplicación como armadura para hormigón es extendida en todo el mundo.

El tipo de vigas de acero tipo “I”, no sólo se utiliza para la construcción de rascacielos porque también es común su uso en la construcción de puentes y cubiertas de coliseos o estadios.

Actualmente, en nuestro País se ha vuelto común las construcciones con vigas armadas debido a la reducción de costos y tiempo por lo que la empresa Industrial Moderna ubicada en la ciudad de Riobamba necesita la construcción de una máquina de armado para poder satisfacer las necesidades del mercado.

Además, el propósito de la máquina de armado es optimizar la producción al realizarse las vigas con mejor tecnología cumpliendo los estándares de calidad.

2.2 Acero Estructural

Hoy en día, los aceros estructurales son materiales de construcción de mayor importancia a nivel mundial.

Los perfiles y láminas de acero que se destinan para su uso en puentes, edificios, equipos de transporte, etc., se sujetan en general a las especificaciones de la ASTM, que suministra “la calidad del acero estructural” de acuerdo a los requerimientos de la ASTM A6.

2.2.1 Aceros estructurales al carbono. Estos aceros tienen como principales elementos de aleación al carbono y al manganeso en cantidades cuidadosamente dosificadas. Los aceros al carbono son aquellos que tienen los siguientes elementos con cantidades máximas de: Carbono 0,3, Manganeso 1,65%, Silicio 0,60% y Cobre 0.60%. Estos aceros se dividen en cuatro categorías dependiendo del porcentaje de carbono:

- Acero de bajo contenido de carbono, < 0,15%.
- Acero dulce al carbono (0,15 a 0,29%) Este es el acero estructural de mayor uso.

El Acero más común de este grupo es el A-36, con un esfuerzo mínimo de fluencia de 36 ksi, es el más adecuado para fabricar estructuras y puentes a través de procesos de soldadura o empernado.

Los aceros principales de esta clasificación se listan en la Tabla 1.

2.2.3 Propiedades del acero estructural. Por ser un material de producción industrializada y controlada, las propiedades del acero estructural tienen generalmente poca variabilidad, pero pueden cambiarse en gran medida variando las cantidades presentes de carbono y añadiendo otros elementos como silicio, níquel, manganeso o cobre.

Las propiedades más importantes son las siguientes:

- Oxidación.- Los aceros tienen una alta capacidad de oxidarse si se exponen al aire y el agua simultáneamente y se puede producir corrosión del material si se trata de agua salina.

- Ductilidad.- Es la capacidad de convertirse en hilos, por esfuerzo de tracción.
- Dureza.- Se define como la propiedad del acero de oponerse a la penetración de otro material.
- Tenacidad.- Es la resistencia a la rotura por tracción.
- Elasticidad.- Es cuando el acero al dejar de aplicársele alguna fuerza, se recupera a su forma original.
- Flexibilidad.- es la capacidad de doblarse y recuperarse al aplicarle un momento flector.
- Maleabilidad.- Es la capacidad que presenta el acero de soportar la deformación, sin romperse, al ser sometido a un esfuerzo de compresión.
- Plasticidad.- Es la propiedad que tiene los aceros de fluir al dejar de aplicársele cargas no se recupera.
- Fundibilidad.- Se refiere a la capacidad que tienen los aceros fundidos de fluir fácilmente cuando llegan al estado líquido.
- Resistencia.- Viene siendo el esfuerzo máximo que resiste un material antes de romperse.

Tabla 1:Diferentes usos de aceros estructurales al carbono

ASTM A 36	<ul style="list-style-type: none"> - Placas de conexión - Anclajes de barras redondas lisas y perfiles - Cuerdas superiores e inferiores de armaduras - Montantes y Diagonales de armaduras - Largueros tipo Joist - Contravientos de cubiertas
ASTM A 529 G 50	<ul style="list-style-type: none"> - Placas hasta 1" de conexión (Placas de conexión, placas base, cartabones, etc). - Canales pequeños utilizados para alfardas de escaleras y conexiones de postes de viento. - Cuerdas de armaduras - Montantes y diagonales - Contravientos laterales

ASTM A 572 G 50	<ul style="list-style-type: none"> - Placa hasta 4 “ - Columnas - Postes de viento - Trabes carril
ASTM A 588	<ul style="list-style-type: none"> - Plataformas marinas
ASTM A 709	<ul style="list-style-type: none"> - Puentes - Torres de transmisión
ASTM A 992	<ul style="list-style-type: none"> - Columnas - Postes de viento
ASTM A 53	<ul style="list-style-type: none"> - Tubos estructurales
ASTM A 500	<ul style="list-style-type: none"> - Columnas de secciones huecas cuadradas - Columnas de secciones huecas circulares - Columnas de secciones huecas rectangulares
ASTM A 501	<ul style="list-style-type: none"> - Bastidores - Bases de tanques de gas , de agua , etc

Fuente:http://www.gerdaucorsa.com.mx/articulos/Eleccion_del_Tipo_de_Acero_para_Estructuras.pdf

2.2.4 *Ventajas del acero estructural.* El acero es uno de los materiales estructurales de mayor versatilidad debido a que presenta algunas ventajas como:

- Alta resistencia.- El acero posee gran resistencia por unidad de peso, lo cual permite estructuras relativamente livianas, esto es de gran importancia en la construcción de puentes, edificios y estructuras cimentadas en suelos blandos.
- Homogeneidad.- Las propiedades del acero no varían en gran magnitud con el transcurso del tiempo ni tampoco cambian con la localización en los elementos estructurales.
- Elasticidad.- El acero es el material que más se acerca a un comportamiento linealmente elástico (Ley de Hooke) hasta alcanzar el esfuerzo de rotura. Debido a esta propiedad los momentos de inercia de una estructura de acero pueden ser calculados con mucha precisión.
- Ductilidad.- La ductilidad es la propiedad que tiene un material de soportar grandes deformaciones sin fallar bajo altos esfuerzos de tensión. La naturaleza dúctil de

los aceros estructurales comunes les permite fluir localmente, evitando así fallas prematuras.

- Tenacidad.- El acero tiene la capacidad de absorber grandes cantidades de energía de deformación (elástica e inelástica).
- Precisión dimensional.- Los perfiles laminados están fabricados bajo estándares que permiten establecer de manera muy precisa las propiedades geométricas de la sección.
- Durabilidad.- Las estructuras de acero con un mantenimiento adecuado pueden durar indefinidamente.
- Facilidad de unión con otros miembros.- El acero en perfiles se puede conectar fácilmente a través de pernos o soldadura con otros perfiles.
- Rapidez de montaje.- La velocidad de construcción en acero es muy superior al resto de los materiales.
- Ampliación de estructuras existentes.- Las estructuras de acero se prestan para fines de ampliación. Nuevos tramos y en ocasiones secciones totalmente nuevas pueden añadirse a las estructuras de acero de edificaciones ya existentes.
- Reciclaje.- El acero es un material 100% reciclable además de ser degradable por lo que no contamina.
- Se pueden prefabricar estructuras.- El acero permite realizar la mayor parte posible de una estructura en taller y la mínima en obra consiguiendo mayor precisión y rapidez en el montaje.

2.2.5 Desventajas del acero estructural. Como todo material, el acero estructural también presenta algunas desventajas como:

- Corrosión.- La posibilidad de ser atacado por la corrosión hace que el acero requiera protección y cierto mantenimiento en condiciones ambientales.

- Calor.- A altas temperaturas, la resistencia del acero estructural se reduce considerablemente.
- Fatiga.- la resistencia del acero (así como del resto de los materiales), puede disminuir cuando se somete a un gran número de inversiones de carga o a cambios frecuentes de magnitud de esfuerzos en tensión.

2.3 Perfiles estructurales de acero.

Los primeros perfiles estructurales de aceros hechos en Estados Unidos, en 1819, fueron ángulos de hierro laminados. Las vigas I se laminaron por primera vez en ese país en 1884 y la primera estructura reticular (el edificio de la Home Insurance Company de Chicago) fue montada en ese año.

A partir de 1889, diversas laminadoras fabricaron sus propios perfiles y publicaron catálogos con las dimensiones, pesos y otras propiedades. En 18966, la Association of American Steel Manufacturers (Asociación Americana de fabricantes de Acero, actualmente llamada Instituto Americano del Hierro y el Acero, AISI) hizo los primeros esfuerzos para estandarizar los perfiles estructurales laminados en caliente.

En la actualidad casi todos los perfiles estructurales se encuentran estandarizados, aunque sus dimensiones exactas pueden variar un poco de laminadora a laminadora. Los materiales utilizados en los perfiles estructurales se conocen como *aceros estructurales*.

Los perfiles se determinan en forma abreviada por medio de un sistema descrito en el manual *LRFD (Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design)* publicado por el Instituto Americano de la Construcción en Acero (AISC) para uso en planos, especificaciones y diseños. Este sistema se encuentra estandarizado (ver Tabla 2).

2.3.1 Aplicaciones. La industria de la construcción ha desarrollado diferentes formas de secciones y tipos de acero (ver Tabla 3.) que se adaptan más eficientemente a las necesidades de la construcción de edificios.

Los perfiles estructurales de acero que se utilizan con mayor frecuencia en la construcción incluyen perfiles estructurales de secciones: W, I, L, T, usadas en edificios

e instalaciones para industrias, cables para puentes colgantes, atirantados y concreto pre esforzado, varillas y mallas electro soldadas para el concreto reforzado, láminas plegadas usadas para techos y pisos.(Observar tablas 2 y 3).

2.3.2 Apoyos. Una estructura plana posee tres grados de libertad, dos de traslación y una de rotación, la traslación puede expresarse por sus dos componentes según ejes ortogonales, y la rotación alrededor de un eje perpendicular al plano que contiene a las fuerzas.

Estos grados de libertad deben ser restringidos para evitar toda tendencia al movimiento de la estructura y lograr su equilibrio. (Observar Figura 1)

Tabla 2: Nomenclatura de perfiles estructurales según la AISC

Denominación	Significado
W	Indica que el patín tiene las caras externas e internas casi paralelas, con una pendiente de 1 a 20 en el interior.
HP	Indica que el patín tiene las caras externas e internas paralelas pero el espesor del alma es el mismo que el del patín.
S y C	Tienen una pendiente de 1 a 6 en el interior de sus patines.
M	Designa perfiles que no pueden ser clasificados como W, HP o S.
MC	Designa canales que no pueden ser clasificados como C.
L	Perfiles angulares que pueden tener lados iguales o desiguales.

Nota: M y MC son fabricados por un determinado número de productores y no se encuentran frecuentemente disponibles.

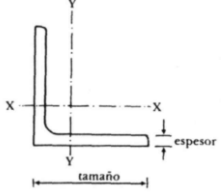
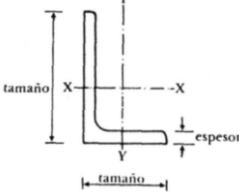
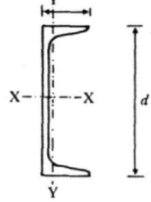
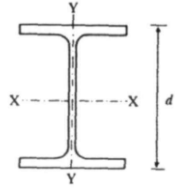
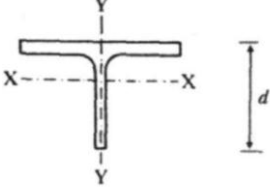
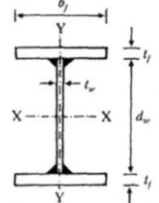
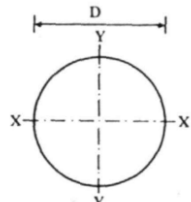
Fuente: <http://es.slideshare.net/goksuky/diseo-de-elementos-estructurales-tipicos-para-un-edificio-de-estructuras-de-acero-utilizando-las-especificaciones-aisc-2005>

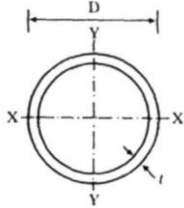
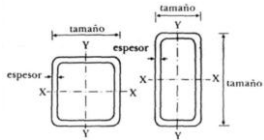
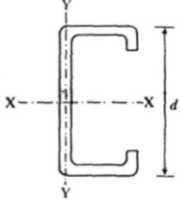
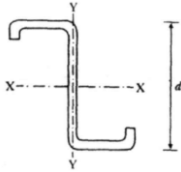
Figura 1: Tipos de apoyos

	Tipos de Apoyo	Configuración	Momento de Tramo	Momento de Apoyo
1	Articulado		$M_t = \frac{q \times l^2}{8}$	$M_t = 0$
2	Articulado		$M_t = \frac{q \times l^2}{14,22}$	$M_t = \frac{q \times l^2}{8}$
3	Empotrado		$M_t = \frac{q \times l^2}{24}$	$M_t = \frac{q \times l^2}{12}$
4	Empotrado			$M_t = \frac{q \times l^2}{2}$

Fuente: <http://www.revistahabitat.com/noticias/val/55-0/patolog%C3%ADa-en-la-construcci%C3%B3n-errores-en-la-ense%C3%B1anza.html>

Tabla 3: Principales secciones comerciales del acero estructural

Nombre	Designación	Figura
1.- Ángulo de lados iguales	Ll tamaño y espesor	
2.- Ángulo de lados desiguales	LD tamaño y espesor	
3.- Perfil "C" Estándar	CE d x Peso	
4.- Perfil "W" Rectangular	IR d x Peso	
5.- Perfil "T" Rectangular	TR d x Peso	
6.- Perfil "I" Soldado	IS bf x tf dw x tw	
7.- Redondo sólido liso	OS D	

8.- Tubo circular	OC D x t	
9.- Tubo cuadrado o rectangular	OR tamaños y espesor	
10.- Perfil "C" formado en frío	CF d x cal.	
11.- Perfil "Z" formado en frío	ZF d x cal.	

Fuente: www.geocities.com/cbernalp/mitesis/1_3.htm

2.4 Vigas

Una viga es un elemento estructural que descansa sobre apoyos, por lo general, situados en sus extremos y que soporta cargas transversales a ella (cargas aplicadas principalmente perpendiculares al eje). Las cargas que actúan sobre una viga tienden a flexionarla más que a acortarla o alargarla. Una viga que soporta otras vigas más pequeñas se denomina trabe o viga principal.

2.4.1 Tipos de vigas

Las vigas se clasifican en:

- Vigas en celosía
- Vigas de alma llena
- Vigas armadas para edificios

- Vigas con agujeros
- Vigas trapezoidales
- Perfiles laminados sencillos u compuestos
- Perfiles laminados en caliente
- Perfiles laminados en frío

En este trabajo se describe únicamente las vigas armadas para edificios.

2.4.1.1 Vigas armadas para edificios. Se considera a las vigas armadas como perfiles realizados a medida con láminas o placas de acero de distintos espesores formadas mediante uniones soldadas y destinadas a salvar grandes luces.

Generalmente se acude al uso de estas vigas cuando no se encuentra el perfil apropiado entre los diversos tipos que existen normalizados en mercado.

La forma usual de fabricar vigas armadas es por medio de la unión de dos patines soldados a un alma mediante soldadura de filete (ver Figura 2).

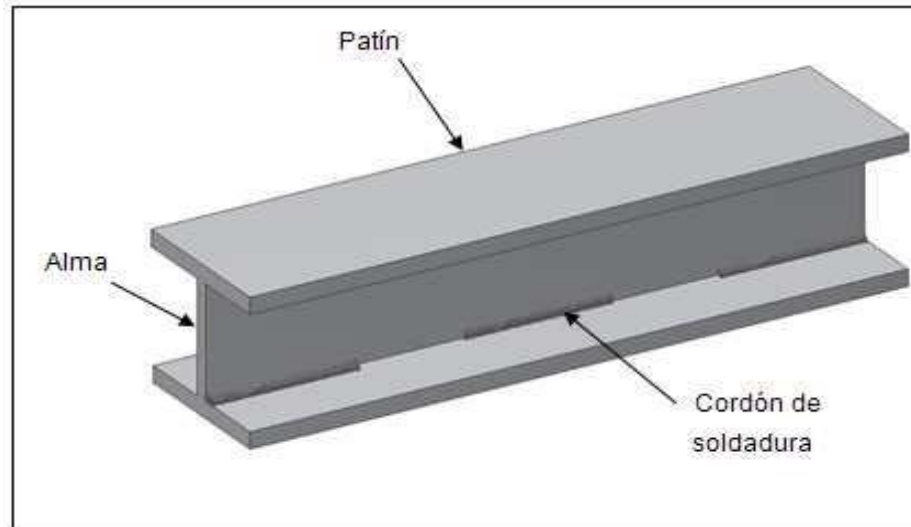
Cuando sea necesario utilizar rigidizadores se unen a uno o ambos lados del alma. Se asume que el patín resiste todo el momento flector y el alma todo el esfuerzo cortante.

2.5 Generalidades de la máquina de armado de perfil estructural “I”

2.5.1 Funciones principales. La Máquina de armado estructural de perfil “I” se encarga de elaborar perfiles de tipo IPE desde 240 hasta 600mm a partir de planchas metálicas.

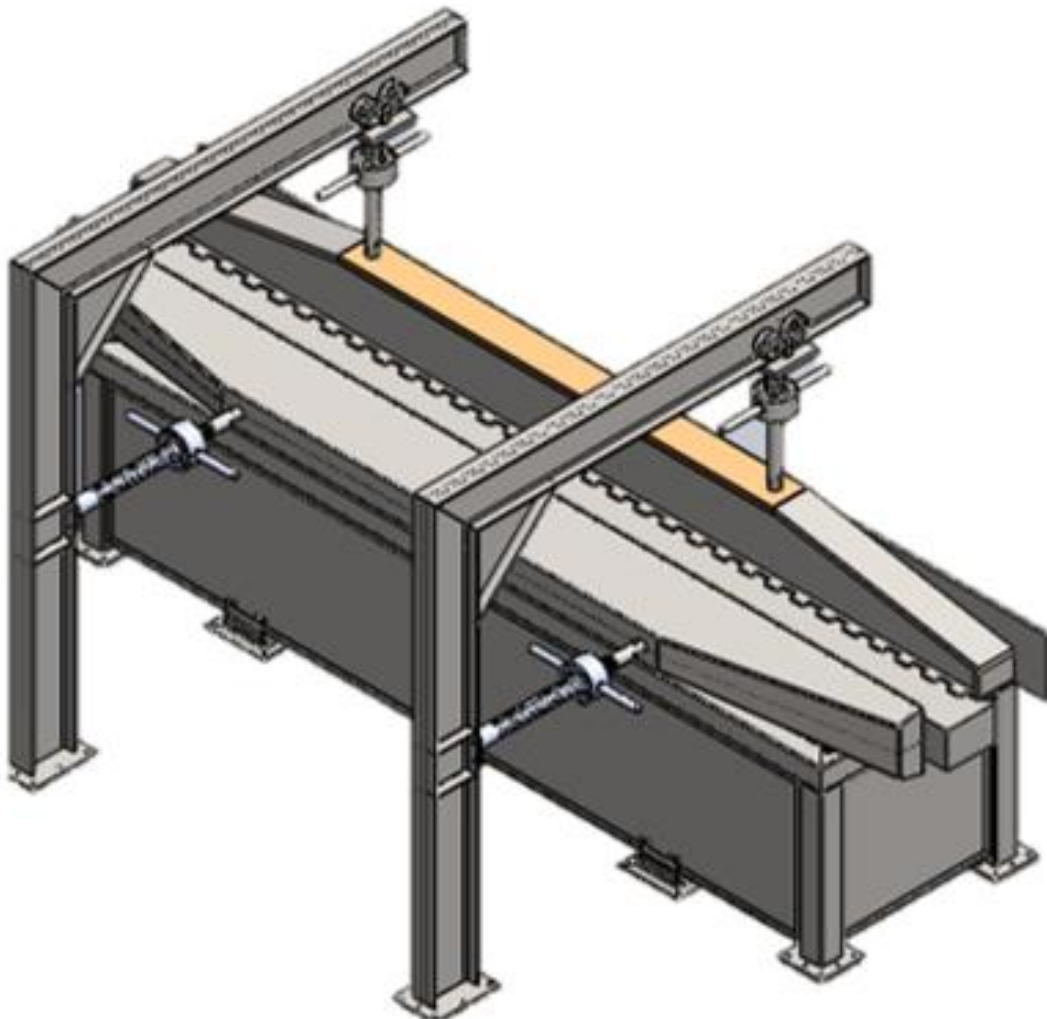
Al momento de ser ensamblado se lo realiza en forma de “H”. Además permite ser un gran apoyo a los operarios para que puedan realizar en condiciones ergonómicas su trabajo. Para una mejor comprensión en la elaboración de esta máquina se procede a dividir y a explicar cada uno de los sistemas de los cuales está compuesta. (observar la figura 2).

Figura 2: Viga armado tipo "I"



Fuente: <http://www.revistahabitat.com/noticias/val/55-0/patolog%C3%ADa-en-la-construcci%C3%B3n-errores-en-la-ense%C3%B1anza.html>

Figura 3: Máquina de armado de perfil estructural Tipo "I"



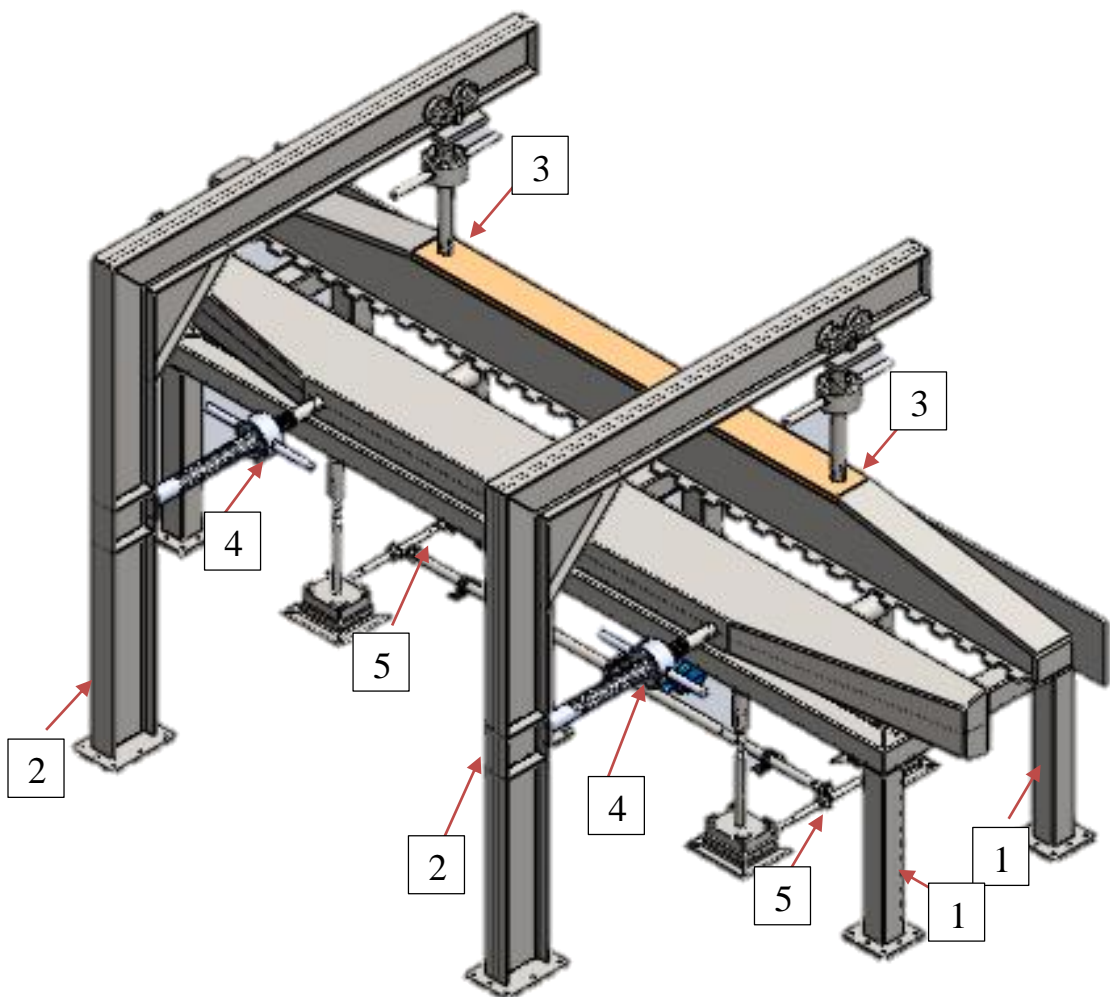
Fuente: Autores

2.5.2 Sistemas constitutivos

La máquina de armado de perfil estructural "I", está formada en los siguientes sistemas:

1. Sistema de base - bancada
2. Sistema de soporte
3. Sistema de prensa del alma
4. Sistema de prensa de patines
5. Sistema de transmisión

Figura 4: Sistemas constitutivos

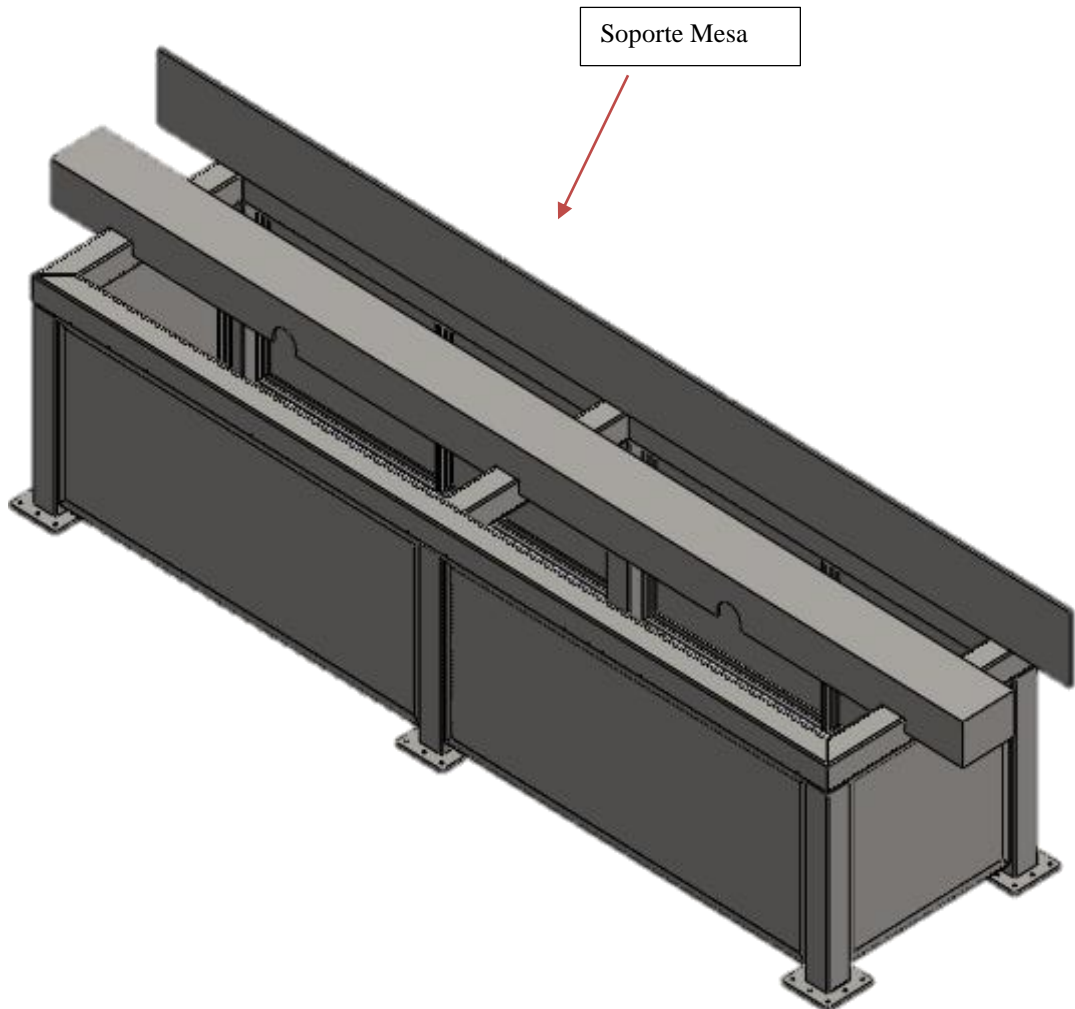


Fuente: Autores

2.5.2.1 Sistema de base - bancada

Funcionamiento :Este sistema permite a los operarios operario colocar la plancha metálica cortada a una dimensión determinada que servirá de alma sobre el elemento soporte de alma y a la vez podrá centrar al desplazar longitudinalmente el conjunto de elementos longitudinalmente a lo largo de los travesaños de la mesa.

Figura 5 :Sistema de base - bancada

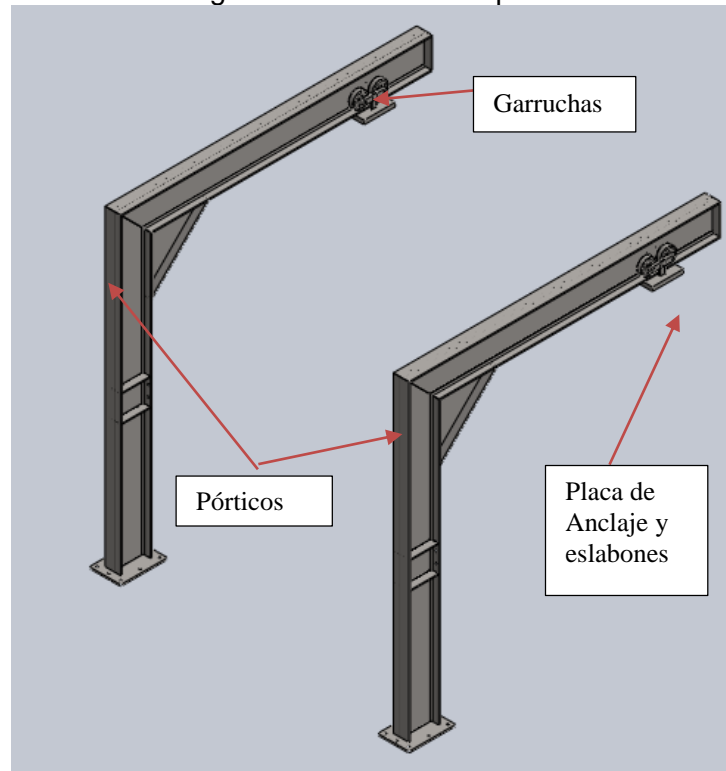


Fuente: Autores

2.5.2.2 Sistema de soporte

Funcionamiento : Este sistema permite un desplazamiento longitudinal a lo largo del perfil IPE que forma el pórtico por medio de un sistema de cuatro garruchas acopladas a cada de las placa de anclaje y eslabones que dan mayor facilidad a los operarios para poder establecer el ancho del alma del perfil estructural "I".

Figura 6: Sistema de soporte

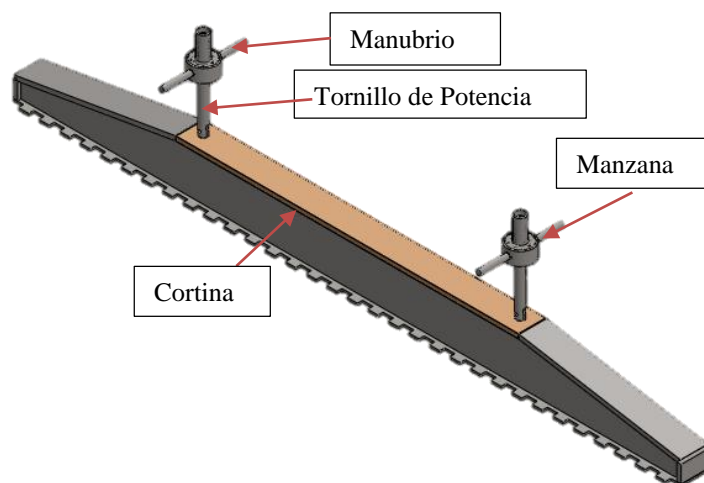


Fuente: Autores

2.5.2.3 Sistema de prensa del alma

Funcionamiento: Este sistema se encarga de dar la presión suficiente a la cortina sobre el alma por medio de un sistema mecánico que consta de dos tornillos de potencia acoplados a una manzana respectivamente; al dar los operarios torque necesario a cada uno de los manubrios.

Figura 7: Sistema de prensa del alma

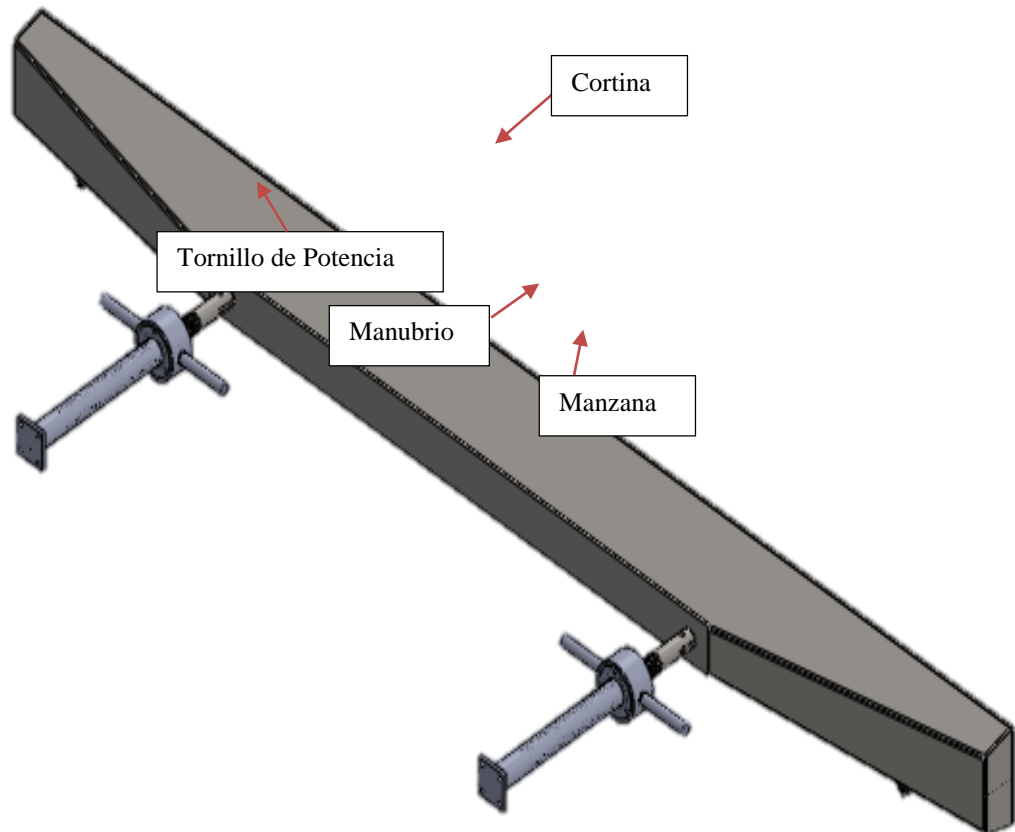


Fuente: Autores

2.5.2.4 Sistema de prensa de patines

Funcionamiento : Este sistema permite a los operarios girar los manubrios para que mediante el mecanismo formado por la manzana y el tornillo de potencia en cada lado transmitan el torque necesario para poder dar la presión suficiente al patín sobre el alma y de esta manera formar la “H” que arma el perfil tipo “I” pero de forma invertida.

Figura 8: Sistema de prensa de patín

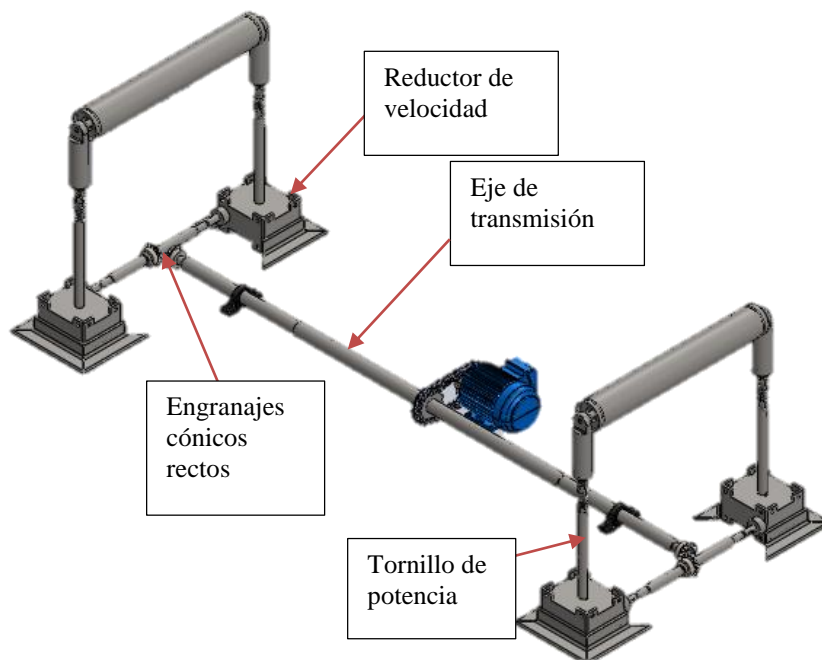


Fuente: Autores

2.5.2.5 Sistema de transmisión

Funcionamiento: Este sistema se encarga de brindar el movimiento rectilíneo horizontal de los flejes que forman los patines del perfil tipo IPE; mediante un mecanismo que consta de cuatro reductores de velocidad acoplados a cuatro tornillos de potencia a los cuales reciben el movimiento de los engranajes cónicos rectos con una relación 1:1,6 con un motor de 1,5 HP que es transmitida al eje de transmisión por medio de la cadena.

Figura 9: Sistema de transmisión



Fuente: Autores

CAPÍTULO III

3 DISEÑO DE LA MÁQUINA DE ARMADO DE PERFIL ESTRUCTURAL “I”

3.1 Definición del problema

La empresa Industrial Moderna ubicada en la ciudad de Riobamba tiene la necesidad de proveer a sus clientes perfiles estructurales “I” de tipo IPE, ya que son los más comunes y usados en las construcciones de nuestro país.

Al elaborar los perfiles estructurales tipo “I”, lo hacen en condiciones no ergonómicas para sus empleados ya que lo realizan de forma artesanal y los tiempos de producción son bastante largos.

Para lo cual en esta tesis se plantea dar solución mediante la siguiente propuesta.

3.2 Parámetros de diseño

La máquina de armado de perfil estructural “I” trata de minimizar los tiempos de producción mediante un trabajo eficiente y de calidad; para lo cual se toma como punto de partida los siguientes factores:

- En la máquina de armado de perfil estructural “I” se armarán perfiles tipo IPE.
- Se armarán perfiles “I” con una longitud transversal desde 240 a 600 mm.
- Los perfiles “I” que se van armar en la máquina tendrán una longitud de 6 m como máximo.
- La máquina debe ser ergonómica y de fácil uso.

3.3 Diseño del sistema de prensa del alma

Este sistema permite el desplazamiento de la cortina, además de eliminar la deformación del alma por defecto de fábrica y por la deformación debido al corte de los flejes, mediante la aplicación de una carga que ejercen unos tornillos de potencia .

A continuación se determinan los siguientes parámetros de diseño:

3.3.1. Determinación de la fuerza a transmitir el tornillo de potencia. Para determinar esta fuerza en el caso del alma primero se determina la deformación del fleje del alma con el cual se construirá el perfil IPE, para lo cual se hace uso del material que utiliza la empresa.

Se tomaron las deformaciones de tres flejes de las siguientes medidas 6000x600x25.4 mm que corresponden al alma para un perfil de 600 mm que es el de mayor dimensión que conformará la máquina, obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 4: Verificación experimental de las deformaciones de flejes del alma

Alma	Deformación [m]
Fleje 1	0,07
Fleje 2	0,08
Fleje 3	0,06

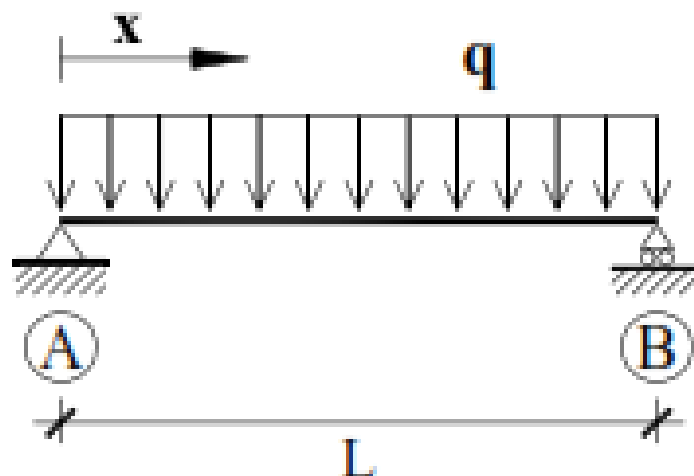
Fuente: Autores

De los resultados obtenidos se escoge la mayor deformación del alma que es de 0.08 m, que para los cálculos posteriores se denominará la flecha máxima.

$$f_{max(Alma)} = 8 \text{ cm} = 0,08\text{m}$$

En la Figura 10 se muestra el diagrama de cuerpo libre de cómo actúan las fuerzas en el caso propuesto.

Figura 10: Viga Simplemente apoyada: cargas distribuidas “q” apoyadas



Fuente: <http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/25612/1/Estructuras%20Met%C3%A1licas%20-%20Material%20apoyo.pdf>

Se procede a calcular la carga máxima (q), para el caso del alma se determina mediante la siguiente ecuación:

$$q = \frac{384 * f_{m\acute{a}x} * E * I}{5L^4} \quad (1)$$

Donde se tiene los siguientes datos:

$$f_{max(Atma)} = 0.08m$$

$$E = 2,058 \times 10^{11} \frac{N}{m^2}$$

L (Longitud entre apoyos de mesa)= 3,1 m

Además se determina el momento de inercia del alma mediante la siguiente ecuación:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (2)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (2):

$$I = \frac{1}{12} * (3,1)(0,0254)^3$$

$$I = 4,2 \times 10^{-6} m^4$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (1) se obtiene:

$$q = \frac{384 * 0,08 * 2,058 \times 10^{11} * 4,2 \times 10^{-6}}{5 * (3,1)^4}$$

$$q = 57504,14 \frac{N}{m}$$

Por lo tanto la fuerza (F) a transmitir el tornillo de potencia sobre el alma se obtiene mediante la ecuación:

$$F = q * L \quad (3)$$

Dónde:

$$q = 5750,413 \frac{N}{m}$$

$$L = 3,1m$$

Reemplazando en la ecuación (2) se obtiene el valor de la fuerza:

$$F_{alma} = 57504,14 * 3,1 = 178262,8 N$$

$$F_{alma} = 18190 Kg$$

Mientras que para el caso de los patines cuyas dimensiones de los flejes son de 6000x250x25,4 mm que es el patín de mayor dimensión que se conformará en la máquina, se obtiene las siguientes deformaciones:

Tabla 5: Verificación experimental de las deformaciones de flejes del patín

Patín	Deformación [m]
Fleje 1	0,08
Fleje 2	0,07
Fleje 3	0,10

Fuente: Autores

De los resultados obtenidos se escoge la mayor deformación del patín que es de 0,10 m, que para los cálculos posteriores se denominará la flecha máxima.

$$f_{max(patín)} = 10 cm = 0,10 m$$

La carga máxima (q), para el caso del patín se determina mediante la ecuación (1):

Donde se tiene los siguientes datos:

$$f_{max(Alma)} = 0,10 m$$

$$E = 2,058 \times 10^{11} \frac{N}{m^2}$$

$$L = 3,1 m$$

También se determina el momento de inercia del patín mediante la siguiente la ecuación (2) :

$$I = \frac{1}{12} * (0,25)(0,0254)^3$$

$$I = 3,41x10^{-7} m^4$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (1) se obtiene:

$$q = \frac{384 * 0,10 * 2,058x10^{11} * 3,41x10^{-7}}{5 * (3,1)^4}$$

$$q = 5836 \frac{N}{m}$$

Por lo tanto la fuerza (F) a transmitir el tornillo de potencia para los patines se obtiene mediante la ecuación (3) :

Dónde:

$$q = 5836 \frac{N}{m}$$

$$L = 3,1 m$$

Reemplazando en la ecuación (3) se obtiene una fuerza de:

$$F_{patin} = 5836 * 3,1 = 18091,6 N$$

$$F_{patin} = 1846,08 Kg$$

3.3.1.1 *Diseño del tornillo de potencia que ejerce la fuerza en la cortina para el alma.*

Para aplicar la fuerza en la cortina que debe eliminar la deformación en el alma y garantizar su transmisión se necesita de un mecanismo de fácil manipulación, el cual se seleccionó un tornillo de potencia. Este mecanismo está acoplado en su parte inferior a la cortina y en su parte superior a un monorriel.

Consideraciones:

- Se considera un coeficiente de seguridad de $\eta = 3$.
- La carga de compresión a soportar es:

$$P_{crit} = \frac{F_{alma}}{2} = \frac{178262,8 N}{2} = 89131,4 N$$

- El material del tornillo de potencia es un acero AISI – 1020 con las propiedades que se presentan en la Tabla 6.

Tabla 6: Propiedades del acero AISI – 1020

Tipo de acero	S _{ut}	S _y
AISI – 1020	379 MPa	207 MPa

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis2/>

Se analiza inicialmente el efecto columna presente en el tornillo de potencia en el cual se tiene unas condiciones de extremo empotrado libre de:

$$L_{real} = 677 \text{ mm} = 0,677 \text{ m}$$

$$L_p = 2 * L_{real}$$

$$L_p = 2 * 0,677 \text{ m}$$

$$L_p = 1,354 \text{ m} = 1354 \text{ mm}$$

Se supone que inicialmente se trata de una columna de Johnson, que tiene por ecuación:

$$\frac{P_{crit}}{A} = S_y - b * \lambda^2 \quad (4)$$

Luego:

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$\lambda = \frac{L_P}{r_g}$$

$$r_g = \frac{d}{4}$$

$$b = \frac{S_y^2}{4 * \pi^2 * E}$$

$$E = 2.058 \times 10^{11} \frac{N}{m^2}$$

Reemplazando en la ecuación (4) y despejando el diámetro se obtiene:

$$d = \sqrt{\frac{4 * P_{crit}}{\pi * S_y} + \frac{4 * S_y * L_P^2}{\pi^2 * E}} \quad (5)$$

Sustituyendo los datos en la ecuación (5) se tiene que:

$$d = 0,0359 \text{ m} = 35,9 \text{ mm}$$

En base a la disponibilidad de material y estética de la máquina, se establece un diámetro comercial de $1 \frac{7}{8}$ in que es igual a 47,625 mm.

Luego:

$$r_g = \frac{d}{4} = \frac{47,625 \text{ mm}}{4} = 11,906 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{L_P}{r_g} = \frac{1354 \text{ mm}}{11,906 \text{ mm}} = 113,724$$

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 2,058 \times 10^{11}}{207 \text{ MPa}}} = 140,09$$

Como $\lambda < \lambda_0$, por lo tanto la suposición que se hizo inicialmente de que se trata de una columna de Johnson es correcta.

Luego:

$$\frac{P_{crit}}{A} = S_y - b * \lambda^2$$

$$\frac{\eta * F_{alma}}{\frac{\pi * d^2}{4}} = S_y - b * \lambda^2$$

$$\eta = \frac{\pi * d^2}{2 * F_{alma}} * (S_y - b * \lambda^2) \quad (6)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (6) se tiene que:

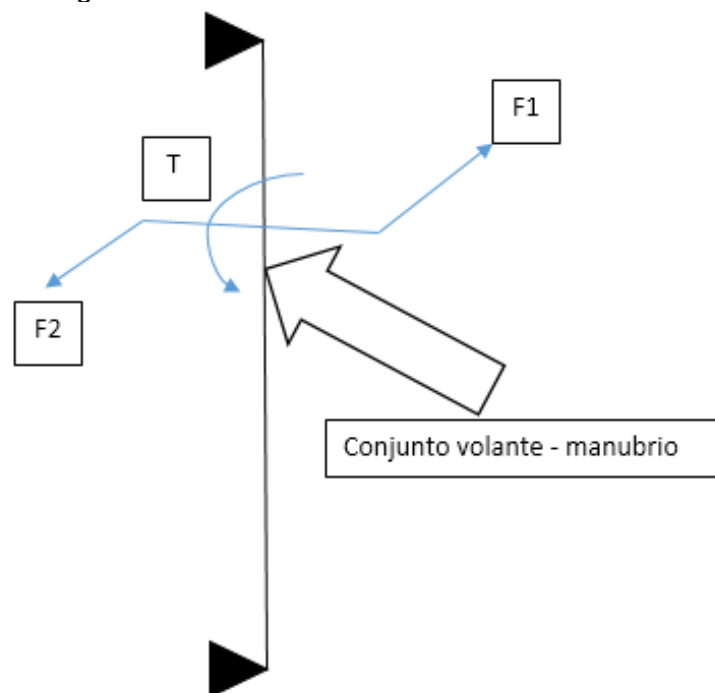
$$\eta = 2,35$$

Al tener ese factor de seguridad se concluye que el tornillo de potencia no tendrá problemas de pandeo.

Cálculo del factor de seguridad debido a la torsión

Es necesario comprobar esta factor de seguridad porque el conjunto de volante – manubrio siempre va a ejercer un momento torsor , para lo cual en la figura 11 siguiente se representa lo anteriormente mencionado.

Figura 11: Diagrama de funcionamiento del sistema volante – manubrio



Fuente: Autores

Para lo cual es necesario establecer la siguiente relación :

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \frac{S_y}{n} \quad (7)$$

Dónde:

$$\sigma = 0$$

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

Al despejar n y reemplazar τ de la ecuación (7) , se obtiene lo siguiente:

$$n = \frac{S_y * \pi * d^3}{16\sqrt{3} * T} \quad (8)$$

Dónde:

$$S_y = 207 * 10^6 \frac{N}{m^2} \text{ (Según la tabla 6)}$$

$$d = 35,9 \text{ mm} = 0,0359 \text{ m}$$

$$F = 50 \text{ Kg} = 400 \text{ N (Fuerza promedio de una persona)}$$

$$vm = 330 \text{ mm} = 0,33 \text{ m (Distancia desde el centro del conjunto volante – manubrio).}$$

$$Tq = F * Vm \quad (9)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (9), se obtiene lo siguiente:

$$Tq = 490N * 0,33 \text{ m} = 161,7 \text{ N m}$$

Dónde:

$$Tq = T$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (8), se obtiene lo siguiente:

$$n = \frac{207 * 10^6 * \pi * (0,0359)^3}{16\sqrt{3} * 161.7} = 6,71$$

Pero como se construyó con un diámetro $d = 47,625 \text{ mm} = 0,047625 \text{ m}$.

Al cambiar solo este dato y reemplazar en la ecuación (8), se obtiene lo siguiente:

$$n = \frac{207 * 10^6 * \pi * (0,047625)^3}{16\sqrt{3} * 161,7} = 15,67$$

Al comparar los resultados se concluye que el factor de seguridad está sobredimensionado debido a los requerimientos pedidos por el dueño de la máquina y la disponibilidad de material.

Diseño por tornillo de potencia

Del Anexo C se tiene las siguientes propiedades del tornillo de potencia:

Paso del tornillo de 5 mm.

El coeficiente de fricción en el cojinete axial y en el contacto entre los filetes del tornillo y de la tuerca es de $f = f_c = 0.15$.

El tornillo es de una entrada, $n = 1$.

Como el diámetro es de 47,625 mm se selecciona una rosca métrica M48x5.

Diámetro Nominal = $d_n = 48 \text{ mm}$.

3.3.1.2 Cálculo de diámetros

Diámetro menor

El cálculo del diámetro menor se lo realiza con la siguiente expresión:

$$d_r = d_n - p \tag{10}$$

Dónde:

Diámetro menor: d_r

Diámetro Nominal: $d_n = 48 \text{ mm}$

Paso: $p = 5 \text{ mm}$

En la ecuación (10) se obtiene lo siguiente:

$$d_r = 48 \text{ mm} - 5 \text{ mm} = 43 \text{ mm}$$

Diámetro medio de paso

El cálculo del diámetro medio de paso se lo realiza con la siguiente expresión:

$$d_m = d_n - \frac{p}{2} \quad (11)$$

Dónde:

Diámetro medio de paso: d_m

Diámetro Nominal: $d_n = 48 \text{ mm}$

Paso: $p = 5 \text{ mm}$

Al reemplazar los datos en la ecuación (11) se obtiene lo siguiente:

$$d_m = 48 \text{ mm} - \frac{5}{2} \text{ mm}$$

$$d_m = 45,50 \text{ mm}$$

3.3.1.3 Cálculo del avance. El cálculo del avance se lo realiza con la siguiente expresión:

$$A = n * p \quad (12)$$

Dónde:

Avance: A

Número de hilos del tornillo de potencia: $n = 1$

Paso: p

Al reemplazar los datos en la ecuación (12) se obtiene lo siguiente:

$$A = 1 * 5 \text{ mm} = 5 \text{ mm}$$

3.3.1.4 Cálculo del ángulo de avance. El ángulo de avance es el que forma una tangente a la hélice de paso con un plano normal al eje del tornillo. Se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\tan \lambda = \frac{A}{\pi * d_m} \quad (13)$$

Dónde:

Ángulo de avance: λ

Avance: $A = 5 \text{ mm}$

$\pi = 3,1415$

Diámetro medio de paso: $d_m = 45,5 \text{ mm}$

Al reemplazar los datos en la ecuación (13) se obtiene lo siguiente:

$$\tan \lambda = \frac{5 \text{ mm}}{\pi * 45,50 \text{ mm}} = 2.00^\circ$$

3.3.1.5 Cálculo del par de torsión para hacer que el tornillo gire contra la carga

$$T = \frac{P * d_m}{2} * \left(\frac{A + \pi * \mu * d_m}{\pi * d_m - \mu * A} \right) \quad (14)$$

Dónde:

$P = 2397,16 \text{ N}$

$\mu =$ Coeficiente de fricción dinámico 0,15 (acero – acero)

$d_m = 45,50 \text{ mm}$

$A = 5 \text{ mm}$

Al reemplazar los datos en la ecuación (14) se obtiene lo siguiente:

$$T = 10\ 140,77 \text{ N mm}$$

3.3.1.6 Condición de autoaseguramiento

$$\pi * \mu * d_m > A \quad (15)$$

Dónde:

μ = Coeficiente de fricción dinámico 0,15 (acero – acero)

$d_m = 45,50$ mm

$A = 5$ mm

Al reemplazar los datos en la ecuación (15) se obtiene lo siguiente:

$$\pi * 0,15 * 45,50 \text{ mm} > 5 \text{ mm}$$

$$21,44 \text{ mm} > 5 \text{ mm}$$

En consecuencia el tornillo es autoasegurante.

3.3.1.7 Cálculo de esfuerzos en el tornillo de potencia. Se presentan dos tipos de esfuerzos: de tracción producido por la carga a elevar y de torsión producido por el torque que se emplea para el movimiento del tornillo.

3.3.1.8 Esfuerzos de tracción. Se determina utilizando la siguientes ecuaciones:

$$\sigma_t = \frac{P}{A_t} \quad (16)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_r + d_m}{2} \right)^2 \quad (17)$$

Reemplazando la ecuación (17) en la (16) se obtiene:

$$\sigma_t = \frac{P}{\frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_r + d_m}{2} \right)^2} \quad (18)$$

Datos:

$P = 2397,16$ N

$d_m = 45,50$ mm

$d_r = 43$ mm

Reemplazando en la ecuación (18) y resolviendo se obtiene:

$$\sigma_t = 1,58 \frac{N}{mm^2}$$

3.3.1.9 Esfuerzos de torsión : Se determina utilizando la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d_r^3} \quad (19)$$

Datos:

$$T = 10\,140,77 \text{ N mm}$$

$$d_r = 43 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación (19) y resolviendo se obtiene:

$$\tau = 0,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Cálculo del factor de seguridad del tornillo de potencia

Una vez obtenidos los esfuerzos a tracción y compresión se realiza el cálculo del factor de seguridad del tornillo de potencia mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{\sigma_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{0,577 * S_y}\right)^2 \quad (20)$$

Datos:

$$\sigma_t = 1,58 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau = 0,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_y(\text{AISI 1020}) = 207 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (20) se obtiene:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{1,58}{207}\right)^2 + \left(\frac{0,65}{0,577 * 207}\right)^2$$

$$N = 106,67$$

Al observar el resultado del factor de seguridad el tornillo con este diámetro resulta sobre diseñado tanto por resistencia cuanto por pandeo, pero es aceptable por razones de estética y disponibilidad de material durante la construcción de la máquina.

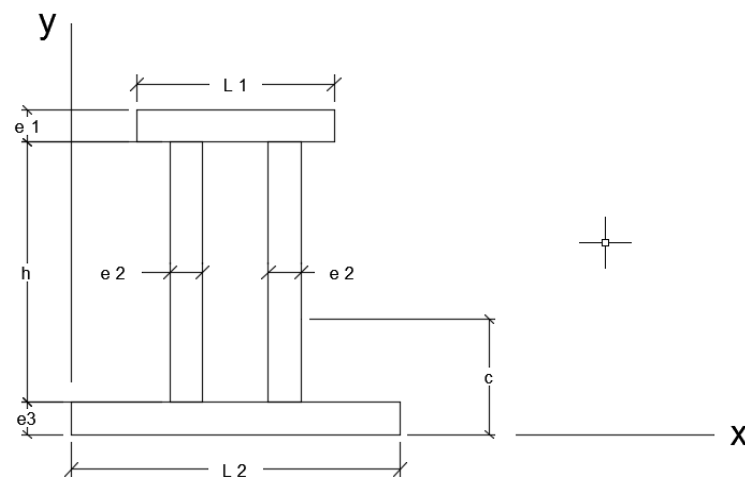
3.3.2 Diseño de la cortina. La cortina es el elemento de la máquina que realiza la función de comprimir la lámina del alma del perfil estructural “I”, ya cortada a la medida deseada, cuyo objetivo principal es el de aplanar o conseguir una superficie plana del alma y además de mantenerle presionada para el montaje de los patines y para posteriormente proceder a soldarlos.

Cálculo del espesor del cajón central de la cortina de prensado del alma

El cajón central de la cortina soporta y transmite la carga que ejercen los tornillos de potencia, está formado por placas de sección rectangular de acero estructural ASTM – A36.

El cajón trabaja a esfuerzos de flexión los mismos que son mayores en el centro y tiene una longitud de 1200 mm.

Figura 12: Corte transversal del cajón central de la cortina.



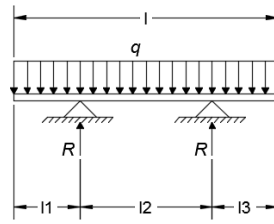
Fuente: Autores.

Para el cálculo del espesor de las placas y la altura del cajón se ha partido de datos geométricos como la longitud, el ancho y las propiedades del material del cual se desea fabricarlo y por supuesto de la carga que ejercen los tornillos de potencia que es de 89141,4 N cada uno, tal y como se representa en la Figura 13.

Se debe indicar que el cajón no debe flejar más de un milímetro con la máxima carga del tornillo de potencia.

Se considera para el cálculo, como una viga sometida a carga distribuida con apoyos.

Figura 13: Viga sometida a carga distribuida.



Fuente: Autores.

Los apoyos son las cargas que ejercen los tornillos de potencia y esta carga es distribuida uniformemente.

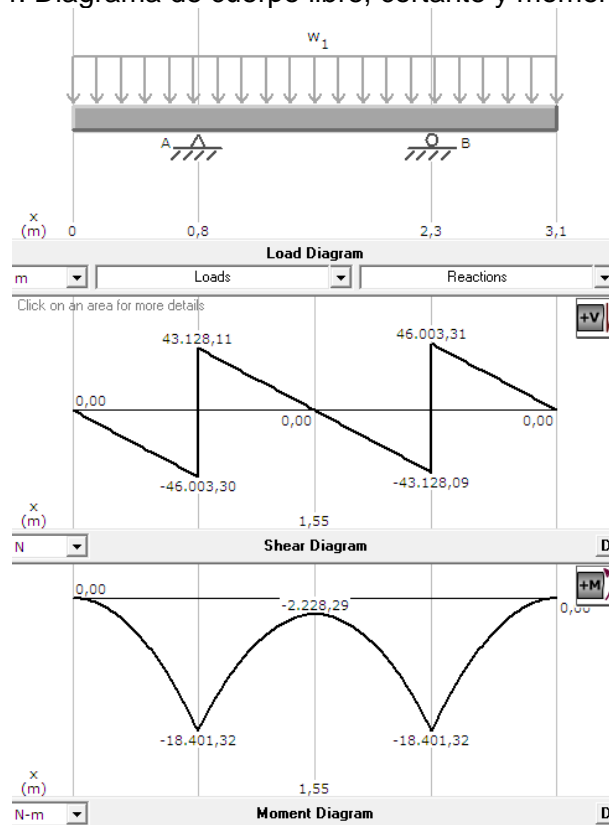
Para lo cual se tiene los siguientes datos:

$$q = 57504,14 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$l = 3,10 \text{ m}$$

El diagrama del cuerpo libre, el diagrama de cortante y del momento flector es como muestra la Figura 14.

Figura 14: Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector.



Fuente: Autores (Programa MD SOLIDS 3.1).

Determinación del momento flector máximo:

Al observar el diagrama de momentos flectores de acuerdo a la figura 14, se tiene que:

$$M_{fmax} = 18401,32 \text{ N m}$$

Cálculo del momento resistente necesario:

$$Z_{req} = \frac{M_{max}}{0,66 * S_y} \quad (21)$$

Datos:

$$M_{fmax} = 18401,32 \text{ N * m}$$

$$S_y = 2531,05 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 258042,95 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Remplazando y resolviendo en la ecuación (21), se tiene:

$$Z_{req} = 108047,082\text{cm}^3$$

Con el valor del momento resistente necesario se realiza iteraciones de los espesores y la altura del cajón central de la cortina, hasta conseguir un factor de seguridad considerable. Una vez realizadas dichas iteraciones de acuerdo a la hoja de cálculo de Excel, como se observa en la tabla 7, se determinó los espesores y la altura de los flejes comerciales adecuados son los siguientes:

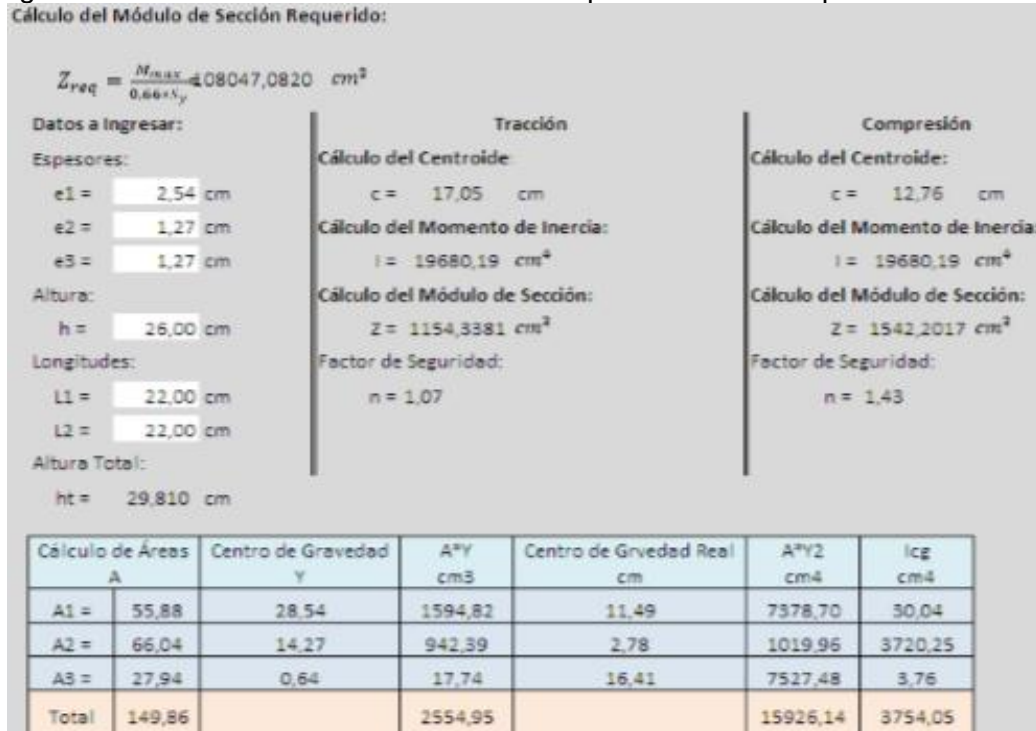
Tabla 7. Valores finales de las iteraciones de la cortina del alma

Espesor [cm]	Altura [cm]	Longitud [cm]
2,54	1,26	26
1,27		22
1,27		

Fuente: Autores

Con estos valores se obtienen factores de seguridad a la tracción de 1,07 y un factor de seguridad a la compresión de 1,43. Dichos valores son muy ajustados para el diseño de la máquina.

Figura 15: Iteraciones del módulo de sección para la cortina de prensado de alma



Fuente: Autores

Nota: Con el objetivo de mejorar los factores de seguridad a tracción y compresión se aconseja aumentar una placa de 5 mm para e1 ,e2 y e3 ; con esto se tendrá un espesor total de 13 mm. Así los factores de seguridad para ambos casos corresponden a los siguientes valores que son adecuados para este elemento de la máquina.

$$n \text{ (Tracción)} = 1,73$$

$$n \text{ (Compresión)} = 2,3$$

3.3.2.1 Cálculo del espesor del cajón central de prensado de patín. El cajón central de la cortina soporta y transmite la carga que ejercen los tornillos de potencia, está formado por placas de sección rectangular de acero estructural ASTM – A36. El cajón trabaja a esfuerzos de flexión los mismos que son mayores en el centro.

Para el cálculo del espesor de las placas y la altura del cajón se ha partido de datos geométricos como la longitud, el ancho y las propiedades del material del cual se desea fabricarlo y por supuesto de la carga que ejercen los tornillos de potencia que es de 18091,6 N cada uno.

Se debe indicar que el cajón no debe flejar más de un milímetro con la máxima carga del tornillo de potencia.

Para lo cual se tiene los siguientes datos:

$$q = 5836 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$l = 3,10 \text{ m}$$

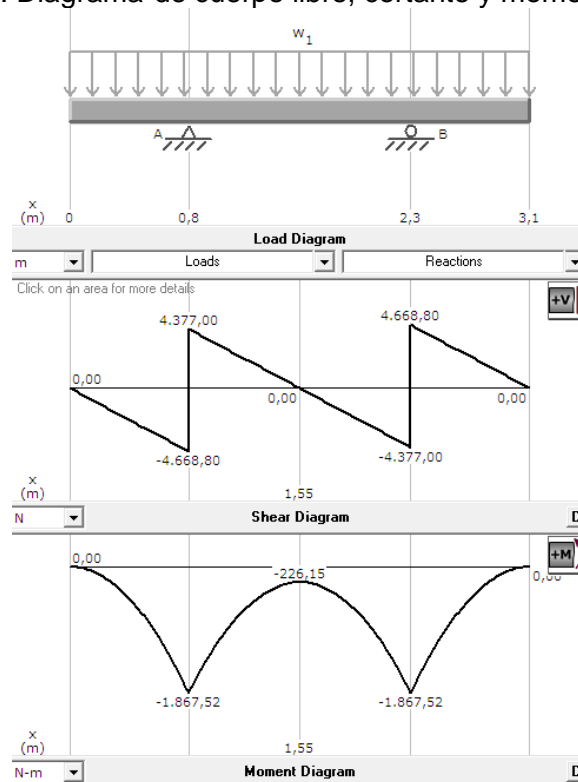
El diagrama del cuerpo libre, el diagrama de cortante y del momento flector es como muestra la Figura 17.

Determinación del momento flector máximo:

Al observar el diagrama de momentos flectores de acuerdo a la figura 17, se tiene que:

$$M_{\text{fmax}} = 1867,52 \text{ N m}$$

Figura 16: Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector.



Fuente: Autores (Programa MD SOLIDS 3.1).

Cálculo del momento resistente necesario:

Datos:

$$M_{\text{fmax}} = 1867,52 \text{ N m}$$

$$S_y = 2531,05 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 258042,95 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Remplazando y resolviendo en la ecuación (18), se tiene:

$$Z_{\text{req}} = 10965,522\text{cm}^3$$

Con el valor del momento resistente necesario se realizan iteraciones de los espesores y la altura del cajón central de la cortina, hasta conseguir un factor de seguridad .

En base a que los tornillos de potencia no ejercen una fuerza considerable se decide que la cortina tendrá espesores uniformes y una vez realizadas dichas iteraciones mediante el uso de una hoja de cálculo en Excel, como se observa en la Tabla 8, se determinó que los espesores y la altura de flejes comerciales adecuados son los siguientes:

Tabla 8: Valores finales de las iteraciones de la cortina del patín

Espesor [cm]	Altura [cm]	Longitud [cm]
0,8	26	27,5
0,8		27,5
0,8		

Fuente: Autores

Con estos valores se obtiene un factor de seguridad a la tracción de 1,09 y un factor de seguridad a la compresión de 1,09. Dichos valores muy ajustados para el diseño de la máquina.

Figura 17: Iteraciones del módulo de sección para la cortina de prensado de patín

$Z_{\text{req}} = \frac{M_{\text{max}}}{0,666S_y} = 10965,5220 \text{ cm}^3$

Datos a Ingresar:		Tracción		Compresión	
Espesores:		Cálculo del Centroide:		Cálculo del Centroide:	
e1 =	0,80 cm	c =	13,80 cm	c =	13,80 cm
e2 =	0,80 cm	Cálculo del Momento de Inercia:		Cálculo del Momento de Inercia:	
e3 =	0,80 cm	I =	10246,45 cm ⁴	I =	10246,45 cm ⁴
Altura:		Cálculo del Módulo de Sección:		Cálculo del Módulo de Sección:	
h =	26,00 cm	Z =	742,4966 cm ²	Z =	742,4966 cm ²
Longitudes:		Factor de Seguridad:		Factor de Seguridad:	
L1 =	27,50 cm	n =	1,09	n =	1,09
L2 =	27,50 cm				
Altura Total:					
ht =	27,600 cm				

Cálculo de Áreas	Centro de Gravedad Y	A*Y	Centro de Gravedad Real	A*Y ²	Icg
A	cm	cm ³	cm	cm ⁴	cm ⁴
A1 =	22,00	27,20	598,40	13,40	3950,32
A2 =	41,60	13,80	574,08	0,00	2343,47
A3 =	22,00	0,40	8,80	13,40	3950,32
Total	85,60		1181,28		7900,64

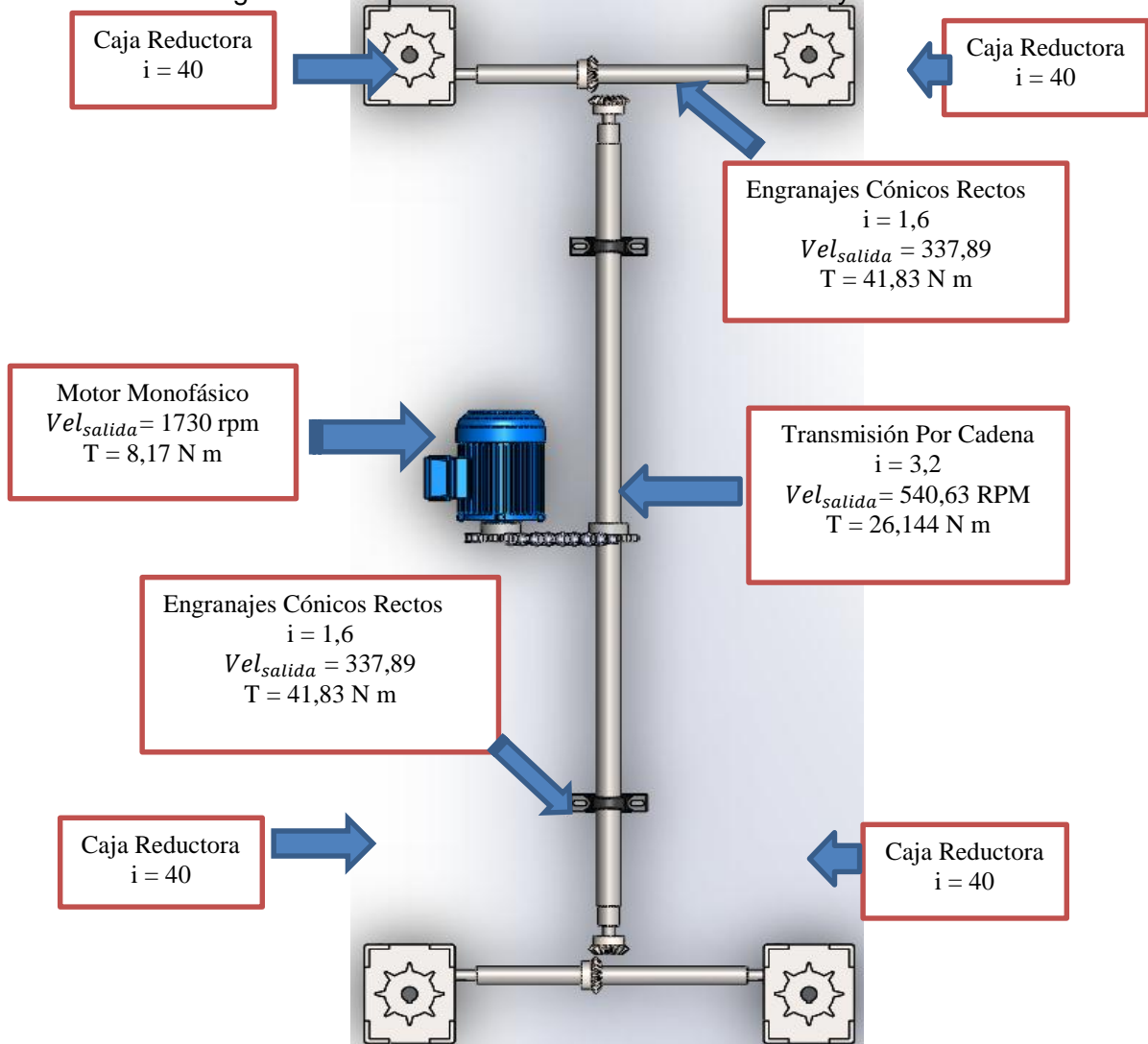
Fuente: Autores

Nota: Con el objetivo de mejorar los factores de seguridad a tracción y compresión se aconseja aumentar una placa de 5 mm para e1 ,e2 y e3 ; con esto se tendrá un espesor total de 13 mm. Así los factores de seguridad para ambos casos corresponden a 1,67 que es adecuado para este elemento de la máquina.

3.4. Diseño del sistema de transmisión

Este sistema de transmisión tiene por objetivo que los patines, al elevarse de manera sincronizada mediante dos rodillos, se centren con el alma del perfil a armarse a la medida requerida, y una vez conformado el perfil estructural este pueda deslizarse a lo largo de la mesa hacia el proceso de soldadura.

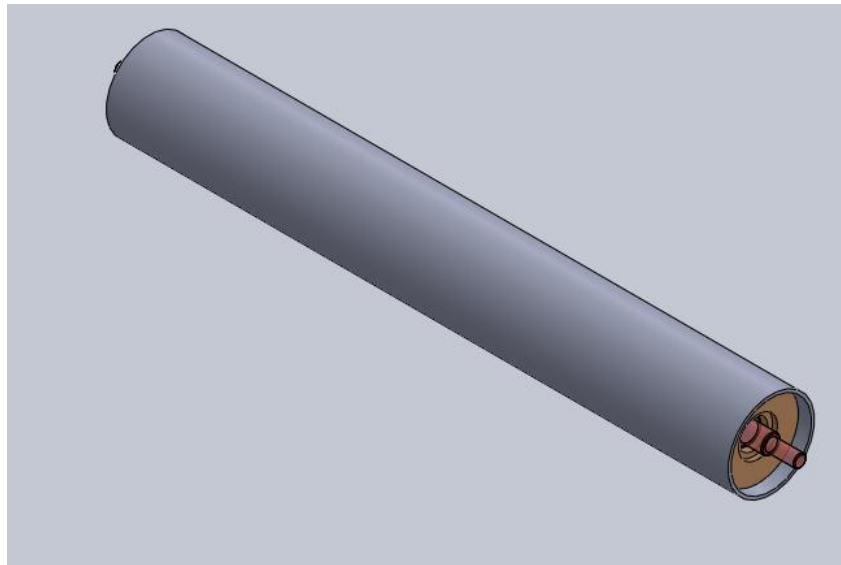
Figura 18: Esquema de relaciones de transmisión y elementos



Fuente: Autores

3.4.1 Dimensionamiento del rodillo porta patines. Este rodillo trabaja a esfuerzos de flexión, la distancia entre las fuerzas está dada por el perfil más grande que se va a armar en la máquina que es van desde 200 hasta 600 mm pero por motivos de diseño se realizan con la distancia máxima. La fuerza que se ejerce en el rodillo es la del patín, dicha fuerza es la mitad de su peso.

Figura 19: Rodillo porta patines



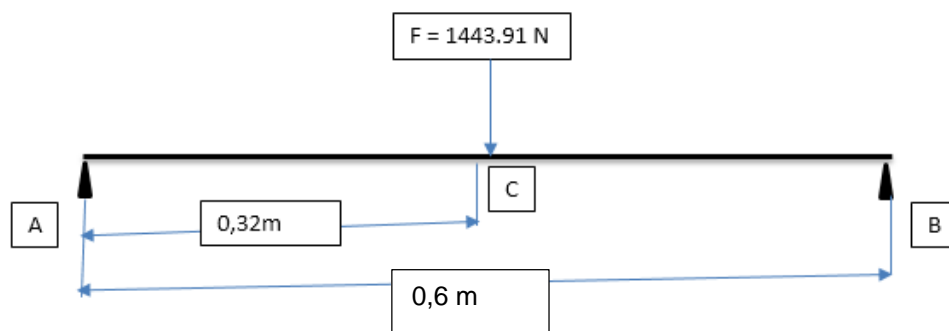
Fuente: Autores

Para lo cual se tiene los siguientes datos:

- Peso del patín de una IPE 650: $W_p = 294,38 \text{ Kg}$ que es igual a $2887,82 \text{ N}$
- El peso necesario es la mitad de la IPE 650 por lo tanto: $1443,91 \text{ N}$

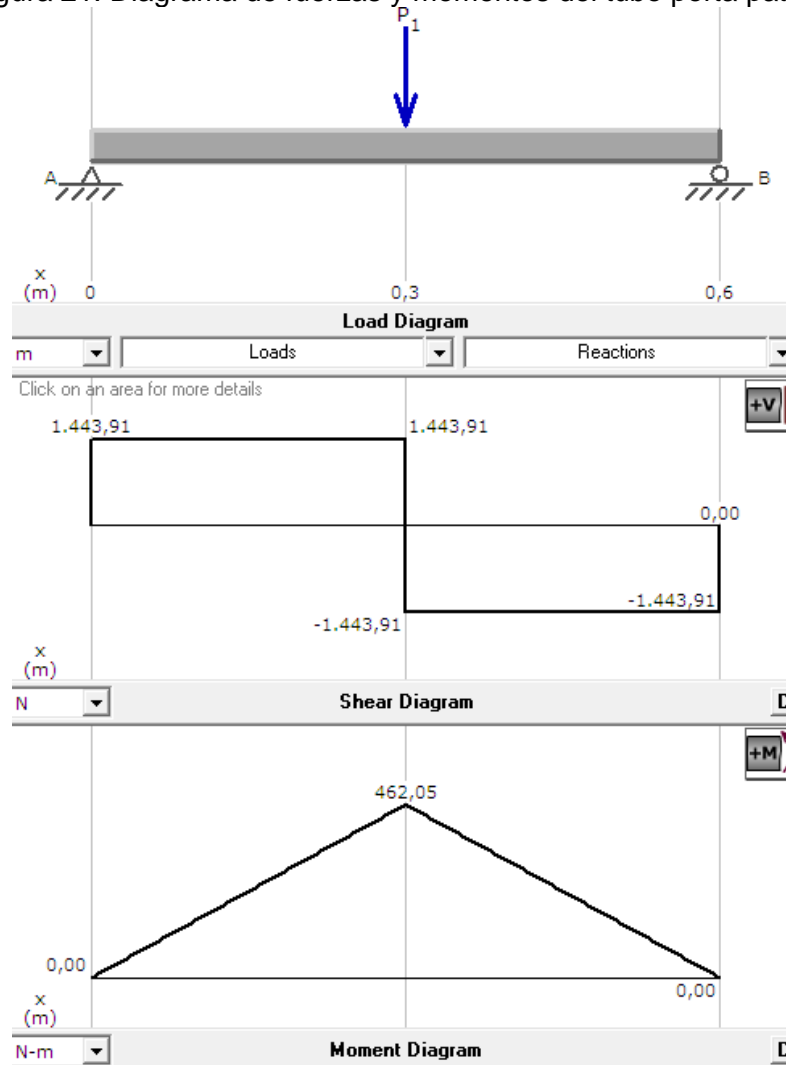
El diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el rodillo se observa en la figura 22.

Figura 20: Diagrama de cuerpo libre del rodillo porta patines



Fuente: Autores.

Figura 21: Diagrama de fuerzas y momentos del tubo porta patines



Fuente: Autores (Programa: MD Solids 3.1)

Cálculo de las reacciones:

$$R_A = 1443,91 \text{ N}$$

$$R_B = 1443,91 \text{ N}$$

$$M_C = 462,05 \text{ N m}$$

Se selecciona un eje hueco Mecaplus 470 el cual tiene las siguientes características:

Diámetro exterior de 75 mm o 0,075 m

Diámetro interior de 45 mm o 0,045 m.

Peso: $21,1 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$

$$S_y = 60 \frac{Kg}{mm^2} = 588 MPa$$

3.4.1.1 Diseño estático del rodillo porta patines

Cálculo del esfuerzo debido a Flexión:

$$\sigma_f = \frac{32 * Mc * dmax}{\pi * (dmax^4 - dmin^4)} \quad (22)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (22) se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_f = \frac{32 * 462,04 * 0,075}{\pi * ((0,075)^4 - (0,045)^4)} = 12816723,3Pa = 12,81MPa$$

Cálculo del esfuerzo debido a Corte:

$$\tau = 0$$

Cálculo del esfuerzo debido a Compresión:

$$\nabla_c = \frac{4 * Rc}{\pi * (dmax^2 - dmin^2)} \quad (25)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (25) se obtiene lo siguiente:

$$\nabla_c = \frac{4 * 1443,91}{\pi * ((0,075)^2 - (0,045)^2)} = 510678,69Pa = 0,51MPa$$

Aplicando el criterio de Von Misses para cada uno de los tipos de esfuerzos:

$$\nabla = \sqrt{(\nabla_f + \nabla_c)^2 + 3 * (\tau)^2} \quad (26)$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (26) se obtiene el siguiente valor:

$$\nabla = \sqrt{(12,81 + 0,51)^2 + 3 * (0)^2}$$

$$\nabla = 13,32 MPa$$

Finalmente se aplica el teorema de la energía de la distorsión:

$$n = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}} \quad (27)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (27) se tiene lo siguiente:

$$n = \frac{588}{\sqrt{(13,32)^2 + 3 * (0)^2}} = 44,14$$

Al observar el resultado del factor de seguridad se concluye su factor de seguridad está sobrediseñado, porque se prevee un desgaste debido a fricción y al constante uso de la maquina.

3.4.2 Diseño del eje del rodillo. Se considera las figuras 21 y 22 para este diseño y además se toma en cuenta las siguientes características :

Diámetro exterior de 20 mm o 0.02 m

Material : Acero AISI 4140

$$S_y = 758 \text{ MPa}$$

3.4.2.1 Diseño estático del eje del rodillo

Cálculo del esfuerzo debido a flexión:

$$\nabla_f = \frac{32 * M_c}{\pi * (d)^3} \quad (28)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (28) se obtiene lo siguiente:

$$\nabla_f = \frac{32 * 462,04}{\pi * (0,02)^3} = 588287599,2 \text{ Pa} = 588,287 \text{ Mpa}$$

Cálculo del esfuerzo debido a corte:

$$\tau = 0$$

Cálculo del esfuerzo debido a compresión:

$$\nabla_c = \frac{4 * R}{\pi * (d)^2} \quad (29)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (29) se obtiene lo siguiente:

$$\nabla_c = \frac{4 * 1443,91}{\pi * (0,02)^2} = 4596108,278 \text{ Pa} = 4,59 \text{ Mpa}$$

Aplicando el criterio de Von Mises para cada uno de los tipos de esfuerzos que al reemplazar los valores en la siguiente ecuación (26) se obtiene el siguiente valor:

$$\nabla = \sqrt{(588,287 + 4,59)^2 + 3 * (0)^2}$$

$$\nabla = 592,88 \text{ Mpa}$$

Finalmente se aplica el teorema de la energía de la distorsión:

Reemplazando los valores en la ecuación (27) se tiene lo siguiente:

$$n = \frac{758}{\sqrt{(592,88)^2 + 3 * (0)^2}} = 1,28$$

Al observar el resultado del factor de seguridad se concluye que está dentro de un rango normal de funcionamiento y garantiza su buen funcionamiento.

3.4.3 *Diseño del tornillo de potencia para centrar alma – patín.* Para garantizar el correcto centrado de alma con los patines se necesita de un mecanismo de fácil manipulación, el cual es un tornillo de potencia. Este mecanismo está acoplado en su parte inferior a un reductor de velocidad y en su parte superior a un rodillo. (Observar el Anexo C).

Para lo cual se toma en cuenta las siguientes consideraciones:

El peso a elevar es:

$$W_{\text{elevar}} = \frac{W_{\text{patin}}}{2} + \frac{W_{\text{eje}}}{2} + W_{\text{impacto}} \quad (30)$$

$$W_{elevator} = \frac{W_{patin}}{2} + \frac{W_{eje}}{2} + 30\% * W_{patin} \quad (31)$$

Datos:

$$W_{patin} = 294,38 \text{ kg}$$

$$W_{eje} = 10,5 \text{ kg}$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (31) , se obtiene lo siguiente:

$$W_{elevator} = \frac{294,38 \text{ kg}}{2} + \frac{10,50 \text{ kg}}{2} + 30\% * 294,38 \text{ kg} = 240,75 \text{ kg}$$

La carga a elevar es:

$$F_{elevator} = W_{elevator} * g \quad (32)$$

Al reemplazar los datos obtenidos en la ecuación (32), se obtiene lo siguiente:

$$F_{elevator} = 240,75 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{elevator} = 2361,76 \text{ N}$$

El tornillo está sometido a esfuerzo de compresión.

El tornillo de potencia es diseñado con un acero AISI – 1020 con las propiedades que se presentan en la Tabla 9.

Tabla 9: Propiedades del acero AISI - 1020

Tipo de acero	AISI - 1020
Sut	379 MPa
Sy	207 MPa

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis2/>

Consideraciones de diseño:

El tornillo de potencia tiene un paso de 0,2 in.

El coeficiente de fricción en el contacto entre los filetes del tornillo y de la tuerca es de $f = f_c = 0,15$.

El tornillo es de una entrada, $n = 1$.

Observar el anexo C para las características del tornillo

Se selecciona una rosca ACME.

Datos:

Diámetro Nominal: $d_n = 1$ in que equivale a 25,4 mm.

Paso : $p = 0,2$ in que equivale a 5,08 mm

Además en la figura 10 se encuentra de manera detallada las fuerzas y esfuerzos que se producen en el diseño de un tornillo de potencia.

Cálculo de diámetros

Diámetro menor:

Al reemplazar los datos en la ecuación (10) se obtiene lo siguiente:

$$d_r = 25,4 \text{ mm} - 5,08 \text{ mm}$$

$$d_r = 20,32 \text{ mm}$$

Diámetro medio de paso:

Al reemplazar los datos en la ecuación (11), se obtiene lo siguiente:

$$d_m = 25,4 \text{ mm} - \frac{5,08}{2} \text{ mm}$$

$$d_m = 22,86 \text{ mm}$$

Cálculo del avance

Al reemplazar los datos en la ecuación (12), se obtiene lo siguiente:

$$A = 1 * 5,08 \text{ mm}$$

$$A = 5,08 \text{ mm}$$

Cálculo del ángulo de avance

Al reemplazar los datos en la ecuación (13) se obtiene lo siguiente:

$$\tan \lambda = \frac{5,08 \text{ mm}}{\pi * 22,86 \text{ mm}}$$

$$\lambda = 4,04^\circ$$

Cálculo de la profundidad de la cuerda

$$p_r = \frac{p}{2} \quad (33)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (33), se obtiene lo siguiente:

$$p_r = \frac{5,08 \text{ mm}}{2}$$

$$p_r = 2,54 \text{ mm}$$

Cálculo del ángulo de la cuerda en el plano normal

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha * \cos \lambda \quad (34)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (34), se obtiene lo siguiente:

$$\tan \alpha_n = \tan 14,5^\circ * \cos 4,04^\circ$$

$$\alpha_n = 14,47^\circ$$

Cálculo del par de torsión para subir la carga

$$T_s = \frac{W * d_m}{2} * \frac{f * \pi * d_m + A * \cos \alpha_n}{\pi * d_m * \cos \alpha_n - f * A} + \frac{W * f_c * d_c}{2} \quad (35)$$

Datos:

Carga a elevar de $W = 2361,76 \text{ N}$

Diámetro medio: $d_m = 22,86 \text{ mm}$

Coeficientes de fricción axial $f = 0,15$

Coeficiente de fricción entre los filetes del tornillo y la tuerca $f_c = 0,15$

Ángulo de la cuerda en el plano normal $\alpha_n = 14,47^\circ$

Avance $A = 5,08$ mm

Diámetro del collarín $d_c = 1,5 * d_m = 34,29$ mm

Reemplazando los datos en la ecuación (35) y resolviendo se obtiene:

$$T_s = 12232,73 \text{ N mm}$$

3.4.3.1 Cálculo del par de torsión para bajar la carga

$$T_b = \frac{W * d_m}{2} * \frac{f * \pi * d_m - A * \cos \alpha_n}{\pi * d_m * \cos \alpha_n + f * A} + \frac{W * f_c * d_c}{2} \quad (36)$$

Datos:

Carga a elevar de $W = 2361,76$ N

Diámetro medio: $d_m = 22,86$ mm

Coeficientes de fricción axial $f = 0,15$

Coeficiente de fricción entre los filetes del tornillo y la tuerca $f_c = 0,15$

Ángulo de la cuerda en el plano normal $\alpha_n = 14,47^\circ$

Avance: $A = 5,08$ mm

Diámetro del collarín $d_c = 1,5 * d_m = 34,29$ mm

Reemplazando los datos en la ecuación (36) se obtiene:

$$T_b = 8321,62 \text{ N mm}$$

3.4.3.2 Cálculo del par de torsión para subir la carga sin fricción

$$T_{s'} = \frac{W * d_m}{2} * \frac{f * \pi * d_m + A * \cos \alpha_n}{\pi * d_m * \cos \alpha_n - f * A} + \frac{W * f_c * d_c}{2} \quad (37)$$

Datos:

Carga a elevar de $W = 2361,76$ N

Diámetro medio: $d_m = 22,86$ mm

Coeficientes de fricción axial $f = 0$

Coeficiente de fricción entre los filetes del tornillo y la tuerca $f_c = 0$

Ángulo de la cuerda en el plano normal $\alpha_n = 14,47^\circ$

Avance $A = 5,08 \text{ mm}$

Diámetro del collarín $d_c = 1,5 * d_m = 34,29 \text{ mm}$

Reemplazando los datos en la ecuación (37) se obtiene:

$$T_{s'} = 1909,5 \text{ N mm}$$

Cálculo de la eficiencia del tornillo

Para seleccionar T_s se escoge el mayor de los anteriormente calculados:

$$T_s = 12232,73 \text{ N mm}$$

La eficiencia del tornillo es:

$$e' = \frac{T_{s'}}{T_s} * 100\% \quad (38)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (38), se obtiene lo siguiente:

$$e' = 15,6\%$$

Esta eficiencia es baja pero se puede mejorar con una adecuada lubricación según los plazos de tiempo que indica el mantenimiento de la máquina.

Condición de autoaseguramiento

La condición de autoaseguramiento es:

Al reemplazar en la ecuación (15), se obtiene lo siguiente:

$$\pi * 0,15 * 22,86 \text{ mm} > 5,08 \text{ mm}$$

$$10,77 \text{ mm} > 5,08 \text{ mm}$$

En consecuencia el tornillo es autoasegurante.

3.4.3.3 *Cálculo de esfuerzos en el tornillo de potencia.* Se presentan dos tipos de esfuerzos: de tracción producido por la carga a elevar y de torsión producido por el torque que se emplea para el movimiento del tornillo.

Esfuerzos de tracción

Datos:

$$F_{\text{elevar}} = 2361,76 \text{ N}$$

$$d_m = 22,86 \text{ mm}$$

$$d_r = 20,32 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación (18) y resolviendo se obtiene:

$$\sigma_t = 8,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzos de torsión

Datos:

$$T_s = 12232,73 \text{ N mm}$$

$$d_r = 20,32 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación (19) y resolviendo se obtiene:

$$\tau = 7,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.4.3.4 *Cálculo del factor de seguridad del tornillo de potencia*

Datos:

$$\sigma_t = 8,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau = 7,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_y (\text{AISI 1020}) = 207 = 207 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (20) se obtiene:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{8,2}{207}\right)^2 + \left(\frac{7,42}{0,577 * 207}\right)^2$$

$$N = 13,57$$

Al observar el resultado de la factor de seguridad se concluye que está sobredimensionado pero por estética y disponibilidad de material se construyó el tornillo de potencia con estas dimensiones.

3.4.3.5 Cálculo de la potencia del tornillo

La potencia que se necesita para mover al tornillo de potencia es:

$$P = T * w \quad (39)$$

La velocidad angular de ascenso y descenso es $w = 8,5$ RPM.

Donde al transformar en $\frac{rad}{s}$:

$$w = 8,5 \frac{rev}{min} * \frac{1 min}{60}$$

$$w = 0,1417 \frac{rad}{s}$$

Para determinar la potencia se tiene los siguientes datos:

$$w = 0,1417 \frac{rad}{s}$$

$$T_s = 12232,73 \text{ N.mm}$$

Reemplazando en la ecuación (39) y haciendo el respectivo cálculo se tiene:

$$P = 1,73 \text{ Watts}$$

$$P = 0,0023 \text{ Hp}$$

Corrección de la potencia

Para corregir la potencia de la máquina se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_C = P * f_s \quad (40)$$

Debido a la pérdida de potencia por varios factores, se introduce un factor de seguridad a fin de garantizar un buen funcionamiento de la máquina. El factor de seguridad es de 2.

Reemplazando los valores en la ecuación (40), se obtiene:

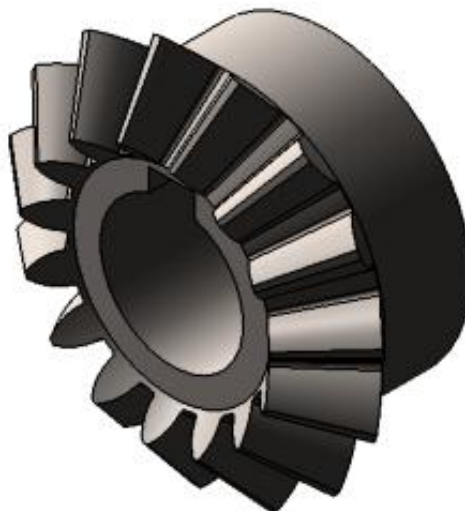
$$P_C = 0,0023 \text{ Hp} * 2$$

$$P_C = 0,0046 \text{ Hp}$$

$$P_C = 0,0034 \text{ KW}$$

3.4.1 *Diseño de los engranajes cónicos.* Cada par de engranajes montados a 90° sobre el eje de transmisión cumplen la función de transmitir el movimiento a dos cajas reductoras. Por lo tanto, es necesario establecer las características mecánicas de dichos engranajes.

Figura 22: Engranaje cónico recto



Fuente: Autores

3.4.2.1 Dimensionamiento de los engranajes cónicos. Todos los engranajes cónicos del mecanismo de transmisión son iguales, construidos con un ángulo de presión θ de 20° , módulo 3 y una relación de transmisión 1:1,6. Aplicando las ecuaciones establecidas en la Tabla 10, se determina las propiedades geométricas de los engranajes cónicos.

Tabla 10: Parámetros dimensionales de los engranajes cónicos

Parámetro	Fórmula	Rueda (g)	Piñón (p)
Módulo, m	-	$m_g = 3$	$m_p = 3$
Número de dientes, Z	-	$Z_g = 10$	$Z_p = 16$
Diámetro de paso; D	$D = \frac{Z}{P_d} = m * Z$	$D_g = 30 \text{ mm}$ $D_g = 1,18 \text{ in}$	$D_p = 18,75 \text{ mm}$ $D_p = 0,738 \text{ in}$
Paso circular, P_c	$P_c = \pi * m$	$P_{c_g} = 9,42 \text{ mm}$ $P_{e_g} = 0,37 \text{ in}$	$P_{c_p} = 9,42 \text{ mm}$ $P_{c_p} = 0,37 \text{ in}$
Espesor del diente, ed	$ed = \frac{P_c}{2}$	$ed_g = 4,71 \text{ mm}$ $e_{dg} = 0,185 \text{ in}$	$ed_p = 4,71 \text{ mm}$ $ed_p = 0,185 \text{ in}$
Altura del diente, hd	$h = 2.5 * m$	$h_{dg} = 6,75 \text{ mm}$ $h_{dg} = 0,265 \text{ in}$	$h_{dp} = 6,75 \text{ mm}$ $h_{dp} = 0,265 \text{ in}$
Paso diametral, P_d	$P_d = \frac{Z_p}{D_p} = \frac{Z_g}{N_g}$	$P_d = 8,477 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$	$P_d = 21,68 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$
Ángulos de Paso	$\gamma = \tan^{-1} \frac{Z_p}{Z_g}$ $\Gamma = \tan^{-1} \frac{Z_g}{Z_p}$	$\gamma = 32^\circ$ $\Gamma = 58^\circ$	$\gamma = 32^\circ$ $\Gamma = 58^\circ$
Largo del cono, Lc	$Lc = \frac{D}{2 \sin \Gamma}$	$Lc_g = 17,62 \text{ mm}$ $Lc_g = 0,694 \text{ in}$	$Lc_p = 11,02 \text{ mm}$ $Lc_p = 0,434 \text{ in}$
Anchura de cara, F	$F = \frac{10}{P_d}$	$F = 30 \text{ mm}$ $F = 1,179 \text{ in}$	$F = 11,72 \text{ mm}$ $F = 0,461 \text{ in}$

Diámetro medio, D_m	$Dm_p = D_p - F \sin \gamma$ $Dm_g = D_g - F \sin \Gamma$	$Dm_g = 4,57mm$ $Dm_g = 0,18in$	$Dm_p = 12,52 mm$ $Dm_p = 0,493in$
Distancia entre centros, c	$c = \frac{(D_p + D_g)}{2}$	$c = 24,375 mm$ $c = 0,959 in$	$c = 24,375mm$ $c = 0,959 in$
Distancia de cono, A_m	$A_m = Lc - 0.5 F$	$A_{mg} = 2,62mm$ $A_{mg} = 0,103 in$	$A_{mp} = 5,16mm$ $A_{mp} = 0,203 in$
Paso circular principal, h	$h = \frac{2 * A_m}{Pd * Lc}$	$hg = 0,035 \frac{in}{dientes}$	$hp = 0,035 \frac{in}{dientes}$
Claro, cl	$cl = 0.125 * h$	$clg = 1,109mm$ $clg = 0,00437 in$	$clp = 1,109 mm$ $clp = 0,00437 in$
Factor de adendum, $c1$	$c1 = 0.21 + \frac{0.29}{(Zg)^2}$	$c1 = 5,36mm$ $c1 = 0,211 in$	$c1 = 5,36mm$ $c1 = 0,211 in$
Adendum, a	$a_g = c1 * h$ $a_p = h - a_g$	$a_g = 0,19mm$ $a_g = 0,0074 in$	$a_p = 0,19mm$ $a_p = 0,0276 in$
Profundidad de trabajo, hm	$h_m = h + cl$	$hm_g = 0,998 mm$ $hm_g = 0,0393 in$	$hm_g = 0,998 mm$ $hm_g = 0,0393 in$
Deddendum, b	$b_g = hm_g - a_g$ $b_p = hm_p - a_p$	$b_g = 0,081 mm$ $b_g = 0,0319 in$	$b_p = 0,297 mm$ $b_p = 0,0117 in$
Ángulo de dedendum, μ	$\mu_g = \tan^{-1} \left(\frac{b_g}{A_{mg}} \right)$ $\mu_p = \tan^{-1} \left(\frac{b_p}{A_{mp}} \right)$	$\mu_g = 17,2^\circ$	$\mu_p = 3,3^\circ$

Addendum exterior, a_0	$a_{og} = a_g + 0.5F * \tan\mu_g$ $a_{op} = a_p + 0.5F * \tan\mu_p$	$a_{og} = 4,8 \text{ mm}$ $a_{og} = 0,189 \text{ in}$	$a_{op} = 1,038 \text{ mm}$ $a_{op} = 0,0408 \text{ in}$
Diámetros exteriores, D_e	$D_{eg} = D_g + 2 * a_{og} * \cos\Gamma$ $D_{ep} = D_p + 2 * a_{op} * \cos\Gamma$	$D_{eg} = 35,052 \text{ mm}$ $D_{eg} = 1,38 \text{ in}$	$D_{eg} = 20,5 \text{ mm}$ $D_{ep} = 0,807 \text{ in}$

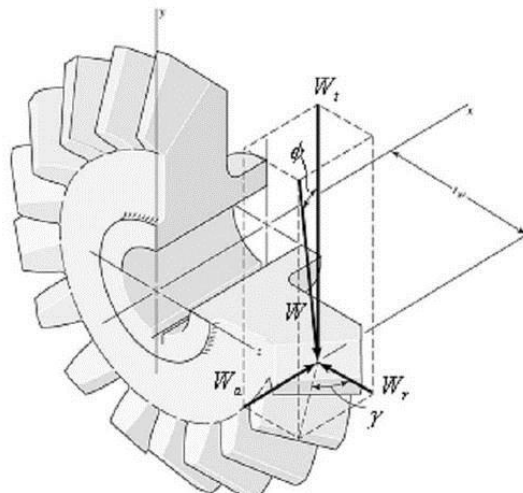
Fuente: Autores.

3.4.2.2 Análisis a fatiga por flexión. A continuación se procede a realizar los cálculos de cada uno de los parámetros para comprobar por flexión.

Figura 23: Diagrama de fuerzas de un engranaje helicoidal recto

$$W_a = W_t \cdot \text{Sen}[\gamma] \cdot \text{Tan}[\phi]$$

$$W_r = W_t \cdot \text{Tan}[\phi] \cdot \text{Cos}[\gamma]$$



Fuente: <http://forum.lawebdefisica.com/threads/13106-fuerza-axial-y-radial>

Radio medio r_m :

En el piñón:

$$r_{mp} = \frac{D_p}{2} - \left(\frac{F}{2}\right) * \text{sen}(\gamma) \quad (41)$$

En el engranaje :

$$r_{mg} = \frac{D_g}{2} - \left(\frac{F}{2}\right) * \text{sen}(\Gamma) \quad (42)$$

Datos:

En el caso del piñón:

$$D_p = 1,18 \text{ in}$$

$$F = 0,6 \text{ in}$$

$$\Gamma = 58^\circ$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (41) se obtiene lo siguiente:

$$r_{mp} = \frac{1,18}{2} - \left(\frac{0,6}{2}\right) * \text{sen}(58^\circ) = 0,336 \text{ in}$$

En el caso de la rueda:

$$D_g = 0,738 \text{ in}$$

$$F = 0,3 \text{ in}$$

$$\gamma = 32^\circ$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (42) se obtiene lo siguiente:

$$r_{mg} = \frac{0,738}{2} - \left(\frac{0,3}{2}\right) * \text{sen}(32^\circ) = 0,29 \text{ in}$$

Cálculo de la carga tangencial W_t :

$$W_t = \frac{T}{r_m} \tag{43}$$

Datos:

Para el piñón

$$T = 26,14 \text{ N} - m \text{ que equivale a } 231,59 \text{ lbf} - in.$$

$$r_{mp} = 0,336 \text{ in}$$

Para la rueda:

$$T = 41,83 \text{ N} - m \text{ que equivale a } 231,59 \text{ lbf} - in.$$

$$r_{mg} = 0,29 \text{ in}$$

Reemplazando en la ecuación (43) y realizando el respectivo cálculo para cada uno de los casos se tiene que:

Para el piñón:

$$W_{t(\text{piñón})} = 798,58 \text{ lb o } 3549,3 \text{ N}$$

Para la rueda:

$$W_{t(\text{rueda})} = 1102,8 \text{ lb o } 4901,34 \text{ N}$$

Cálculo de la carga radial W_r :

$$W_r = W_t * \tan \theta * \cos \gamma \quad (44)$$

Datos:

$W_t(\text{piñón})$ = Carga tangencial que es 798,58 lb o 3549,3 N

$W_t(\text{rueda})$ = Carga total que es 1102,8 lb o 4901,34 N

$\tan \theta$ = Tangente del ángulo de presión que es 20°.

$\cos \gamma$ = Coseno del ángulo de presión 32°.

Operando los valores en la ecuación (44), se tiene que:

Para el piñón:

$$W_r(\text{piñón}) = (798,58) * \tan 20^\circ * \cos 32^\circ = 246,5 \text{ lb o } 1095,54 \text{ N}$$

Para la rueda:

$$W_r(\text{rueda}) = (1102,8) * \tan 20^\circ * \cos 32^\circ = 340,4 \text{ lb o } 1352,88 \text{ N}$$

Cálculo de la carga axial W_a :

$$W_a = W_t * \tan \theta * \sin \gamma \quad (45)$$

Datos:

$W_t(\text{piñón}) = \text{Carga tangencial que es } 798,58 \text{ lb o } 3549,3 \text{ N}$

$W_t(\text{rueda}) = \text{Carga total que es } 1102,8 \text{ lb o } 4901,34 \text{ N}$

$\tan \theta = \text{Tangente del ángulo de presión que es } 20^\circ.$

$\text{sen } \gamma = \text{Seno del ángulo de presión } 32^\circ.$

Operando los valores en la ecuación (45), se tiene que:

Para el piñón:

$$W_a(\text{piñón}) = (798,58) * \tan 20^\circ * \text{sen } 32^\circ = 154,02 \text{ lb o } 684,55 \text{ N}$$

Para la rueda:

$$W_a(\text{rueda}) = (1102,8) * \tan 20^\circ * \text{sen } 32^\circ = 212,7 \text{ lb o } 945,34 \text{ N}$$

Determinación del factor de corrección por sobrecarga K_o :

El factor de sobrecarga tiene en cuenta una tolerancia para cualquier carga en exceso externamente aplicada a la carga transmitida nominal. Se incluye en la figura, del anexo E. El factor de corrección por sobrecarga K_o es de 1,25 en vista que se consideró el carácter del movimiento principal impacto medio y el carácter de la carga sobre la máquina impulsadora uniforme.

Determinación del factor de tamaño K_s :

El factor de tamaño está dado por:

$$K_s = \begin{cases} 0,4867 + \frac{0,2132}{P_d} & 0,5 \leq P_d \leq P_d(\text{piñón}) \text{ o } P_d(\text{rueda}) \\ 0,5 & P_d \geq P_d(\text{piñón}) \text{ o } P_d(\text{rueda}) \end{cases}$$

El paso diametral de la rueda es de $P_d = 8,477 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$ y en vista el paso diametral está dentro del siguiente rango $0,5 \leq P_d \leq P_d(\text{piñón}) \text{ o } P_d(\text{rueda})$.

Por lo tanto se utiliza la siguiente ecuación para determinar el factor de tamaño:

$$K_{Sp} = 0,4867 + \frac{0,2132}{P_d} \quad (46)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (46) se obtiene lo siguiente:

$$K_{Sp} = 0,4867 + \frac{0,2132}{8,477}$$

$$K_{Sp} = 0,5118$$

El paso diametral del piñón es de $P_d = 21,68 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$ y en vista el paso diametral está dentro del siguiente rango $P_d \geq P_d(\text{piñón})$ o $P_d(\text{rueda})$ por lo tanto se utiliza la siguiente ecuación para determinar el factor de tamaño:

Al reemplazar los datos en la ecuación (40) se obtiene lo siguiente:

$$K_{Sr} = 0,5$$

Determinación del factor de distribución de carga K_m :

El factor de tamaño está dado por:

$$K_m = K_{mb} + 0,0036 * F^2 \quad (47)$$

Dónde:

$$K_{mb} = \begin{cases} 1,00 & \text{ambos miembros montados separados} \\ 1,10 & \text{un miembro montado separado} \\ 1,25 & \text{ningun miembro montado separado} \end{cases}$$

Datos:

$K_{mb} = 1,00$ en vista que ambos miembros están montados separados.

En el caso de la rueda:

$$F(\text{rueda}) = 1,179 \text{ in que es el ancho de cara neto}$$

En el caso del piñón:

$$F(\text{piñón}) = 0,461 \text{ in que es el ancho de cara neto}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (47) y calculando se tiene que:

En el caso de la rueda:

$$K_{mp} = 1,005$$

En el caso del piñón:

$$K_m = 1,007$$

Determinación del factor geométrico J:

En el anexo E, se ilustra el factor de geometría J para engranajes cónicos rectos con un ángulo de presión de 20° y un ángulo de eje de 90°. Con el uso del anexo E se hace intersecar la línea para cada caso del piñón (10 dientes) y la rueda (16 dientes) donde el criterio de diseño es intersecar en ambos casos con la línea de 15 dientes que se considera como criterio de diseño para la pareja de engranajes cónicos, con lo cual se obtiene un factor geométrico de $J = 0,057$.

Cálculo del factor dinámico K_v :

Para lo cual primero se determina los siguientes parámetros:

La velocidad en la línea de paso V_t :

$$V_t = \frac{\pi * D * n}{12} \quad (48)$$

Para lo cual se tiene lo siguiente:

En el caso de la rueda:

$$D_g = 1,18 \text{ in}$$

$$n_g = 337,8 \text{ rpm}$$

Reemplazando en la ecuación (48), resulta:

$$V_{tg} = 104,38 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

En el caso del piñón:

$$D_p = 0,738 \text{ in}$$

$$n_p = 540,63 \text{ rpm}$$

Reemplazando en la ecuación (48), resulta:

$$V_{tp} = 104,45 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Número de exactitud de transmisión Q_V :

Describe la precisión con la que los perfiles de los dientes están espaciados a lo largo del círculo de paso por lo tanto se utiliza un $Q_V = 6$ en el caso del piñón y la rueda.

Cálculo del parámetro B:

Está determinado por la siguiente ecuación:

$$B = 0,25 * (12 - Q_V)^{\frac{2}{3}} \quad (49)$$

Reemplazando el valor de Q_V , en la ecuación (49), resulta:

$$B = 0,8255$$

Cálculo del parámetro A:

Está determinado por la siguiente ecuación:

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad (50)$$

Reemplazando el valor de B, en la ecuación (50), resulta:

$$A = 59,77$$

Por lo tanto el factor dinámico se calcula con la siguiente ecuación:

$$K_v = \left[\frac{A + \sqrt{V_t}}{A} \right]^B \quad (51)$$

Reemplazando los valores de A, B y V_t , en la ecuación (51), resulta:

En el caso de la rueda:

$$K_v = 1,139$$

En el caso del piñón:

$$K_v = 1,139$$

El cálculo del esfuerzo de flexión está determinado por la siguiente ecuación:

$$S_t = \frac{W_t * P_d}{F * J} * \frac{K_s * K_o * K_m}{K_v} \quad (52)$$

Los datos resumidos para el cálculo del esfuerzo de flexión en el caso de la rueda son:

$$W_{t(\text{rueda})} = 1102,8 \text{ lb}$$

$$P_d = 8,477 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$K_{Sr} = 0,5118$$

$$K_o = 1,25$$

$$K_{mr} = 1,00$$

$$K_v = 1,139$$

$$J(\text{rueda}) = 0,057$$

$$F(\text{rueda}) = 1,179 \text{ in}$$

Por lo tanto reemplazando los datos en la ecuación (52), el esfuerzo de flexión resulta:

$$S_{tr} = 78133,42 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Los datos resumidos para el cálculo del esfuerzo de flexión en el caso del piñón son:

$$W_{t(\text{piñón})} = 798,58 \text{ lb}$$

$$P_d = 21,68 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$K_{Sp} = 0,5$$

$$K_O = 1,25$$

$$K_{mp} = 1,00$$

$$K_V = 1,139$$

$$J(\text{piñón}) = 0,057$$

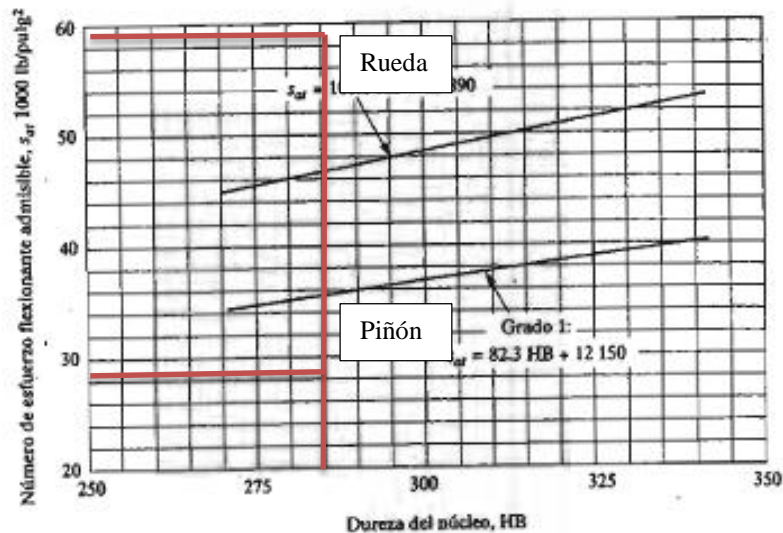
$$F(\text{piñón}) = 0,461 \text{ in}$$

Por lo tanto reemplazando los datos en la ecuación (52), el esfuerzo de flexión resulta:

$$S_{tp} = 361541,55 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Al considerar un acero AISI 4340 con una dureza de 280 HB, se procede a comparar los esfuerzos anteriormente calculados con la siguiente Figura 26 :

Figura 24: Número de esfuerzos flexionantes admisibles para engranajes de acero.



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas de Robert L Mott , pág 379.

En el caso de la rueda cumple de una manera ideal porque al observar la figura 26 supera la línea de grado 1 que es lo necesario para construir los engranajs en este caso pero en el caso del piñón cumple de una forma delimitante porque interseca con la línea de grado 1.

Esfuerzo de Hertz o por resistencia a la picadura.

$$S_c = C_p C_b \sqrt{\frac{W_t * K_o * K_m}{F * D * J * K_v}} \quad (53)$$

En el caso del piñón es lo siguiente:

$$W_{t(\text{piñón})} = 798,58 \text{ lb}$$

$$F = 8,477 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$C_b = 0,634 \text{ (Según el criterio de Mott Anexo E)}$$

$$C_p = 2300 \text{ (Según el criterio de Mott del Anexo E)}$$

$$D_p = 0,738 \text{ in}$$

$$K_o = 1,25$$

$$K_{mp} = 1,00$$

$$K_v = 1,139$$

$$J(\text{piñón}) = 0,057$$

$$F(\text{piñón}) = 0,461 \text{ in}$$

Al reemplazar en la ecuación (53) se obtiene lo siguiente:

$$S_c = 72290,75 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

En el caso de la rueda es lo siguiente:

$$W_{t(\text{rueda})} = 1102,8 \text{ lb}$$

$$P_d = 21,68 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$C_b = 0,634 \text{ (Según el criterio de Mott Anexo E)}$$

$$C_p = 2300 \text{ (Según el criterio de Mott del Anexo E)}$$

$$D_g = 1,18 \text{ in}$$

$$K_o = 1,25$$

$$K_{mr} = 1,00$$

$$K_v = 1,139$$

$$J(\text{rueda}) = 0,057$$

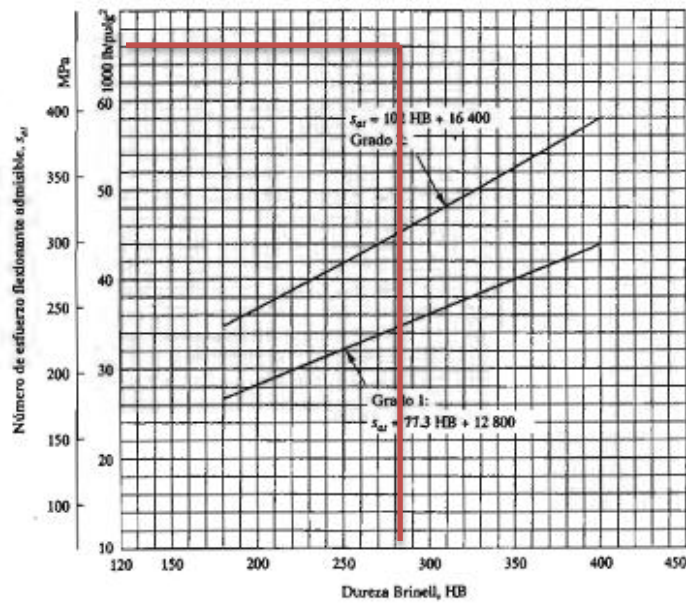
$$F(\text{rueda}) = 1,179 \text{ in}$$

Al reemplazar en la ecuación (53) se obtiene lo siguiente:

$$S_c = 180145,44 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

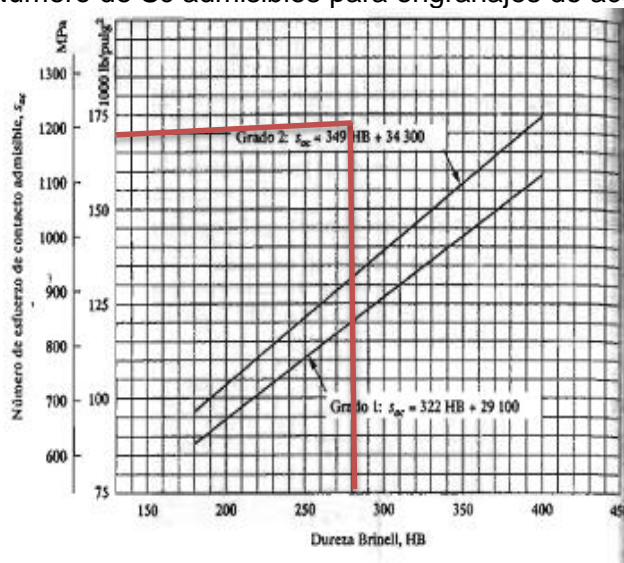
Al considerar un acero AISI 4340 con una dureza de 280 HB, se procede a comparar los esfuerzos anteriormente calculados con la siguiente gráfica:

Figura 25: Número de Sc admisibles para engranajes de acero (Piñón)



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas de Robert L Mott , pág 379.

Figura 26: Número de Sc admisibles para engranajes de acero (Rueda)



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas de Robert L Mott , pág 380.

Tanto para el caso del piñón y la rueda se comprueba que sus esfuerzos de Hertz son superiores para un acero grado 1 con una dureza de 280, por lo tanto está controlado el diseño.

Los ciclos de carga en los engranajes está dado por la ecuación:

$$N_c = 60 * L * n * q \quad (54)$$

Dónde:

La vida útil en hora es: $L = 20\,000$ horas. (Según el anexo E)

La velocidad de giro de los engranajes es: $n = 337,89$ rpm en el caso de la rueda.

La velocidad de giro de los engranajes es: $n = 540,63$ rpm en el caso del piñón.

El número de aplicaciones de carga por revolución es: $q = 1$.

Reemplazando en la ecuación (54) se tiene:

En el caso de la rueda:

$$N_{Cr} = 4,05 * 10^8 \text{ ciclos}$$

En el caso del piñón:

$$N_{Cp} = 6,49 * 10^8 \text{ ciclos}$$

3.4.2.3 Selección del reductor de velocidad

Velocidad angular del tornillo:

Como no se desea un desplazamiento veloz porque se desea que los patines se desplacen verticalmente pero de manera muy lenta para poder ajustarlo a la medida necesaria del perfil IPE.

Se procede a seleccionar los valores del catálogo del reductor de velocidad que está en el anexo F. Por lo tanto:

n (reductor 1) = 500 rpm (dato tomado del Anexo F)

$i = 40$ (dato tomado del Anexo F)

n (reductor 2) = 12,5 rpm (dato tomado del Anexo F)

Pero en el caso del motor de la máquina que va a trabajar a 337.89 rpm ; se determinan los rpm necesarios mediante la siguiente relación de transmisión:

$$i = \frac{n(\text{reductor1})}{n(\text{reductor 3})} \quad (55)$$

Dónde:

n (reductor 1) = 500 rpm (dato tomado del Anexo F)

n (reductor 3) = 337.89 rpm (Velocidad necesaria a la que trabaja la máquina)

Al reemplazar los datos en la ecuación (55), se obtiene lo siguiente:

$$i = \frac{500}{337,89} = 1,47$$

Con a relación de transmisión $i = 1,47$, se procede a realizar el cálculo de la velocidad de salida del tornillo de potencia, mediante la siguiente ecuación:

$$n (\text{tornillo}) = \frac{n(\text{reductor2})}{i} \quad (56)$$

Datos:

n (tornillo) = Velocidad del tornillo en rpm

n (reductor 2) = 12,5 rpm

$i = 1,47$

Al reemplazar los datos en la ecuación (56) se obtiene lo siguiente:

$$n (\text{tornillo}) = \frac{12,5RPM}{1,47} = 8,5 RPM$$

La velocidad del tornillo de potencia anteriormente calculada de 8.5 rpm es la necesaria porque ayuda a evitar vibraciones innecesarias al sistema de transmisión y permite un movimiento lento de los rodillos que ayuda al centrado del alma sobre el patín.

Para poder comprobar la selección adecuada del reductor de velocidad, el catálogo del fabricante sugiere la siguiente ecuación para el cálculo de la potencia necesaria que va a consumir el reductor de velocidad, mediante la siguiente fórmula:

$$P' = \frac{T2 \cdot n2}{9550 \cdot RD} \quad (57)$$

Dónde:

P' = Potencia consumida del reductor de velocidad (Kw)

$n2$ = Velocidad angular de salida del motor que es $12,5 \frac{rev}{min}$ o $1,3 \frac{rad}{seg}$ (Anexo D)

$T2$ = Torque del reductor de velocidad que es de 108 N m (Anexo F)

RD = Rendimiento dinámico del reductor de velocidad que es 59 % (Anexo F)

Realizando las operaciones en la ecuación (57) se tiene lo siguiente:

$$P' = \frac{108 \text{ N m} \cdot 1,3 \frac{rad}{seg}}{9550 \cdot 0,59}$$

$$P' = 0,024 \text{ Kw o } 0,0322 \text{HP}$$

Así mismo es necesario comprobar el torque ideal del reductor , para lo cual se aplica la siguiente ecuación:

$$T(\text{reductor}) = \frac{T2}{i} \quad (58)$$

Dónde:

$T(\text{reductor})$ = Torque ideal del reductor (N m)

$i = 1,47$

$T2$ = Torque del reductor de velocidad que es de 108 N m (Anexo F)

Al reemplazar los datos en la ecuación (58) se obtiene lo siguiente:

$$T(\text{reductor}) = \frac{108}{1,47} = 73,46 \text{ N m}$$

Dónde el par de torsión del tornillo de potencia anteriormente calculado es el siguiente:

$$T_s = 12,23 \text{ N m}$$

Por lo tanto se comprueba que:

$$T (\text{reductor}) > T_s$$

$$73,46 \text{ N m} > 12,23 \text{ N m}$$

Con el fin de poder seleccionar un motor como referencia se procede a aplicar la siguiente ecuación de la potencia consumida por los reductores de velocidad:

$$P (\text{c.red}) = n (\text{red. Vel}) * P' + n (\text{tor. Pot}) * P_C \quad (59)$$

Dónde:

P (c.red) = Potencia corregida de los reductores

P_c = Potencia corregida del tornillo de potencia que es 0,0046 Hp

N (red. Vel) = Número de reductores de velocidad que son 4

P' = Potencia consumida del reductor de velocidad que es 0,0322 Hp

N (tor. Pot) = Número de tornillos de potencia que son 4

Al reemplazar los valores en la ecuación (59) se obtiene lo siguiente:

$$P (\text{c.red}) = (4 * 0,0322 + 4 * 0,0046) \text{ Hp}$$

$$P (\text{c.red}) = 0,0368 \text{ Hp}$$

La potencia calculada del sistema de reductores y tornillos de potencia es mínima lo cual comprueba la correcta selección de los reductores de velocidad porque al tener un consumo mínimo de potencia ayuda al motor a vencer la inercia producida por los otros elementos del sistema de transmisión.

3.4.2.4 Selección de una transmisión por cadena. Se procede a la selección de uno de los elementos de transmisión de la máquina a partir de los datos conocidos del motor y las revoluciones necesarias de salida del reductor de velocidad.

La mejor opción para este tipo de diseño es la cadena porque son las más recomendadas debido a su mantenimiento y el largo tiempo de duración.

Determinar la potencia de diseño

$$DH_p = P_m * f_s \quad (60)$$

Dónde :

P_m =Potencia del motor seleccionado que es de 1,5 HP

f_s = Factor de seguridad que es de 1,3 porque es motor eléctrico de carga no uniforme (Anexo G)

Al reemplazar la ecuación (60) se tiene que:

$$DH_p = 1,5Hp * 1,3$$

$$DH_p = 1,95Hp$$

En el catálogo REXNORD con potencia de diseño DH_p y N_1 de la catalina pequeña seleccionamos número de cadena como se observa en el Anexo G .

Por lo tanto se procede a seleccionar:

Tabla 11: Selección teórica de la cadena

# Hileras	N° Cadena
1	25

Fuente: Autores

Pero en el mercado no se la encontró y por tal motivo se procedió a seleccionar una cadena N°40. Además , con los números de cadena seleccionamos el paso para todas las hileras en el catálogo. ANEXO G.

Tabla 12: Selección de cadena aplicada a la máquina

# Hileras	N° Cadena	Pitch (p) in
1	40	0,5

Fuente: Autores

Con la velocidad más alta N_1 y con la potencia de diseño DH_p , seleccionamos el número de dientes en el rango que incluya a 1730 RPM que es el caso de la máquina que se está diseñando; además se escoge el tipo de lubricación como se indica a continuación: ANEXO G.

Tabla 13: Características principales de la catalina

# Hileras	Z1	Lubricación
1	11	B

Fuente Autores.

Con el número de dientes Z1 para todas las hileras seleccionamos el diámetro, como se indica a continuación: ANEXO G.

Tabla 14: Otras características de la catalina

# Hileras	Pitch diameter "d" in
1	1,775

Fuente: Autores

Selección de la transmisión de cadena por una hilera

$$K = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (61)$$

Dónde:

K = Relación de transmisión.

Z = Número de dientes.

Al despejar la variable Z_2 de la ecuación (61), se obtiene lo siguiente:

$$Z_2 = K * Z_1 \quad (62)$$

Dónde:

K = Relación de transmisión que es igual a 3,2

Z_1 = Número de dientes de la catalina 1 que es de 11

Al reemplazar los valores en la ecuación (62) se obtiene lo siguiente:

$$Z_2 = 3,2 * 11$$

$$Z_2 = 35,2 \text{ dientes.}$$

Con el número de dientes $Z_2 = 36$ redondeando a par o impar según Z_1 , seleccionamos el diámetro, como se indica a continuación: ANEXO G.

Se observa que el diámetro D de la rueda Z_2 es:

$$D = 5,7737 \text{ in}$$

Cálculo de los parámetros A , B,C y D

Para poder calcular el parámetro A es necesario conocer la distancia de centros que viene definida por la siguiente fórmula:

$$e \geq D + \frac{d}{2} \quad (63)$$

Dónde:

d = Diámetro de la rueda Z_1 que es 1,775 in

D = Diámetro de la rueda Z_2 que es 5,7737 in

Al reemplazar los valores en la ecuación (63), se obtiene lo siguiente:

$$e \geq 5,7737 + \frac{1,775}{2}$$

$$e \geq 6,661 \text{ in}$$

La ecuación del parámetro A, viene definida por la siguiente ecuación:

$$A = \frac{G - g}{2 * e} \quad (64)$$

Dónde:

G = Diámetro mayor D que es de 5,7737 in.

g = Diámetro menor d que es de 1,775 in.

e = Distancia entre los centros deseado que es de 6,661 in.

Al reemplazar los valores en la ecuación (64), se obtiene lo siguiente:

$$A = \frac{5,7737 - 1,775}{2 * 6,661}$$

$$A = 0,30015$$

Con el coeficiente A calculamos los valores de **B**, **C**, **D** en el catálogo ANEXO G interpolando si es necesario:

Tabla 15: Coeficientes para la selección de la cadena

A	B	C	D
0,30486	1,90480	0,40140	0,59860
0,30015	1,90736	0,40278	0,59722
0,30007	1,90740	0,40280	0,59720

Fuente: Autores

Cálculo del número de eslabones de la cadena

$$\text{Núm. de eslabones} = \frac{B * e}{p} + C * t + D * T \quad (65)$$

Dónde:

T = Número de dientes catalina grande que es de 36.

t = Número de dientes de catalina pequeña que es de 11.

P = Paso que es de 0,5 in.

B = Parámetro B que es 1,90736

C = Parámetro C que es 0,40278

D = Parámetro D que es 0,59722

e = Distancia entre centros que es 6,661 in.

Al reemplazar los valores en la ecuación (65) se obtiene lo siguiente:

$$\text{Núm. de eslabones} = \frac{1,90736 * 6,661}{0,5} + 0,40278 * 11 + 0,59722 * 36$$

$$\text{Núm. de eslabones} = 52,33 \text{ al aproximar } 53 \text{ eslabones}$$

Cálculo de la distancia corregida entre centros

$$E = \frac{(N - C * t - D * T) * p}{B} \quad (66)$$

Dónde:

B = Parámetro B que es 1,90736

C = Parámetro C que es 0,40278

D = Parámetro D que es 0,59722

N = Número de eslabones que es de 53

T = Número de dientes catalina grande que es de 36.

t = Número de dientes de catalina pequeña que es de 11.

P = Paso que es de 0,5 in

Al reemplazar en la ecuación (66), se obtiene lo siguiente:

$$E = \frac{(53 - 0,40278 * 11 - 0,59722 * 36) * 0,5}{1,90736}$$

$$E = 6,84 \text{ in.}$$

Cálculo de la velocidad de la cadena

$$S = \frac{T * P * N}{12} \quad (67)$$

Dónde :

S = Velocidad de la cadena

T = *núm. de dientes* 11 para Z_1 y 36 para Z_2 .

N = *rpm que son de* 1730 para Z_1 y $\frac{N_2}{K} = \frac{1730}{3.2} = 540,625$ para Z_2

P = *paso de* 0,5 para Z_1 y Z_2 .

En el caso de la rueda Z_1 al reemplazar los valores en la ecuación (67) se obtiene lo siguiente:

$$S = \frac{11 * 0,5 * 1730}{12} = 792,91 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

75

En el caso de la rueda Z_2 al reemplazar los valores en la ecuación (67) se obtiene lo siguiente:

$$S = \frac{36 * 0,5 * 540,625}{12} = 792,91 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

3.4.2.4.1 Cálculo de la carga de trabajo de la cadena

$$L = \frac{33000 * H}{S} \quad (68)$$

Dónde:

L = Carga de trabajo.

H = Potencia dada por el motor que es de 1,5 Hp.

S = Velocidad de la cadena que es de $792,91 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$

Al reemplazar los valores en la ecuación (68) se obtiene lo siguiente:

$$L = \frac{33000 * 1,5\text{Hp}}{792,91 \frac{\text{ft}}{\text{min}}}$$

$$L = 62,43 \text{ lbf.}$$

Cálculo del factor de seguridad de la cadena

$$fs = \frac{U}{L} \quad (69)$$

Dónde:

fs = Factor de seguridad

U = En el catálogo con número de hileras de 3700 lbf. (Anexo G)

L = Carga de trabajo que es de 34,34 lbf

Al reemplazar los valores en la ecuación (69) se obtiene lo siguiente:

$$fs = \frac{3700}{62,43} = 59,27$$

$$f_s = 59,27$$

Este factor de seguridad sale muy elevado porque se compró la cadena N°40 cuyas características son superiores a la cadena N°25 que no se encontró en el mercado.

3.4.2.5 Cálculo del eje de transmisión

Una vez realizado el diseño los engranajes cónicos rectos para luego seleccionar los reductores de velocidad y la transmisión por cadena se obtienen los parámetros de funcionamiento del eje de transmisión que a continuación se realiza el diseño de este elemento mecánico.

Cargas que soporta el Eje

En el caso del piñón son las siguientes fuerzas:

$$W_t (\text{piñón}) = 3549,3 \text{ N}$$

$$W_r (\text{piñón}) = 1095,54 \text{ N en el diagrama XY es P1 y P2}$$

$$W_a (\text{piñón}) = 684,55 \text{ N en el diagrama XZ es P2 y P3}$$

En el caso de la cadena:

$$T = 26,144 \text{ N m que es el torque observado en la figura 19.}$$

$$L = 62,43 \text{ lbf o } 277,47 \text{ N en el diagrama XZ es P1}$$

En el plano XZ

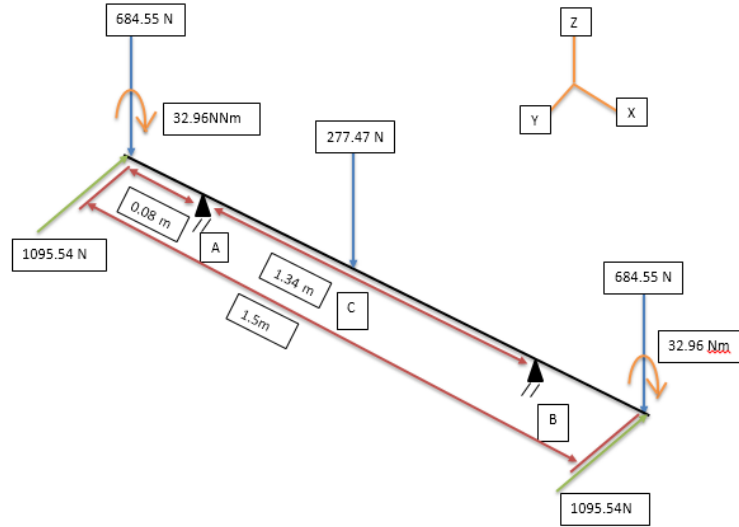
$$r_p (\text{Radio de la rueda}) = 9.375 \text{ mm o } 0.0093 \text{ m}$$

$$M_1 = M_2 = W_t (\text{piñón}) * r_p \tag{70}$$

Operando la ecuación (70) se tiene que:

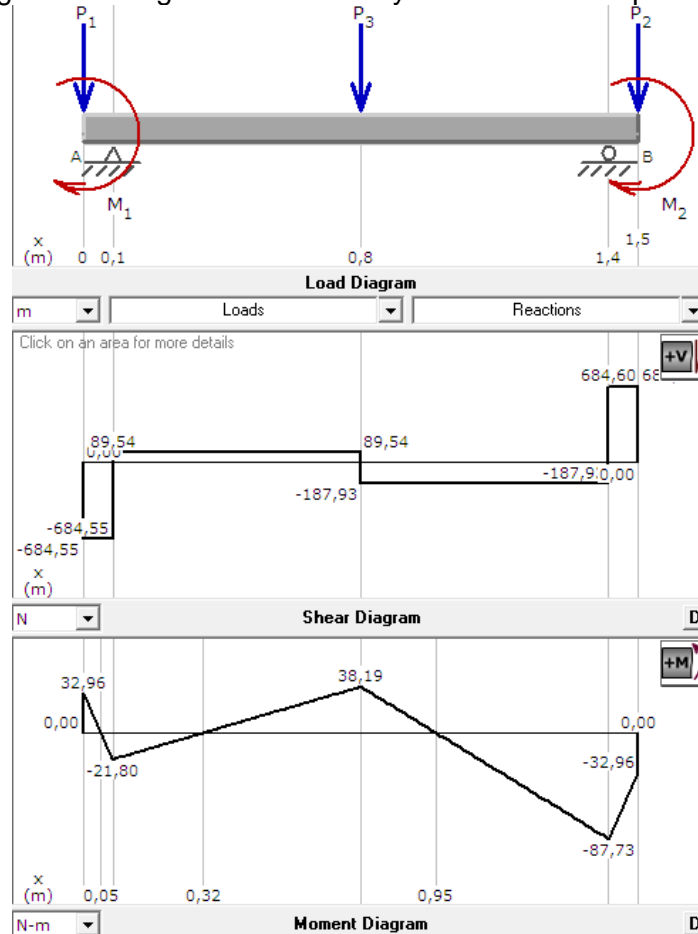
$$M_1 = 3549,3 \text{ N} * 0,0093 \text{ m} = 32,96 \text{ N m}$$

Figura 27: Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión



Fuente: Autores

Figura 28: Diagrama de fuerzas y momentos en el plano XZ



Fuente: Autores (Programa: MDSOLIDS 3.1).

Se obtienen las siguientes reacciones:

$R_{axz} = 779,09 \text{ N}$

$$R_{bxz} = 872,5 \text{ N}$$

$$R_{cxz} = 277,47 \text{ N}$$

Los momentos flectores máximos son los siguientes:

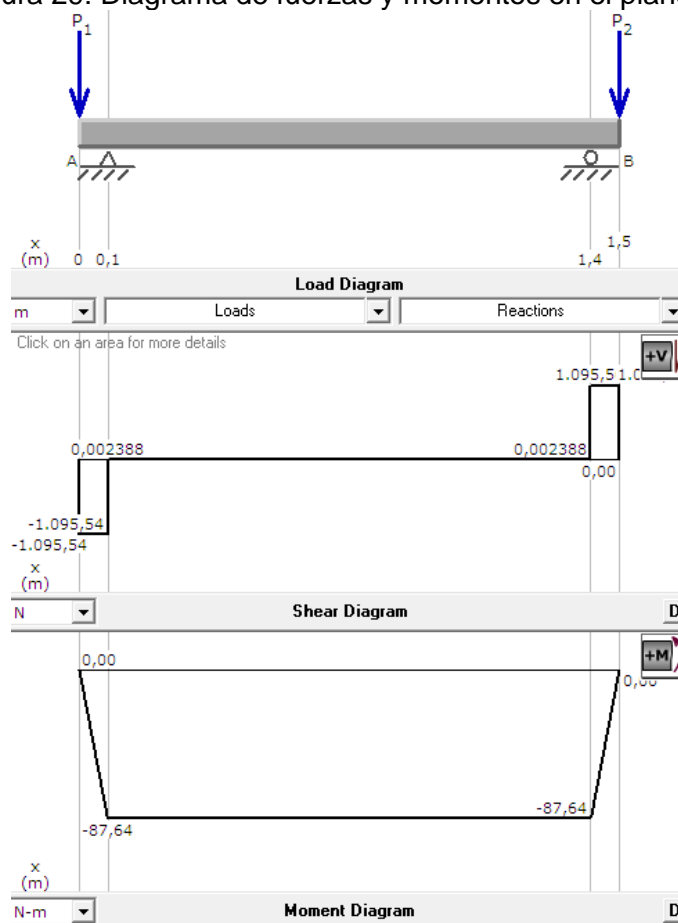
$$M_{axz} = 32,96 \text{ N m}$$

$$M_{bxz} = 120,69 \text{ Nm}$$

$$M_{cxz} = 38,19 \text{ Nm}$$

En el plano XY

Figura 29: Diagrama de fuerzas y momentos en el plano XY



Fuente: Autores (Programa: MDSOLIDS 3.1).

Se obtienen las siguientes reacciones:

$$R_{axy} = 1095,54 \text{ N}$$

$$R_{bxy} = 1095,54 \text{ N}$$

$$R_{cxy} = 0 \text{ N}$$

Los momentos flectores máximos son los siguientes:

$$M_{xy} = 87,64 \text{ N m}$$

$$M_{bx} = 87,64 \text{ N m}$$

$$M_{cxy} = 87,64 \text{ N m}$$

En la sección B - B se observa esfuerzos críticos, por lo tanto se procede a obtener los esfuerzos combinados de flexión y torsión.

$$Mb = \sqrt{M_{bxy}^2 + M_{bxz}^2} \quad (71)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (71) se obtiene lo siguiente:

$$Mb = \sqrt{(87,64)^2 + (120,6)^2} = 149,08 \text{ N m}$$

Así mismo se procede a calcular la fuerza combinada en el punto B:

$$Rb = \sqrt{R_{bxy}^2 + R_{bxz}^2} \quad (72)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (72) se obtiene lo siguiente:

$$Rb = \sqrt{(1095,54)^2 + (872,5)^2} = 1400,5 \text{ N}$$

Diseño dinámico del eje de transmisión

En este caso nos asumimos un diámetro $d = 3.5 \text{ cm}$ que equivale a $0,035 \text{ m}$

Flexión:

Al reemplazar los datos en la ecuación (28) se obtiene lo siguiente:

$$\nabla_{fa} = \frac{32 * 149.08}{\pi * (0,035)^3} = 35417292,4 \text{ Pa} = 35,42 \text{ MPa}$$

Corte:

$$\tau_a = 0$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (19) se obtiene lo siguiente:

$$\tau_m = \frac{16 * 26,144}{\pi * (0,035)^3} = 3105546,32 \text{ Pa} = 3,1 \text{ MPa}$$

Compresión:

Al reemplazar los datos en la ecuación (29) se obtiene lo siguiente:

$$\nabla_{mc} = \frac{4 * 1400,5}{\pi * (0,035)^2} = 1455650,598 \text{ Pa} = 1,45 \text{ MPa}$$

Al reemplazar los valores en la siguiente ecuación (26) se obtiene el siguiente valor:

$$\nabla_{eqa} = \sqrt{(35,42 + 0)^2 + 3 * (0)^2}$$

$$\nabla_{eqa} = 35,42 \text{ MPa}$$

Al reemplazar los valores en la siguiente ecuación (26) se obtiene el siguiente valor:

$$\nabla_{eqm} = \sqrt{(0 + 1,45)^2 + 3 * (3,1)^2}$$

$$\nabla_{eqm} = 5,59 \text{ MPa}$$

Tabla 16 Propiedades del acero AISI - 1020

Tipo de acero	AISI - 1020
S _{ut}	379 MPa
S _y	207 MPa

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis2/>

Al considerar como flexión pura, se aplica la siguiente ecuación:

$$S_e = 0,5 S_{ut} \tag{73}$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (73) se obtiene lo siguiente:

$$S_e = 0,5 * 379 = 189,5 \text{ Mpa}$$

El límite a la fatiga viene dado por:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_g * S_e' \quad (74)$$

Dónde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga medio

k_a = Factor de superficie

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de confiabilidad

k_d = Factor de temperatura

k_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos

k_g = factor de efectos diversos.

Los coeficientes modificativos son:

$k_a = 0.8$ (determino observando el Anexo H).

Para el k_b observar el anexo H, se procede a calcular mediante las siguientes condiciones:

$$k_b = 1,189(35)^{-0,097} = 0,8421$$

Para determinar k_c observar el Anexo H .

$$k_c = 0,897 \text{ con } 90\%$$

Para determinar k_d , se deben tomar en cuenta los siguientes criterios:

$$k_d = k_g = 1 \text{ en condiciones normales}$$

Para determinar k_t y q observar el anexo H.

$$k_t = 1,6$$

$$q = 0,75$$

Según la ecuación:

$$Ke = 1 + q(Kt - 1) \quad (75)$$

Al reemplazar en la ecuación (75) se obtiene lo siguiente:

$$Ke = 1 + 0.75(1,6 - 1) = 1,45$$

Por lo tanto:

$$Ke = 1,45$$

Entonces el límite de fatiga es:

$$Se = 0,8 * 0,8421 * 0,897 * 1,45 * 189,5 = 166,04 \text{ MPa}$$

Finalmente con estas cifras se las reemplaza en la ecuación de GOODMAN:

$$\frac{\nabla_{eqa}}{Se} + \frac{\nabla_{eqm}}{Sut} = \frac{1}{n} \quad (76)$$

Reemplazando los datos en la ecuación (76) se tiene lo siguiente:

$$\frac{35,42}{166,04} + \frac{5,59}{379} = \frac{1}{n}$$

$$n = 4,39$$

Al el factor de seguridad producido a fatiga de $n = 4,39$, se considera prudente porque el eje va a trabajar a carga variable y más adelante se va a comprobar si falla o no en rigidez.

Diseño estático del eje de transmisión

Conociendo los valores:

$$\nabla = 35,42 \text{ MPa}$$

$$T = 3,1 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (27) se tiene lo siguiente:

$$n = \frac{207}{\sqrt{(35,42)^2 + 3 * (3,1)^2}} = 5,77$$

La factor de seguridad estática n=5,77, es prudente y como anteriormente se mencionó se va a comprobar por rigidez con el fin de verificar si falla o no.

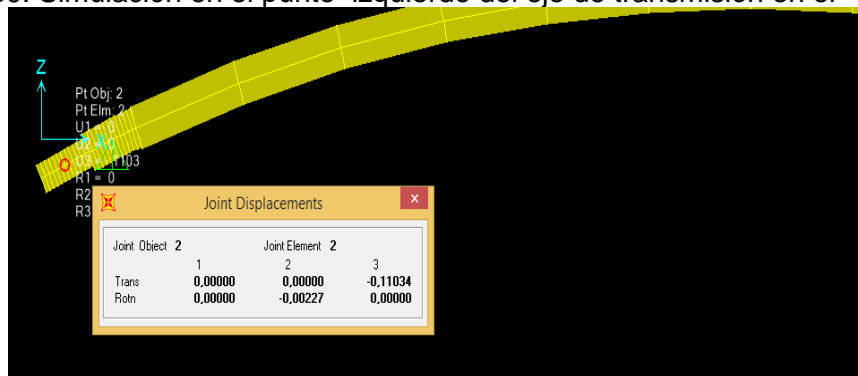
Cálculo de la rigidez del eje de transmisión

Una vez realizado el cálculo de los esfuerzos y factor de seguridad es necesario comprobar la rigidez del eje de transmisión porque es un cálculo fundamental en el diseño de la máquina de armado de perfil tipo "I" porque este elemento mecánico es crítico y permite transmitir el movimiento al resto de elementos mecánicos del sistema de transmisión.

A continuación se muestra la animación en SAP 2000 v 16, en la cual está las deformaciones en los planos XY y XZ representado en cada punto crítico.

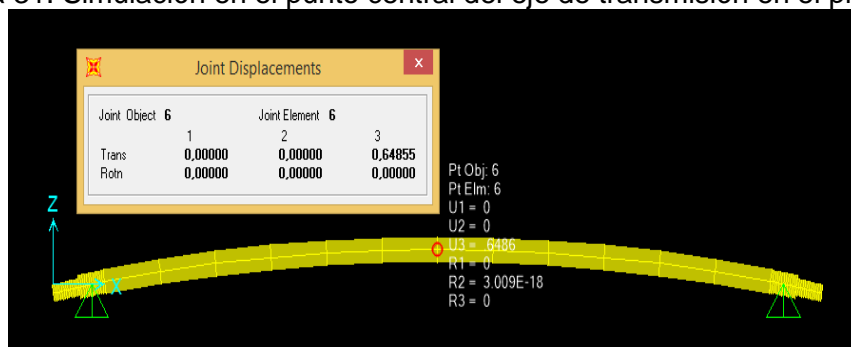
En el plano XY :

Figura 30: Simulación en el punto izquierdo del eje de transmisión en el plano XY



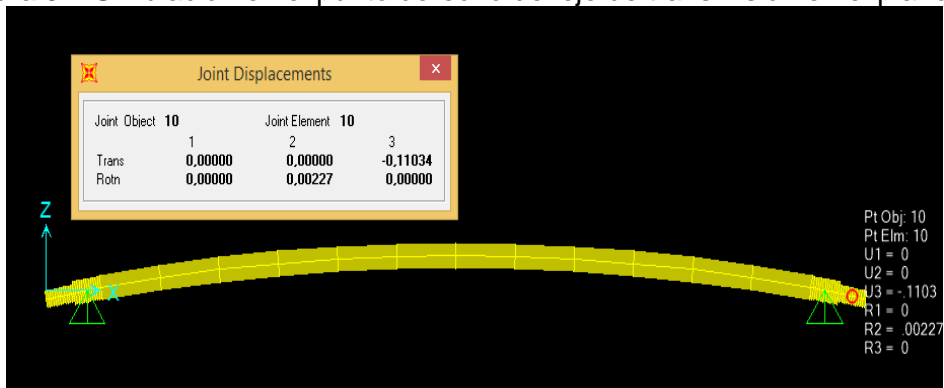
Fuente: Autores (Programa: SAP v 16)

Figura 31: Simulación en el punto central del eje de transmisión en el plano XY



Fuente: Autores (Programa: SAP v 16)

Figura 32: Simulación en el punto derecho del eje de transmisión en el plano XY



Fuente: Autores (Programa: SAP v 14)

Al observar los datos obtenidos en el programa SAP 2000 v14, se puede concluir lo siguiente:

Las deformaciones lineales [Y] producidas en el plano XY son las siguientes:

En el punto izquierdo:

$$[Y] = 0,11034 \text{ mm}$$

En el punto medio:

$$[Y] = 0,6486 \text{ mm}$$

En el punto derecho:

$$[Y] = 0,11034 \text{ mm}$$

Para comprobar el criterio de Ivanov (Observar el Anexo H), en este caso que soporta esfuerzos por ruedas dentadas cónicas es el siguiente:

$$[y] = (0,005 \dots \dots 0,007) * m \quad (77)$$

Dónde:

[y] = Deformación según el criterio de Ivanov al considerar la deformación se considera un coeficiente (0,007).

m = Módulo de la transmisión que es de 3.

Al reemplazar los valores en la ecuación (77), se obtiene lo siguiente:

$$[y] = (0,007) * 3$$

$$[y] = 0,021 \text{ in}$$

$$[y] = 0,5334 \text{ mm}$$

Al observar los datos se concluye lo siguiente:

$$[Y] < [y] \text{ (Condición ideal)}$$

En el punto izquierdo:

$$0,11034 \text{ mm} < 0,5334 \text{ mm}$$

En el punto medio:

$$0,6486 \text{ mm} > 0,5334 \text{ mm}$$

En el punto derecho:

$$0,11034 \text{ mm} < 0,5334 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se considera una deformación lineal que no es la idónea debido al punto medio; por lo que es necesario aumentar el número de apoyos para evitar esta deformación.

Las deformaciones angulares $[\varphi]$ producidas en el plano XY son las siguientes:

En el punto izquierdo:

$$[\varphi] = 0,0027 \text{ rad}$$

En el punto medio:

$$[\varphi] = 0,00 \text{ rad}$$

En el punto derecho :

$$[\varphi] = 0,0027 \text{ rad}$$

Según el criterio de Ivanov (Observar el Anexo H):, para rodamientos de bolas es la siguiente consideración:

$$[\varphi'] = 0,01 \text{ rad}$$

Al observar los datos se concluye lo siguiente:

$$[\varphi] < [\varphi'] \text{ (Condición ideal)}$$

En el punto izquierdo:

$$0,0027 \text{ rad} < 0,01 \text{ rad}$$

En el punto medio:

$$0,00 \text{ rad} < 0,01 \text{ rad}$$

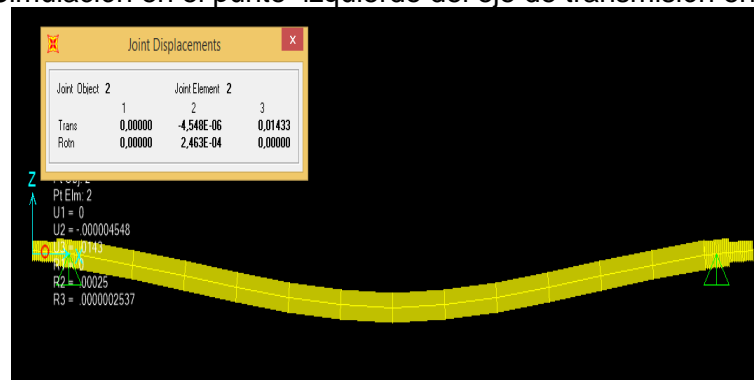
En el punto derecho:

$$0,0027 \text{ rad} < 0,01 \text{ rad}$$

Por lo tanto, se considera una deformación angular admisible.

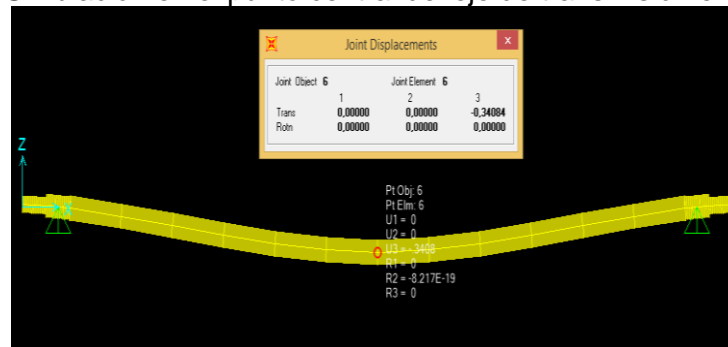
En el plano XZ:

Figura 33: Simulación en el punto izquierdo del eje de transmisión en el plano XZ



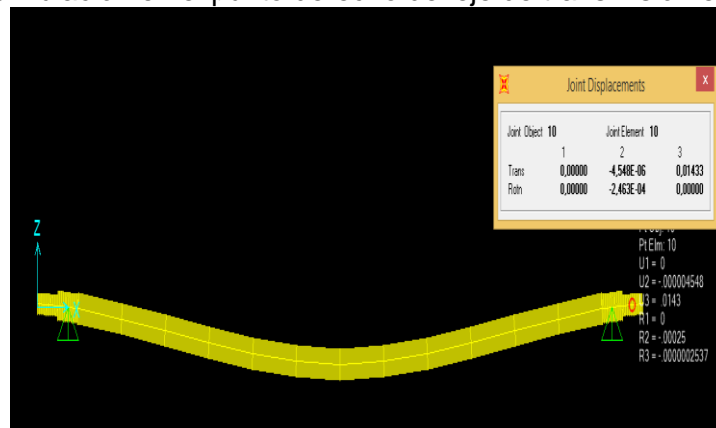
Fuente: Autores (Programa: SAP v 16)

Figura 34: Simulación en el punto central del eje de transmisión en el plano XZ



Fuente: Autores (Programa: SAP v 16)

Figura 35: Simulación en el punto derecho del eje de transmisión en el plano XZ



Fuente: Autores (Programa: SAP v 16)

Al observar los datos obtenidos en el programa SAP 2000 v16, se puede concluir lo siguiente:

Las deformaciones lineales [Y] producidas en el plano XZ son las siguientes:

En el punto izquierdo:

$$[Y] = 0,1433 \text{ mm}$$

En el punto medio:

$$[Y] = 0,3408 \text{ mm}$$

En el punto derecho:

$$[Y] = 0,1433 \text{ mm}$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (77), se obtiene lo siguiente:

$$[y] = (0,007) * 3 = 0,021 \text{ in o } 0,5334 \text{ mm}$$

Al observar los datos se concluye lo siguiente:

$$[Y] < [y] \text{ (Condición ideal)}$$

En el punto izquierdo:

$$0,1433 \text{ mm} < 0,5334 \text{ mm}$$

En el punto medio:

$$0,3408 \text{ mm} > 0,5334 \text{ mm}$$

En el punto derecho:

$$0,1433 \text{ mm} < 0,5334 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se considera una deformación lineal adecuada porque cumple con todas las condiciones.

Las deformaciones angulares $[\varphi]$ producidas en el plano XY son las siguientes:

En el punto izquierdo:

$$[\varphi] = 0,000246 \text{ rad}$$

En el punto medio:

$$[\varphi] = 0,0000 \text{ rad}$$

En el punto derecho :

$$[\varphi] = 0,000246 \text{ rad}$$

Según el criterio de Ivanov (Observar el Anexo H), para rodamientos de bolas es la siguiente consideración:

$$[\varphi'] = 0,01 \text{ rad}$$

Al observar los datos se concluye lo siguiente:

$$[\varphi] < [\varphi'] \text{ (Condición ideal)}$$

En el punto izquierdo:

$$0,0000246 \text{ rad} < 0,01 \text{ rad}$$

En el punto medio:

$$0,000 \text{ rad} < 0,01 \text{ rad}$$

En el punto derecho:

$$0,000246 \text{ rad} < 0,01 \text{ rad}$$

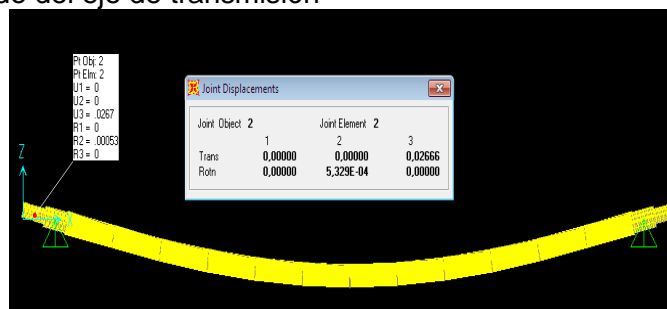
Por lo tanto, se considera una deformación angular admisible.

Cálculo de la velocidad crítica del eje de transmisión

A continuación se muestran los resultados de las deformaciones lineales que se obtuvieron en el programa Sap 2000 v 16.

En el plano XZ:

Figura 36: Simulación en Sap V 16 de la deformación producida por la velocidad crítica del punto izquierdo del eje de transmisión



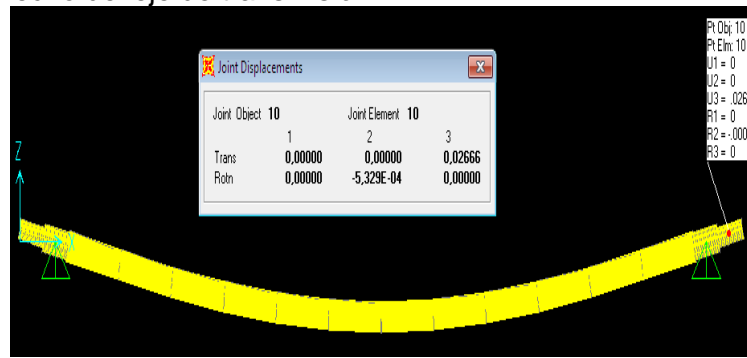
Fuente: Autores (Programa: SAP V 16)

Figura 37: Simulación en SAP v 16 de la deformación producida por velocidad crítica en el punto medio del eje de transmisión.



Fuente: Autores (Programa: SAP V 16)

Figura 38: Simulación en SAP v 16 de la deformación producida por la velocidad crítica en el punto derecho del eje de transmisión



Fuente: Autores (Programa: SAP V 16)

En el punto izquierdo del eje de transmisión:

$$[Y] = 0,0266 \text{ mm}$$

En el punto central del eje de transmisión:

$$[Y] = 0,229 \text{ mm}$$

En el apoyo derecho del eje de transmisión:

$$[Y] = 0,0266 \text{ mm}$$

Se realiza el cálculo sólo con el plano XZ , porque ahí influye más la gravedad.

Con los datos obtenidos de las deformaciones lineales en cada punto , se procede a calcular la velocidad crítica mediante el criterio de Rayleigh – Ritz.

Se representa mediante la siguiente ecuación:

$$wc = \sqrt{\frac{g \cdot \sum_1^j [Y]_{total} \cdot W}{\sum_1^j ([Y]_{total} \cdot W)^2}} \quad (78)$$

Dónde:

wc = Velocidad crítica $\left(\frac{rad}{seg}\right)$

g = Gravedad $\left(9.8 \frac{m}{s^2}\right)$

$[Y]_{total}$ = Deformación lineal total en mm

Anteriormente se obtuvo los valores de las deformaciones lineales; cuyos valores son los siguientes:

En el caso de los puntos izquierdos y derechos es de 0,0266 mm o sea 0,0000266 m.

En el caso del punto central es de 0,0229 mm o sea 0,0000229 m.

En el caso del punto izquierdo

W = Peso del elemento mecánico (N)

Con la ayuda del programa Solidworks 2014 se obtienen los siguientes datos:

En el caso de los puntos izquierdos y derechos el peso del engranaje cónico recto es de 48,78N.

En el caso del punto central el peso de la Catarina es 86,77N

Al reemplazar los valores en la ecuación (78), se obtiene lo siguiente:

$$wc = \sqrt{\frac{9,8 * ((0,0000266) * (48,78) + (0,0000229) * (82,55) + (0,0000266) * (48,78))}{((0,0000266) * (48,78) + (0,0000229) * (82,55) + (0,0000266) * (48,78))^2}}$$

$$wc = 54,62 \frac{rad}{seg} = 521,65RPM$$

Esta velocidad es menor a la que ingresa del motor mediante la transmisión de cadena que tiene una relación de transmisión $k = 3,2$; dicha velocidad es de 540,63 RPM. Por lo tanto:

$$wc < w_{real}$$

$$529,5 \text{ RPM} < 540,63 \text{ RPM}$$

Con este resultado de velocidad crítica se concluye que ligeramente es inferior a la velocidad real, por lo que se debe tener mucho cuidado al alinear el eje y se recomienda dividir al eje en tramos y acoplar matrimonios con el fin de reducir las vibraciones.

Selección de los accesorios del eje.

Selección de la chaveta

Al observar el Anexo H, se consideran las siguientes características de la chaveta:

$$W = H = 3/16" = 0,1875" = 0,476 \text{ cm}$$

$$H/2 = 3/32" = 0,09375" = 0,238125 \text{ cm}$$

Para comprobar que la selección sea la correcta se procede a comprobar por esfuerzo a corte.

Para lo cual se procede a calcular la fuerza necesaria aplicada sobre la chaveta:

$$F = \frac{2T}{d} \quad (79)$$

Dónde :

F = Fuerza necesaria aplicada sobre la chaveta.

T = Torque total aplicado sobre el eje que es 26,144 N m

d = Diámetro del eje que es 0,035m

Reemplazando los valores en la ecuación (79) se obtiene lo siguiente:

$$F = \frac{2 * (26,144)}{0,035} = 1493,94 \text{ N}$$

Tabla 17: Propiedades del acero AISI - 1010.

Tipo de acero	AISI - 1010
S _{ut}	179 MPa
S _y	324 MPa

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis2/>

A continuación se comprueba las siguientes condiciones en el dimensionamiento de las chavetas:

$$L \leq 1,5 d \quad (80)$$

y

$$L \geq 4 W \quad (81)$$

Por lo tanto:

Chaveta 1, 2 y 3:

$$W = H = 3/8 \text{ " } = 0,375 \text{ " } = 0,95 \text{ cm}$$

$$H/2 = 3/16 \text{ " } = 0,1875 \text{ " } = 0,476 \text{ cm}$$

$$L = 4,5 \text{ cm (Longitud estimada durante el montaje)}$$

Al reemplazar en las ecuaciones (80) y (81) respectivamente:

$$4,5 \text{ cm} \leq 1,5 * (3,5) \text{ cm}$$

$$4,5 \text{ cm} \leq 5,25 \text{ cm}$$

y

$$4,5 \text{ cm} \geq 4 * (0,95) \text{ cm}$$

$$4,5 \text{ cm} \geq 3,8 \text{ cm}$$

Se realizaron las chavetas con estas dimensiones por economizar material y fácil montaje.

Mediante la siguiente relación se procede a obtener el coeficiente de seguridad (f_s). A esfuerzo a corte.

Partiendo de la siguiente relación:

$$\frac{F}{W*L} = \frac{0,5*S_y}{f_s} \quad (82)$$

Obtengo la ecuación:

$$f_s = \frac{0,5 * S_y * W * L}{F} \quad (83)$$

Dónde:

n = Factor de seguridad

Sy = Para un acero AISI 1010 es 324 MPa

F = 1493,94 N

W = 0,95 cm = 0,0095 m

L = 4,5 cm = 0,045 m

Al reemplazar los datos en la ecuación (83) se obtiene lo siguiente:

$$f_s = \frac{0,5 * 324 * 10^6 * 0,0095 * 0,045}{1493,94} = 46,36$$

Por lo tanto el esfuerzo a corte es:

$$\tau_c = \frac{0,5 * S_y}{f_s} \quad (84)$$

Dónde:

τ_c = Esfuerzo a corte

Sy = Para un acero AISI 1010 es 324 Mpa

fs = Factor de seguridad es 46,36

Reemplazando los valores en la ecuación (84) se obtiene lo siguiente:

$$\tau_c = \frac{0,5 * (324)}{46,36} = 3,49 \text{ MPa}$$

A esfuerzo de aplastamiento:

Mediante la ecuación:

$$f_s = \frac{S_y * W * L}{2 * F} \quad (85)$$

Dónde:

n = Factor de seguridad

S_y = Para un acero AISI 1010 es 324 MPa

$F = 1493,94$ N

$W = 0,95$ cm = 0,0095 m

$L = 4,5$ cm = 0,045 m

Al reemplazar los datos en la ecuación (85) se obtiene lo siguiente:

$$f_s = \frac{324 * 10^6 * 0,0095 * 0,045}{2 * 1493,94} = 46,36$$

Por lo tanto el esfuerzo de aplastamiento es:

$$\tau_a = \frac{S_y}{n} \quad (86)$$

Dónde:

S_y = Para un acero AISI 1010 es 324 Mpa

n = Coeficiente de seguridad es 46,36

Reemplazando los valores en la ecuación (86) se obtiene lo siguiente:

$$\tau_a = \frac{324}{46,36} = 6,98 \text{ MPa}$$

Las chavetas están sobrediseñadas, porque están sometidas a cargas variables y su fácil montaje durante la construcción.

Selección de los rodamientos y las chumaceras

Se realizan los cálculos de las reacciones totales para los puntos A y B.

$$R_A = \sqrt{R_{Axz} + R_{Axy}} = \sqrt{(779,09)^2 + (1095,54)^2} = 1344,32 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bxz} + R_{Bxy}} = \sqrt{(872,5)^2 + (1095,54)^2} = 1400,5N$$

Se procede a calcular la velocidad angular necesaria mediante la siguiente fórmula:

$$w = \frac{v}{r} \quad (87)$$

Dónde:

r = Radio del eje que es 0,019 m

V = Velocidad de la cadena que es 792,91 ft/min que equivale a 4,028 m/seg

Reemplazando los valores en la ecuación (99) se obtiene lo siguiente:

$$w = \frac{4,028}{0,019} = 212 \frac{rad}{seg} = 2024,45 \text{ RPM}$$

Seleccionar la constante fl según la aplicación:

Ver el Anexo H .

Por lo tanto:

$$fl = 2,5$$

Seleccionar la constante fn según el Anexo H :

Al iterar los siguientes valores se obtiene lo siguiente:

RPM	fn
2000	0,2555
2024,45	fn
2200	0,2445

$$fn = 0,2542$$

En el caso del rodamiento A:

Rodamiento FAG de bolas de Contacto angular de una hilera

Figura 39: Selección de rodamiento FAG de bolas de contacto angular de una hilera

Carga dinámica equivalente

Rodamientos de bolas de contacto angular, serie 72B y 73B con un ángulo de contacto $\alpha = 40^\circ$

Rodamientos individuales:

$$P = F_r \quad [\text{kN}] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 1,14$$

$$P = 0,35 \cdot F_r + 0,57 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} > 1,14$$

Parejas de rodamientos en disposición en O ó en X:

$$P = F_r + 0,55 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 1,14$$

$$P = 0,57 \cdot F_r + 0,93 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} > 1,14$$

Fuente: Catálogo FAG, pág. 181

Por lo tanto:

$$F_a = 0$$

$$R_A = F_r = 1344,32 \text{ N}$$

Al diseñar para carga dinámica, se emplea la siguiente ecuación:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 1,14 \quad (88)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (88) se obtiene lo siguiente:

$$\frac{0}{1344,32} \leq 1,14$$

$$0 \leq 1,14$$

Por lo tanto:

$$P = F_r$$

$$P = 1344,32 \text{ N}$$

Observar el Anexo H, para la selección del rodamiento.

El rodamiento seleccionado es el FAG 7208B.TVP

$$C \text{ dinámico} = 32 \text{ KN}$$

$$C \text{ estático} = 23,2 \text{ KN}$$

Para comprobar si este rodamiento está correctamente seleccionado se aplica la siguiente ecuación:

$$C_{req} = \frac{fl}{f_n} * RA \quad (89)$$

Dónde:

$$fl = 2,5$$

$$f_n = 0,21$$

$$RA = 1344,32 \text{ que equivale a } 1,344 \text{ KN}$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (89) se obtiene lo siguiente:

$$C_{req} = \frac{2,5}{0,2542} * 1,344 = 13,21 \text{KN}$$

Por lo tanto si satisface ya que:

$$C_{req} < C \text{ dinámico.}$$

Se aplica la siguiente ecuación para saber cuánto tiempo durará el rodamiento:

$$fl = \frac{C_{dinámico} * f_n}{RA} \quad (90)$$

Dónde:

$$C_{dinámico} = 32 \text{ KN}$$

$$f_n = 0,2542$$

$$RA = 1,344 \text{ KN}$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (90) se obtiene lo siguiente:

$$fl = \frac{32 * 0,2542}{1,344} = 6,052$$

Con el factor fl se observa el Anexo H y se concluye que aproximadamente el rodamiento durará más de 100000 horas

En el caso del rodamiento B:

Rodamiento FAG con cuatro caminos de rodadura

Figura 40: Selección de rodamiento FAG con cuatro caminos de rodadura

Carga dinámica equivalente

$$P = F_r + 0,66 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,95$$

$$P = 0,6 \cdot F_r + 1,07 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} > 0,95$$

Para evitar que el rozamiento en los rodamientos con cuatro caminos de rodadura aumente demasiado, es aconsejable que la carga axial sea tan grande, que el conjunto de bolas se apoye solamente en dos caminos de rodadura, que es el caso cuando $F_a \cong 1,2 \cdot F_r$.

Fuente: Catálogo de rodamientos FAG, pág. 238

Por lo tanto:

$$F_a = 0$$

$$R_B = F_r = 1400,5 \text{ N}$$

Para diseñar para carga dinámica se emplea la siguiente ecuación:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,95 \quad (91)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (91) se obtiene lo siguiente:

$$\frac{0}{1400,5} \leq 0,95$$

$$0 \leq 0,95$$

Por lo tanto para obtener la fuerza P se aplica la siguiente ecuación:

$$P = F_r + 0,66 \cdot F_a \quad (92)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (92) se obtiene lo siguiente:

$$P = 1400,5 + 0,66 * 0 = 1400,5N$$

Observar el Anexo H , para la selección del rodamiento.

El rodamiento seleccionado es el FAG QJ208.TVP

C dinámico = 50 KN

C estático = 45,5 KN

Para comprobar si este rodamiento está correctamente seleccionado se aplica la siguiente ecuación (89):

Dónde:

$$fl = 2,5$$

$$fn = 0,2542$$

$$RB = 1400,5 N \text{ o } 1,4 KN$$

$$C_{req} = \frac{2,5}{0,2542} * 1,4 = 13,77KN$$

Por lo tanto si satisface ya que:

$$C_{req} < C \text{ dinámico.}$$

Se aplica la siguiente ecuación para saber cuánto tiempo durará el rodamiento:

Dónde:

Cdinámico= 50 KN

$$fn = 0,2542$$

$$RB = 1,4 KN$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (90) se obtiene lo siguiente:

$$fl = \frac{50 * 0,2542}{1,44} = 8,83$$

Con el factor f_l se observa el Anexo H y se concluye que aproximadamente el rodamiento durar más de 100000 horas.

En el caso de las chumaceras A y B se debe tomar en base al diámetro exterior del rodamiento que es de 80mm.

Por lo tanto con el dato $D = 80 \text{ mm}$ se procede a seleccionar las dos chumaceras en el Anexo H.

3.4.2.6 Cálculo del eje conducido

Cargas que soporta el Eje

En el caso de la rueda dentada son las siguientes:

$$W_t(\text{rueda}) = 4901,34 \text{ N}$$

$$W_r(\text{rueda}) = 1352,88 \text{ N en el diagrama XY son P1}$$

$$W_a(\text{rueda}) = 945,34 \text{ N en el diagrama XZ son P1}$$

$$T = 41,83 \text{ N}\cdot\text{m (Torque observado en la figura 19)}$$

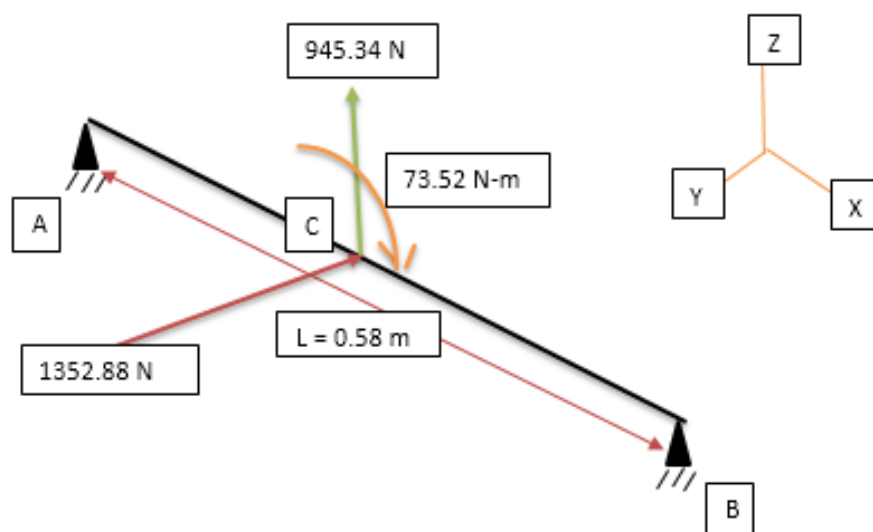
En el plano XZ

$$r_c(\text{radio de la rueda}) = 15 \text{ mm o } 0,015\text{m}$$

Operando la ecuación (65) se tiene que:

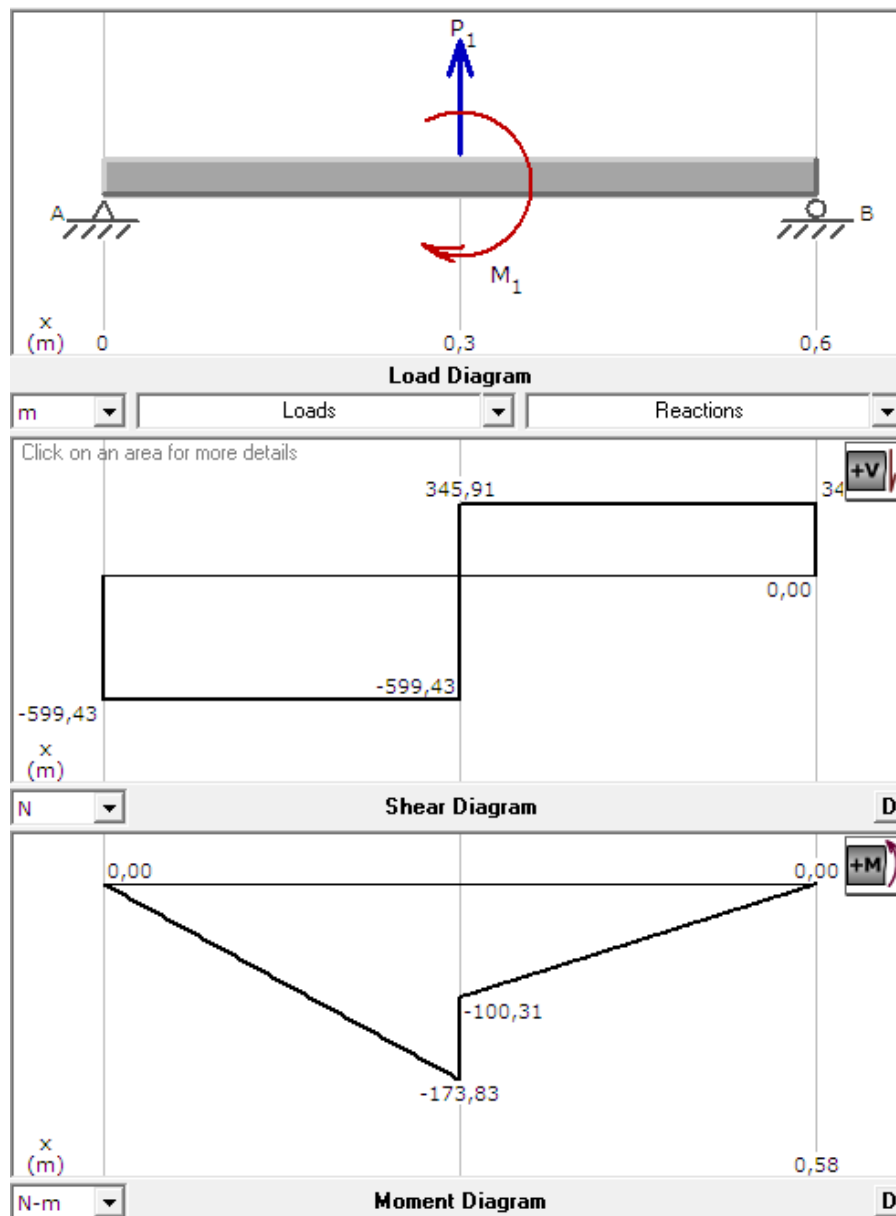
$$M_1 = 4901,34 \text{ N} \cdot 0,015 \text{ m} = 73,52 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Figura 41 : Diagrama de cuerpo libre del eje conducido



Fuente: Autores

Figura 42: Diagrama de fuerzas y momentos XZ



Fuente: Autores (Programa: MDSOLIDS 3.1).

Se obtienen las siguientes reacciones:

$$R_{axz} = 599,43 \text{ N}$$

$$R_{bxz} = 994,84 \text{ N}$$

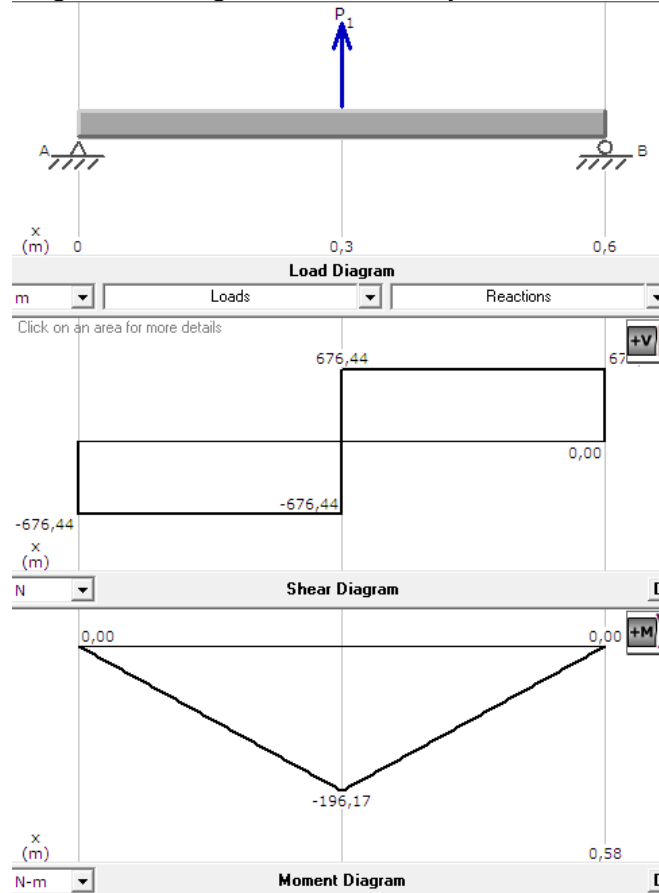
$$R_{cxz} = 345,91 \text{ N}$$

El momento máximo se lo encuentra en el punto C y es:

$$M_{cxz} = 173,83 \text{ N m}$$

En el plano XY

Figura 43: Diagrama de fuerzas y momentos XY



Se obtienen las siguientes reacciones:

$$R_{axy} = 676,44 \text{ N}$$

$$R_{bxy} = 676,44 \text{ N}$$

$$R_{cxy} = 1352,88 \text{ N}$$

El momento máximo se lo encuentra en el punto C y es:

$$M_{cxy} = 196,17 \text{ N m}$$

En la sección C- C se observa esfuerzos críticos, por lo tanto se procede a obtener los esfuerzos combinados de flexión y torsión.

Reemplazando los valores en la ecuación (71) se obtiene lo siguiente:

$$M_c = \sqrt{(196,17)^2 + (173,83)^2} = 262,1 \text{ N m}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (72) se obtiene lo siguiente:

$$R_c = \sqrt{(1352,88)^2 + (345,91)^2} = 1396,4 \text{ N}$$

Diseño dinámico del eje de transmisión

En este caso nos asumimos un diámetro $d = 3,175 \text{ cm}$ que equivale a $0,03175 \text{ m}$

Flexión:

$$\nabla_{fm} = 0$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (28) se obtiene lo siguiente:

$$\nabla_{fa} = \frac{32 * 262,91}{\pi * (0,03175)^3} = 83671204,68 \text{ Pa} = 83,67 \text{ MPa}$$

Corte:

$$\tau_a = 0$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (19) se obtiene lo siguiente:

$$\tau_m = \frac{16 * 41,83}{\pi * (0,03175)^3} = 6656206,48 \text{ Pa} = 6,65 \text{ MPa}$$

Compresión:

$$\nabla_{ac} = 0$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (29) se obtiene lo siguiente:

$$\nabla_{mc} = \frac{4 * 1396,4}{\pi * (0,03175)^2} = 1763731,61 \text{ Pa} = 1,76 \text{ MPa}$$

Aplicando el criterio de Von Misses para cada uno de los tipos de esfuerzos. Al reemplazar los valores en la siguiente ecuación (26) se obtiene el siguiente valor:

$$\nabla_{eqa} = \sqrt{(83,67 + 0)^2 + 3 * (0)^2}$$

$$\nabla_{eqa} = 83,67 \text{ Mpa}$$

Al reemplazar los valores en la siguiente ecuación (26) se obtiene el siguiente valor:

$$\nabla_{eqm} = \sqrt{(0 + 1,76)^2 + 3 * (6,65)^2}$$

$$\nabla_{eqm} = 11,65 \text{ Mpa}$$

Tabla 18: Propiedades del acero AISI - 1020

Tipo de acero	AISI - 1020
S _{ut}	379 MPa
S _y	207 MPa

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis2/>

Al reemplazar los datos en la ecuación (85) se obtiene lo siguiente:

$$Se = 0,5 * 379 = 189,5 \text{ MPa}$$

Los coeficientes modificativos son:

K_a = 0,8 Observar el Anexo H

Para el k_b observar el Anexo H, se procede a calcular mediante las siguientes condiciones:

$$K_b = 1,189(31,75)^{-0,097} = 0,8501$$

Para determinar K_c observar el Anexo H:

K_c = 0,814 con 99%

Para determinar K_d , se deben tomar en cuenta los siguientes criterios:

$K_d = K_g = 1$ en condiciones normales.

Para determinar K_t y q observar el anexo H.

$K_t = 1,6$

$q = 0,75$

Al reemplazar en la ecuación (75) se obtiene lo siguiente:

$$K_e = 1 + 0,75(1,6 - 1) = 1,45$$

Por lo tanto:

$K_e = 1,45$

Entonces el límite de fatiga es:

$$S_e = 0,8 * 0,8501 * 0,814 * 1,45 * 189,5 = 152,105 \text{ MPa}$$

Finalmente con estas cifras se las reemplaza en la ecuación de GOODMAN al reemplazar los datos en la ecuación (76), se tiene lo siguiente:

$$\frac{83,67}{152,105} + \frac{11,65}{379} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1,72$$

Al observar el factor de seguridad a fatiga $n = 1,72$, se concluye que es prudencial porque este elemento mecánico va a trabajar a cargas variables.

Diseño estático del eje de transmisión

Conociendo los valores:

$\nabla = 83,67 \text{ MPa}$

T = 11,65 MPa

Reemplazando los valores en la ecuación (27) se tiene lo siguiente:

$$n = \frac{207}{\sqrt{(83,67)^2 + 3 * (11,438)^2}} = 6,107$$

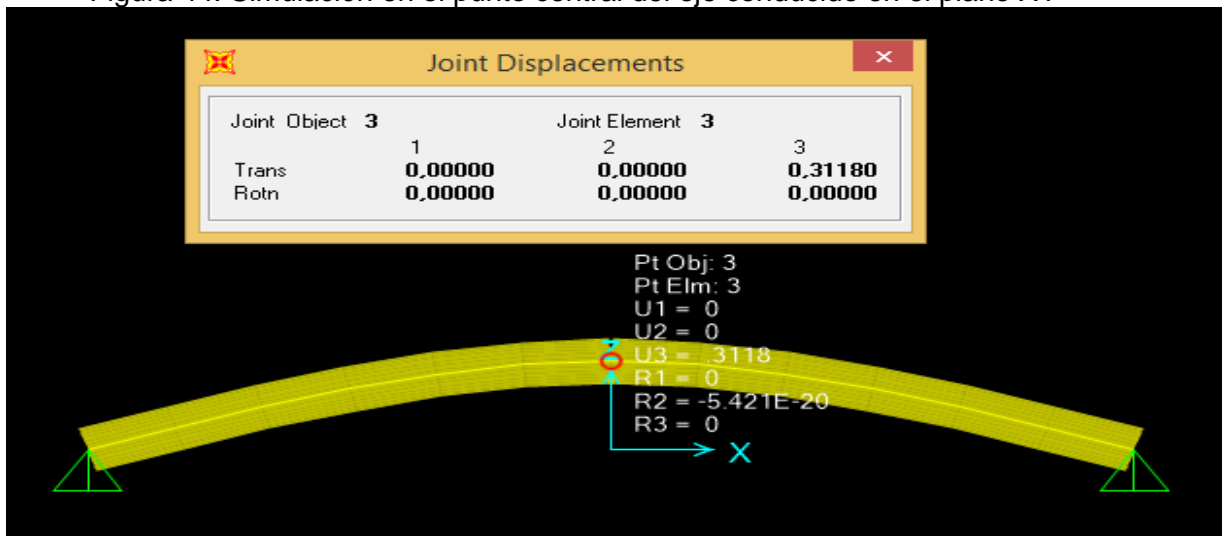
Al observar el factor de seguridad estática n= 6,107, se concluye que es prudencial porque este elemento mecánico va a trabajar a cargas variables.

Cálculo de la rigidez del eje de transmisión

A continuación se muestra la animación en SAP 2000 v 16, en la cual está las deformaciones en los planos XY y XZ representado en cada punto crítico.

En el plano XY :

Figura 44: Simulación en el punto central del eje conducido en el plano XY



Fuente: Autores (Programa: SAP v 16)

Las deformaciones lineales [Y] producidas en el plano XY son las siguientes:

En el punto medio:

[Y] = 0,3118 mm

Para comprobar el criterio de Ivanov (Observar el Anexo H), en este caso que soporta esfuerzos por ruedas dentadas cónicas al reemplazar los valores en la ecuación (89), se obtiene lo siguiente:

$$[y] = (0,007) * 3$$

$$[y] = 0,021 \text{ in}$$

$$[y] = 0,5334 \text{ mm}$$

Al observar los datos se concluye lo siguiente:

$$[Y] < [y] \text{ (Condiciones ideales)}$$

En el punto medio:

$$0,3118 \text{ mm} < 0,5334 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se considera una deformación lineal idónea porque cumple con la condición.

Las deformaciones angulares $[\varphi]$ producidas en el plano XY son las siguientes:

En el punto medio:

$$[\varphi] = 0,00 \text{ rad}$$

Según el criterio de Ivanov (Observar el Anexo H), para rodamientos de bolas es la siguiente consideración:

$$[\varphi'] = 0,01 \text{ rad}$$

Al observar los datos se concluye lo siguiente:

$$[\varphi] < [\varphi'] \text{ (Condición ideal)}$$

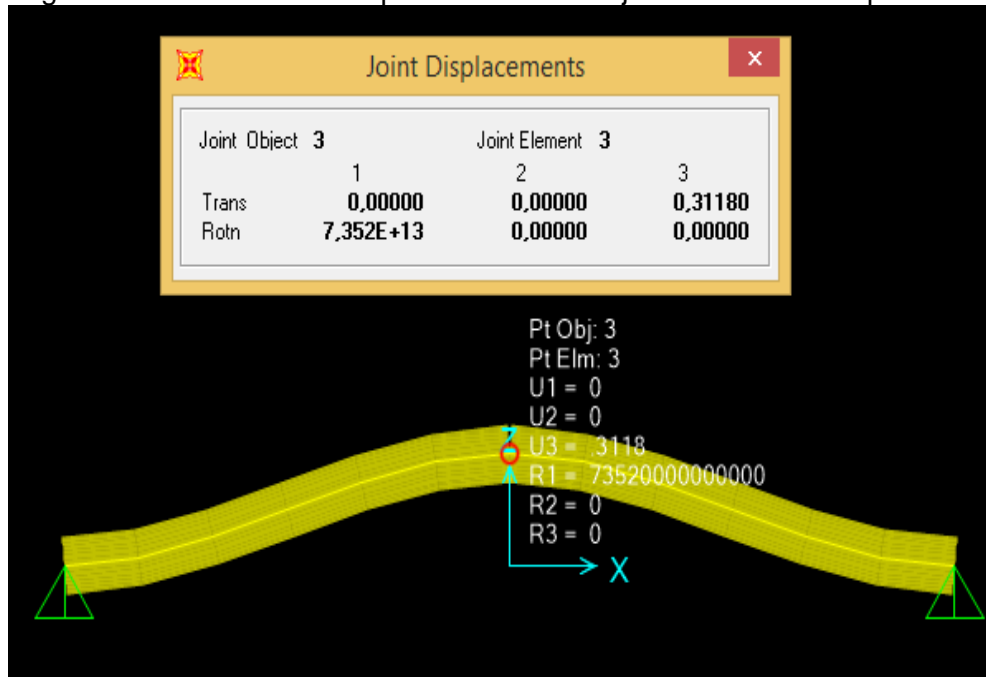
En el punto medio:

$$0,00 \text{ rad} < 0,01 \text{ rad}$$

Por lo tanto, se considera una deformación angular admisible.

En el plano XZ:

Figura 45: Simulación en el punto central del eje conducido en el plano XZ



Fuente: Autores (Programa: SAP v 16)

Al observar los datos obtenidos en el programa SAP 2000 v16, se puede concluir lo siguiente:

Las deformaciones lineales [Y] producidas en el plano XZ son las siguientes:

En el punto medio:

$$[Y] = 0,3118 \text{ mm}$$

Para comprobar el criterio de Ivanov (Observar el Anexo H), en este caso que soporta esfuerzos por ruedas dentadas cónicas es el siguiente al reemplazar los valores en la ecuación (89), se obtiene lo siguiente:

$$[y] = (0,007) * 3 = 0,021 \text{ in o } 0,534 \text{ mm}$$

Al observar los datos se concluye lo siguiente:

$$[Y] < [y] \text{ (Condición ideal)}$$

En el punto medio:

$$0,3118 \text{ mm} < 0,5334 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se considera una deformación lineal adecuada porque cumple la condición.

Las deformaciones angulares $[\varphi]$ producidas en el plano XY son las siguientes:

En el punto medio:

$$[\varphi] = 0,0000 \text{ rad}$$

Según el criterio de Ivanov (Observar el Anexo H), para rodamientos de bolas es la siguiente consideración:

$$[\varphi'] = 0,01 \text{ rad}$$

Al observar los datos se concluye lo siguiente:

$$[\varphi] < [\varphi'] \text{ (Condición ideal)}$$

En el punto medio:

$$0,00 \text{ rad} < 0,01 \text{ rad}$$

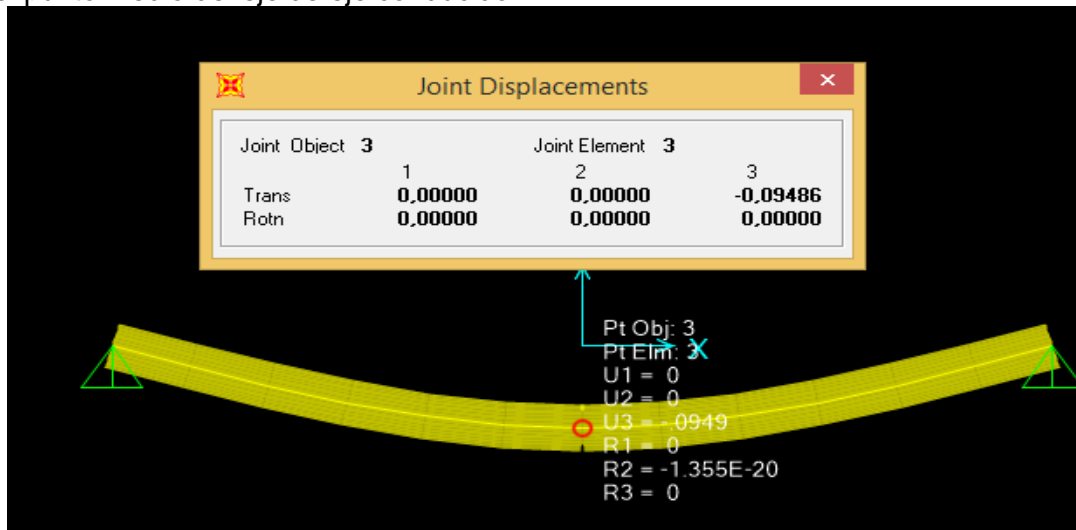
Por lo tanto, se considera una deformación angular admisible.

Cálculo de la velocidad crítica del eje conducido

A continuación se muestran los resultados de las deformaciones lineales que se obtuvieron en el programa Sap 2000 v 16.

En el plano XZ

Figura 46: Simulación en Sap V 16 de la deformación producida por la velocidad crítica del punto medio del eje de eje conducido



Fuente: Autores (Programa: SAP V 16)

En el punto central del eje de transmisión:

$$[Y] = 0,229 \text{ mm}$$

Se realiza el cálculo sólo con el plano XZ , porque ahí influye más la gravedad.

Con los datos obtenidos de las deformaciones lineales en cada punto , se procede a calcular la velocidad crítica mediante el criterio de Rayleigh – Ritz, que es representado mediante la ecuación (78):

Dónde:

$$w_c = \text{Velocidad crítica } \left(\frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$$

$$g = \text{Gravedad } \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$[Y]_{\text{total}} = \text{Deformación lineal total en mm}$$

Anteriormente se obtuvo los valores de las deformaciones lineales; cuyos valores son los siguientes:

En el caso del punto central es de 0,09486 mm o sea 0,00009486 m.

$$W = \text{Peso del elemento mecánico (N)}$$

Con la ayuda del programa Solidworks 2014 se obtienen los siguientes datos:

En el caso del punto central el peso de la engranaje es 85,3 N

Al reemplazar los valores en la ecuación (78), se obtiene lo siguiente:

$$w_c = \sqrt{\frac{9.8 * ((0,00009486) * (85,3))}{((0,00009486) * (85,3))^2}}$$

$$w_c = 34,8 \frac{rad}{seg} = 332,31RPM$$

Esta velocidad es menor a la que ingresa del motor mediante la transmisión de cadena que tiene una relación de transmisión $k = 1,6$; dicha velocidad es de 337,89 RP y para comprobar se aplica la siguiente condición.

Por lo tanto:

$$w_c < w_{real}$$

Se obtiene:

$$332,31 \text{ RPM} < 337,89 \text{ RPM}$$

Con este resultado de velocidad crítica se concluye que ligeramente es inferior a la velocidad real, por lo que se debe tener mucho cuidado al alinear el eje y se recomienda dividir al eje en tramos y acoplarlos a matrimonios con el fin de reducir las vibraciones.

Selección de los accesorios del eje.

Selección de la chaveta

Al observar el Anexo H , se consideran las siguientes características de la chaveta:

$$W = H = 1/4 \text{ "} = 0,25 \text{ "} = 0,635 \text{ cm}$$

$$H/2 = 1/8 \text{ "} = 0,125 \text{ "} = 0,3175 \text{ cm}$$

Para comprobar que la selección sea la correcta se procede a comprobar por esfuerzo a corte.

Para lo cual se procede a calcular la fuerza necesaria aplicada sobre la chaveta.

Reemplazando los valores en la ecuación (79) se obtiene lo siguiente:

$$F = \frac{2 * (41,83)}{0,03175} = 2634,96 \text{ N}$$

Tabla 19: Propiedades del acero AISI – 1010

Tipo de acero	AISI – 1010
S _{ut}	179 MPa
S _y	324 MPa

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis2/>

A continuación se comprueba las siguientes condiciones en el dimensionamiento de las chavetas. Por lo tanto:

Chaveta 4:

$$W = H = 1/4 \text{ " } = 0,25 \text{ " } = 0.635 \text{ cm}$$

$$H/2 = 1/8 \text{ " } = 0,125 \text{ " } = 0,3175 \text{ cm}$$

$$L = 4,5 \text{ cm (Longitud estimada durante el montaje)}$$

Al reemplazar en las ecuaciones (80) y (81) respectivamente:

$$4,5 \text{ cm} \leq 1,5 * (3,175) \text{ cm}$$

$$4,5 \text{ cm} \leq 4,76 \text{ cm}$$

y
$$4,5 \text{ cm} \geq 4 * (0,635) \text{ cm}$$

$$4,5 \text{ cm} \geq 2,54 \text{ cm}$$

Se realizaron las chavetas con estas dimensiones por economizar material.

Mediante la siguiente relación se procede a obtener el coeficiente de seguridad (fs):

A esfuerzo a corte:

Dónde:

n = Factor de seguridad

Sy = Para un acero AISI 1010 es 324 MPa

F = 2634,96 N

W = 0,95 cm = 0,0095 m

L = 4,5 cm = 0,045 m

Al reemplazar los datos en la ecuación (83) se obtiene lo siguiente:

$$f_s = \frac{0,5 * 324 * 10^6 * 0,0095 * 0,045}{2634,96} = 26,28$$

Por lo tanto el esfuerzo a corte es:

Reemplazando los valores en la ecuación (84) se obtiene lo siguiente:

$$\tau_c = \frac{0,5 * (324)}{26,28} = 6,16 \text{ MPa}$$

A esfuerzo de aplastamiento:

Al reemplazar los datos en la ecuación (85) se obtiene lo siguiente:

$$f_s = \frac{324 * 10^6 * 0,0095 * 0,045}{2 * 2634,96} = 26,28$$

Por lo tanto el esfuerzo de aplastamiento es:

Reemplazando los valores en la ecuación (86) se obtiene lo siguiente:

$$\tau_a = \frac{324}{26,28} = 12,33 \text{ MPa}$$

Las chavetas están sobrediseñadas, porque están sometidas a cargas variables y su fácil montaje durante la construcción.

3.4.2.7 Comprobación de la selección del motor : Anteriormente se estableció que el motor adecuado era de una potencia de 1.5Hp, pero sin considerar los momentos de inercia de los elementos del sistema de transmisión.

Para lo cual se procedió a obtener dichos momentos de inercia mediante el programa Solidworks 2014; para lo cual en la siguiente figura se observa los resultados.

Tabla 20: Cálculo de momentos de inercia y potencias

Nombre	I= Momento de inercia (Kg *m ²)	$\alpha = W / t$ (rad /s ²)	T = I* α (N-m)	P = T* N (Watts)	P (Hp)
Eje Motriz	0,00672	12,077	0,79634	144,088	0,187
Eje Conducido	0,01673	12,077	1,98007	358,71	0,4663
Rueda dentada cónica motriz	0,000043	12,077	0,005	0,9219	0,00119
Rueda dentada cónica conducida	0,000097	12,077	0,0114	2,0798	0,00227
Catarina Motriz	0,0000034	12,077	0,0004	0,0729	0,000009
Catarina Conducida	0,000086	12,077	0,0101	1,843	0,00239
Sumatoria					0,6604

Fuente: Autores

Para los cálculos mostrados en la Tabla 20 se realizó las siguientes consideraciones:

$$w = 1730 \text{ RPM} = 181,165 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$t = 15 \text{ seg}$$

Observando los datos de la Tabla 20, la sumatoria de las potencias considerando la inercia es la siguiente:

$$P (\text{c.red}) = 0,0368 \text{ Hp}$$

$$P \text{ Total} = 0,66 \text{ Hp}$$

Por lo tanto para la potencia real del motor es la siguiente:

$$P_{real} = P(\text{c.red}) + P_{total} \quad (92)$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (92) se obtiene lo siguiente:

$$P_{real} = 0,0368HP + 0,66 HP = 0,6968 HP$$

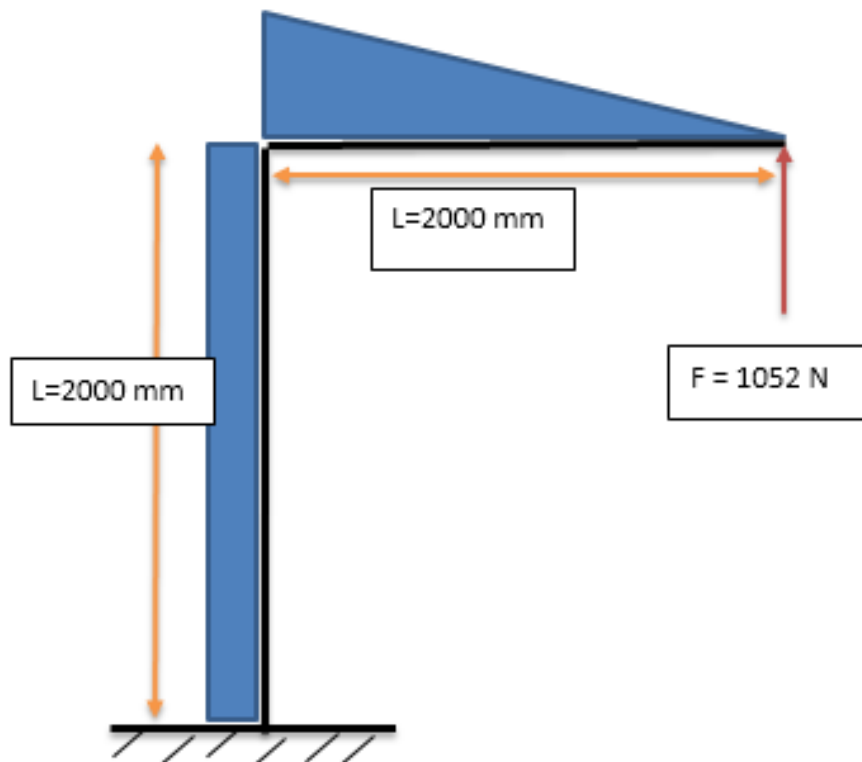
Por lo tanto se comprueba que para un motor de 1,5 HP , está sobre dimensionado pero garantiza poder vencer la inercia producida por cada uno de los elementos mecánicos del sistema de transmisión.

3.5 Diseño del Sistema de Soporte

3.5.1 Selección de las Garruchas. Observar el anexo I

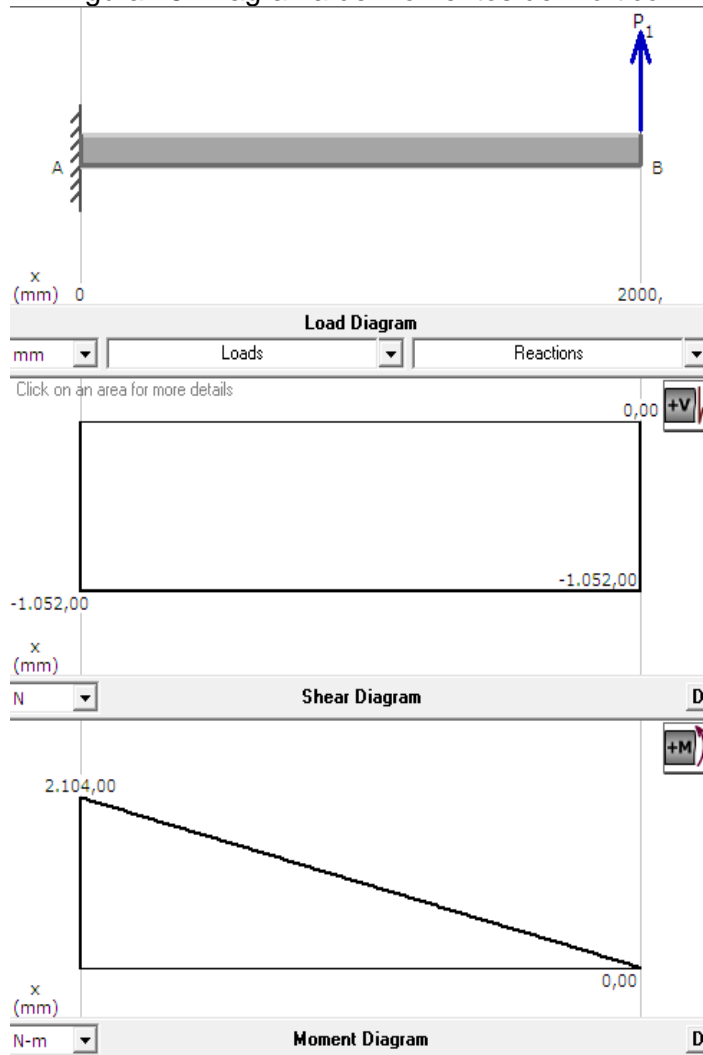
3.5.2 Diseño del pórtico. El criterio de diseño del pórtico se lo hará en base a la máxima fuerza que tendrá que soportar el mismo y en este caso es de 1052 N que fue la carga máxima para poder diseñar la cortina del sistema de prensa del alma. Para lo cual se procede a realizar los diagramas de momentos del mismo con el fin de obtener los momentos máximos.

Figura 47: Diagrama de cuerpo libre del pórtico



Fuente: Autores

Figura 48: Diagrama de momentos del Pórtico



Fuente: Autores (Programa MD SOLIDS 3.1).

Al observar el siguiente diagrama en donde se comprueba el traslado de los momentos se procede a seleccionar el perfil tipo IPE adecuado del cual será construido el pórtico.

Determinación del momento flector máximo:

Al observar el diagrama de momentos flectores de acuerdo a la figura 49, se tiene que:

$$M_{\text{max}} = 2104 \text{ Nm} = 214,69 \text{ Kg m}$$

Además se toma el S_y para un acero A 36 que es un acero comercial y su valor es:

$$S_y = 25310500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Cálculo del momento resistente necesario:

Datos:

$$M_{\text{fmax}} = 214,69 \text{ Kg m}$$
$$S_y = 25310500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

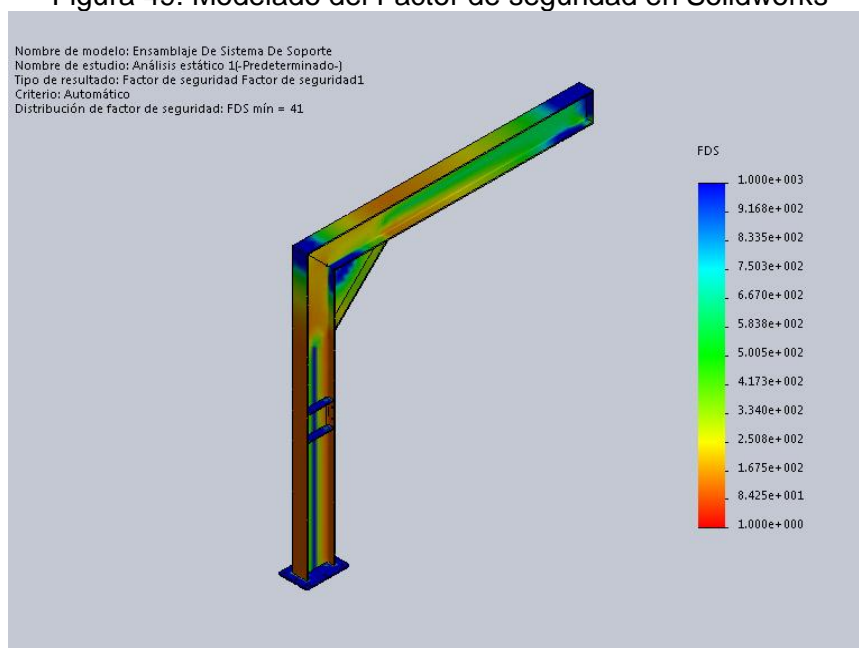
Remplazando y resolviendo en la ecuación (21), se tiene:

$$Z_{\text{req}} = 12,85 \text{ cm}^3$$

Con el valor se procede a seleccionar el perfil adecuado, que para nuestro caso es un IPE 100 porque el modulo resistente de este perfil es $34,52\text{cm}^3$, dicho valor es mayor que $12,85 \text{ cm}^3$. Observar el anexo J.

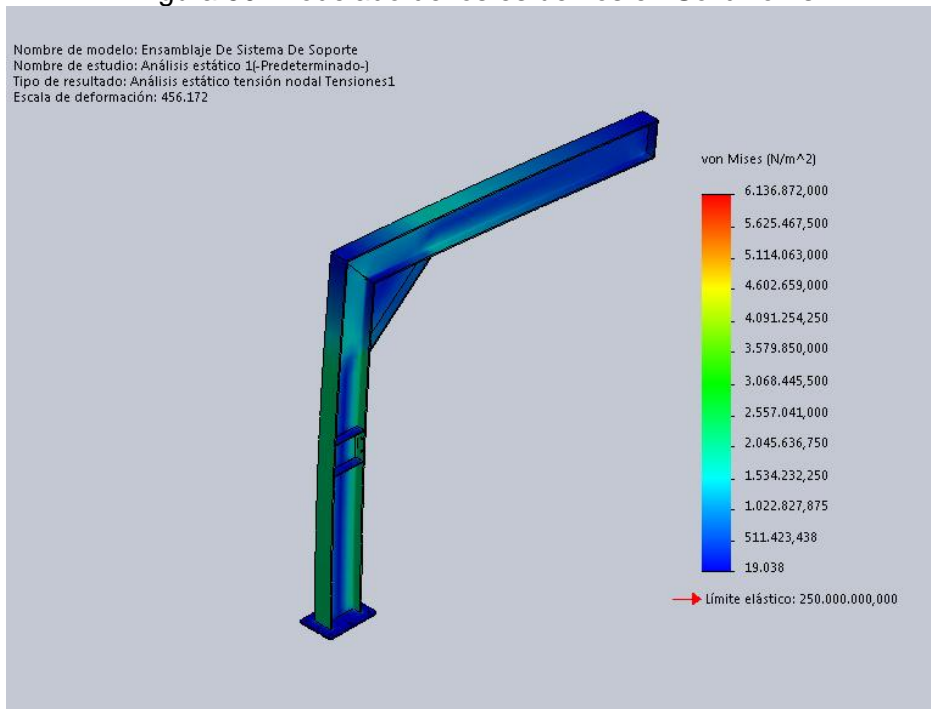
3.5.3 Comprobación del diseño del sistema de soporte en Solidworks. Es necesario comprobar que el cálculo realizado de forma manual de los elementos críticos del sistema de desplazamiento lateral sea comprobado el factor de seguridad y los esfuerzos. Para la animación se tomó en cuenta como se construyó en la realidad porque a pedido del dueño de la máquina se decidió sobredimensionar con una IPE 200, para lo cual se realizó la simulación en Solidworks y se obtuvo los siguientes resultados representadas en las imágenes mostradas a continuación:

Figura 49: Modelado del Factor de seguridad en Solidworks



Fuente: Autores (Programa: Solidworks 2014).

Figura 50: Modelado de los esfuerzos en Solidworks



Fuente: Autores (Programa: Solidworks 2014)

Por lo tanto se concluye que el diseño del sistema de desplazamiento lateral en sus elementos críticos da un factor de seguridad de 40,7374 como mínimo, y en el caso del diagrama de esfuerzos da $6,137 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$ que es el máximo esfuerzo inferior al límite elástico del material que es $250 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$.

3.6 Diseño del Sistema Base – Bancada

El dimensionamiento del Sistema Base –Bancada consta de las siguientes partes:

- Dimensionamiento del Reposo del Alma
- Dimensionamiento de los Largueros de mesa
- Dimensionamiento de las Patas de la mesa

3.6.1 Dimensionamiento del Reposo del Alma. Una vez realizado el diseño del sistema de prensa se procede a obtener los pesos totales con la ayuda del programa Solidworks 2014, que servirán para obtener el peso total que soporta el elemento reposo del Alma.

Peso de la cortina de prensado de alma:

$$W_{cortina} = 3667,89N$$

Peso de una IPE 600 de 6 m, se considera dicha IPE porque va a ser la más grande que la máquina pueda elaborar:

$$W_{IPE\ 600} = 7173,6\ N$$

Peso de los accesorios (Tornillos de potencia, volantes, manzanas, manubrios, bocines y tapa de volante):

$$W_{accesorios} = 415,514\ N$$

Se obtiene el peso total de diseño para el reposo del alma mediante la siguiente ecuación:

$$W_{reposo-alma} = W_{cortina} + W_{IPE\ 600} + W_{accesorios} \quad (93)$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (93) se obtiene lo siguiente:

$$W_{reposo-alma} = (3667,89 + 7173,6 + 415,514)\ N$$

$$W_{reposo-alma} = 11257,004\ N$$

Pero esta fuerza está distribuida a lo largo del elemento reposo del alma por lo tanto la verdadera carga es la siguiente:

$$W_{reposo-alma} = 11257,004\ N$$

$$L = 4\ m$$

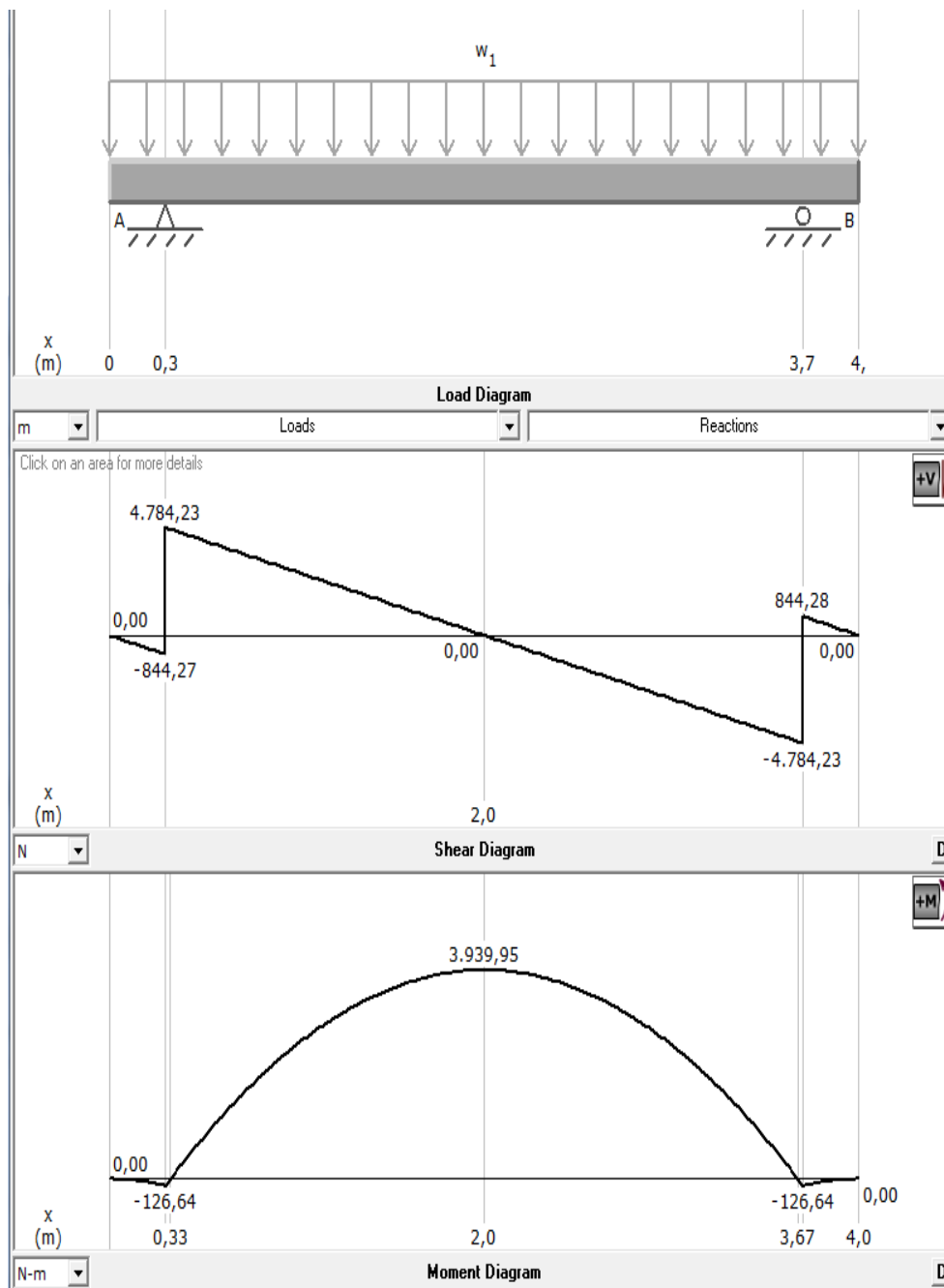
Dónde:

$$q = \frac{W_{reposo-alma}}{L} \quad (94)$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (94) se obtiene lo siguiente :

$$q = \frac{11257,004\ N}{4\ m} = 2814,251\ \frac{N}{m}$$

Figura 51 Diagramas de momento flector y fuerza cortante en el elemento reposo de alma



Fuente: Autores (Programa MD SOLIDS 3.1).

Determinación del momento flector máximo:

Al observar el diagrama de momentos flectores de acuerdo a la figura 51, se tiene que:

$$M_{fmax} = 3939,95 \text{ Nm} = 402,0357 \text{ Kg m}$$

Además se toma el S_y para un acero A 36 que es un acero comercial y su valor es:

$$S_y = 25310500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Cálculo del módulo resistente necesario:

Datos:

$$M_{f\max} = 402,0357 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$S_y = 25310500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Remplazando y resolviendo en la ecuación (21), se tiene:

$$Z_{\text{req}} = 24,086 \text{ cm}^3$$

3.6.2 Dimensionamiento de los largueros de la mesa : Anteriormente se obtuvo el peso total de diseño de reposo del alma y a este se le añade el peso del elemento reposo del alma para obtener el peso de diseño del larguero.

La ecuación es la siguiente:

$$W_{\text{larguero}} = W_{\text{reposo-alma}} + W_{r-\text{alma}} \quad (95)$$

Dónde:

$W_{\text{reposo-alma}}$ = Peso total de diseño del soporte del reposo del alma que es de 11257 N

$W_{r-\text{alma}}$ = Peso total del elemento reposo del alma que es de 1565,35 N

Reemplazando los valores en la ecuación (95) se obtiene lo siguiente:

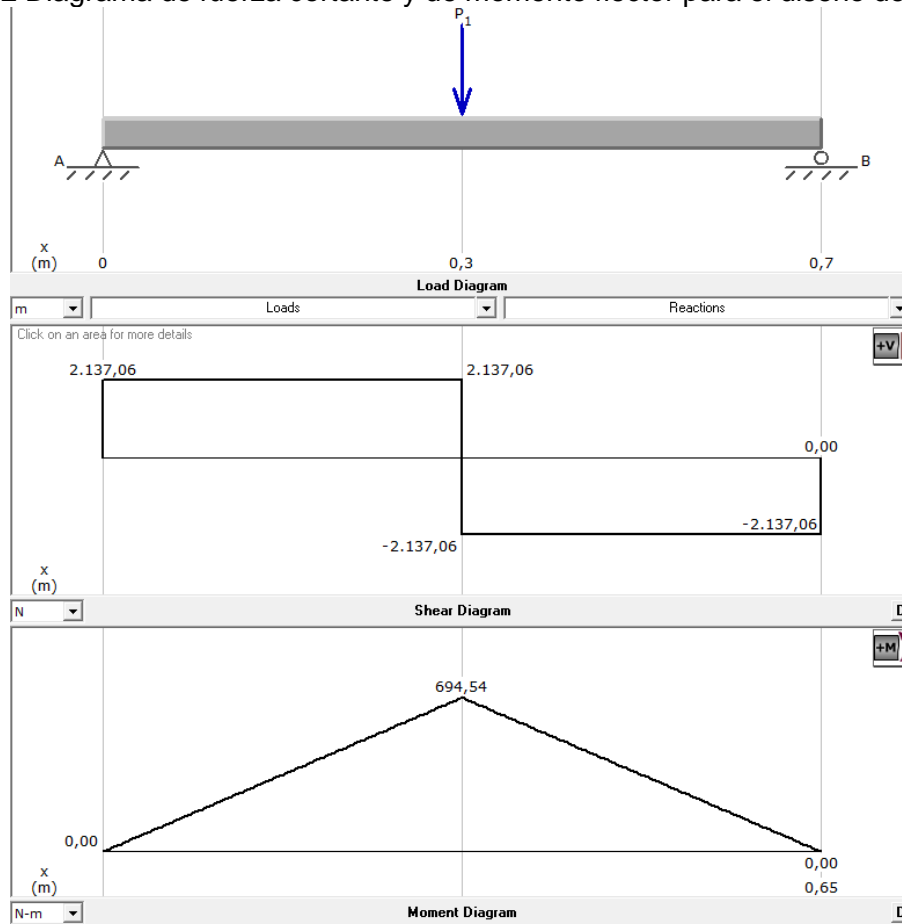
$$W_{\text{larguero}} = (11257 + 1565,35) \text{ N}$$

$$W_{\text{larguero}} = 12822,35 \text{ N}$$

Pero como son tres largueros, la fuerza necesaria es la siguiente:

$$W_{\text{larguero}} = \frac{12822,35 \text{ N}}{3} = 4274,116 \text{ N}$$

Figura 52 Diagrama de fuerza cortante y de momento flector para el diseño del larguero



Fuente: Autores (Programa MD SOLIDS 3.1).

Determinación del momento flector máximo:

Al observar el diagrama de momentos flectores de acuerdo a la figura 56, se tiene que:

$$M_{fmax} = 694,54 \text{ Nm} = 70,87 \text{ Kg m}$$

Además se toma el S_y para un acero A 36 que es un acero comercial y su valor es:

$$S_y = 25310500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Cálculo del módulo resistente necesario:

Datos:

$$M_{fmax} = 70,87 \text{ Kg} * \text{m}$$

$$S_y = 25310500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Remplazando y resolviendo en la ecuación (21), se tiene:

$$Z_{req} = 4,24 \text{ cm}^3$$

Al observar el Anexo K , se puede considerar se seleccionó:

- Tubería estructural cuadrada de 1 ½ “ con espesor de 3 mm

Dicha tubería cumple satisfactoriamente con lo estimado en cálculos.

3.6.3 Dimensionamiento de los soportes de mesa o patas de la mesa : Se debe considerar el caso más extremo en el que todo el peso de la cortina del sistema de prensa del patín está a un extremo de la bancada en la cual soportan 3 patas de la mesa todo el peso.

Por lo tanto se aplica la siguiente ecuación:

$$W_{sop.mesa} = \frac{W_{cortina \text{ prensa.patin}}}{3} \quad (96)$$

Dónde:

$$W_{cortina \text{ prensa.patin}} = 1532,71N$$

Reemplazando el valor en la ecuación (96) se tiene lo siguiente:

$$W_{sop.mesa} = \frac{1532,71 N}{3}$$

$$W_{sop.mesa} = 510,9 N$$

Por lo tanto se procede a seleccionar el siguiente tubo estructural (Observar el anexo K):

- Tubería estructural cuadrada de 1 ½ “ con espesor de 3 mm.

Dónde se procede a comprobar el cálculo mediante un diseño de columna, para lo cual se calcula la carga crítica:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{(\alpha L)^2} \quad (97)$$

Se considera:

Para αL se pueden dar los siguientes valores:

= 0,5 empotrado – empotrado.

= 0,7 articulado – empotrado.

= 2 libre – empotrado.

Dónde:

$$E = 2,1 \times 10^6 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$I_{min} = 9,28 cm^4 \text{ (Valor observado en el anexo J)}$$

$$\alpha L = 0,5$$

Reemplazando los valores en la ecuación (97), se obtiene lo siguiente:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 * 2,1 \times 10^6 \frac{Kg}{cm^2} * 9,28 cm^4}{(0,5 * 79 cm)^2}$$

$$P_{crit} = 123274 \text{ Kg que equivale a } 1208,08 \text{ KN}$$

Condición:

$$W_{sop.mesa} < P_{crit}$$

$$510,9 \text{ N} < 1208,08 \text{ N}$$

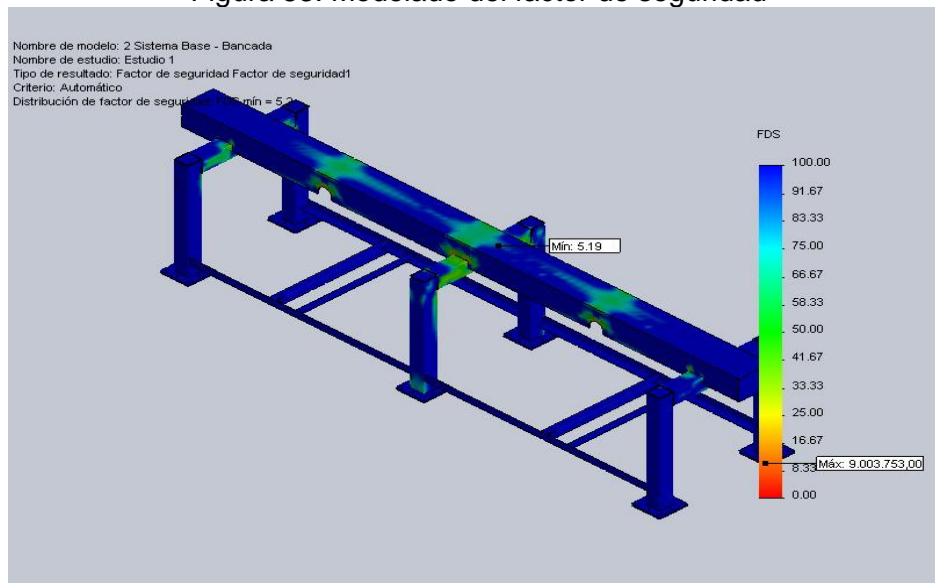
Como la carga aplicada es menor a la carga crítica se considera que la columna si resiste.

Finalmente queda realizado el diseño del sistema de soporte con el cual se garantiza su correcto funcionamiento.

3.6.4 Comprobación del diseño del sistema base – bancada en Solidworks 2014. Es necesario comprobar que el cálculo realizado de forma manual de los elementos críticos del sistema base – bancada sea comprobado el factor de seguridad y los esfuerzos, pero a pedido del dueño de la máquina se sobredimensionó con un tubo cuadrado de 100x100x4mm; para lo cual con dicho dato se realizó la simulación en Solidworks 2014 y se obtuvo los siguientes resultados al aplicar el siguiente dato en la simulación.

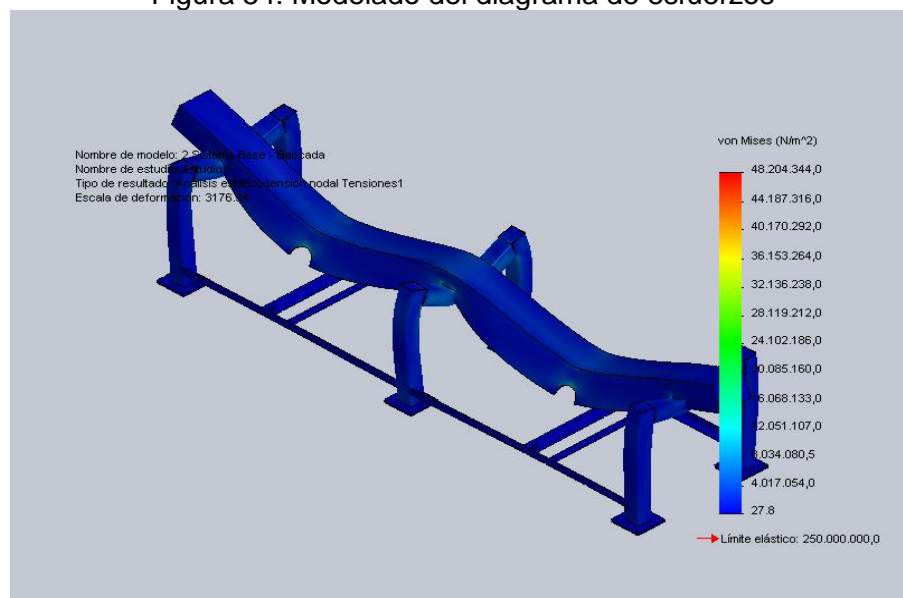
$$W_{\text{reposo-alma}} = 11257,004 \text{ N}$$

Figura 53. Modelado del factor de seguridad



Fuente: Autores (Programa: Solidworks2014)

Figura 54: Modelado del diagrama de esfuerzos



Fuente: Autores (Programa: Solidworks2014)

Por lo tanto se concluye que el diseño del sistema base – bancada en sus elementos críticos da un factor de seguridad de 5,19 como mínimo, y en el caso del diagrama de esfuerzos da $6,137 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$ que que es el máximo esfuerzo inferior al límite elástico del material que es $250 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$.

3.6.5 Comprobación del diseño del sistema base – bancada mediante el software ANSYS 15. Es necesario comprobar las vibraciones que puedan producirse en la máquina de armado de perfil estructural tipo “I”, por lo que en el módulo estructural de ANSYS 15 es una herramienta que permite simular en condiciones ideales.

Para dicha simulación se plantearon las siguientes condiciones:

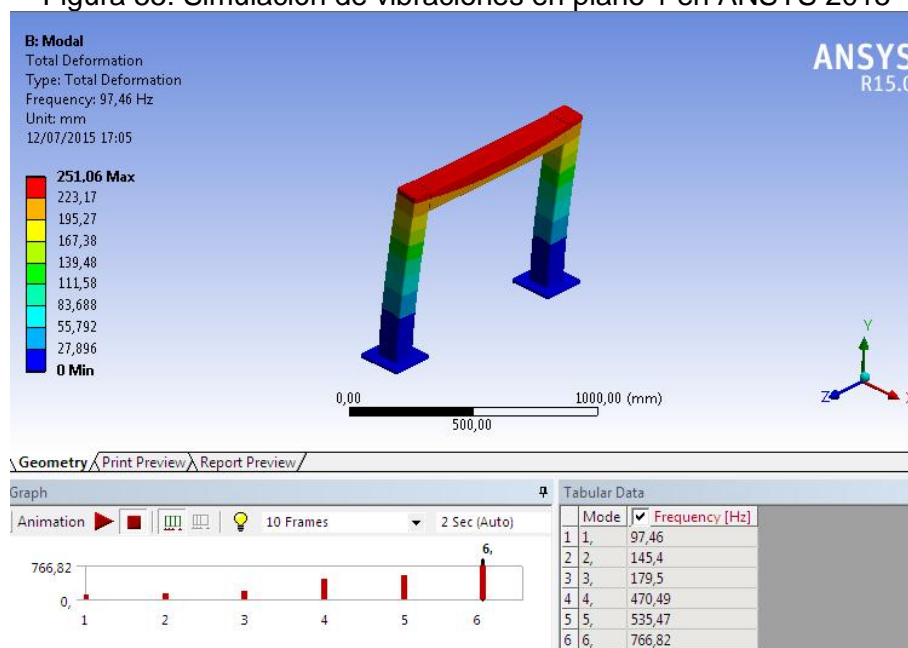
- Se eligió el pórtico central de la bancada porque es el elemento estructural más crítico de la bancada , ya que se comprobó anteriormente en la simulación de Solidworks 2014.
- Los tubos del pórtico son de 100x100x4 mm y de material ASTM A 36.
- Las fuerzas que provocarían vibración son las siguientes:

$$W_{\text{reposo-alma}} = 11257,004 \text{ N}$$

$$W_{\text{cortina prensa.patin}} = 1532,71 \text{ N}$$

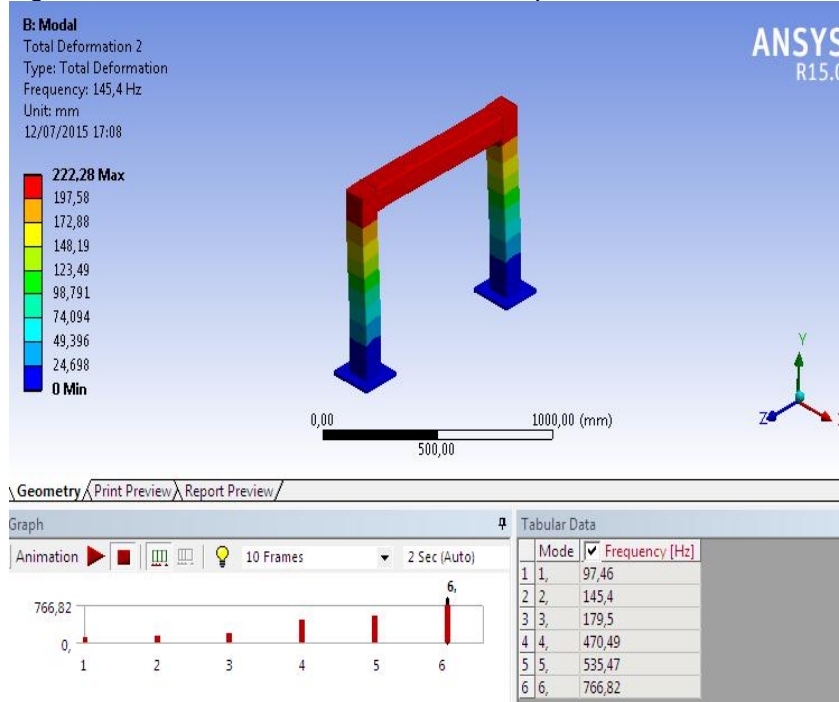
A continuación se presenta los resultados obtenidos en la simulación de ANSYS 15:

Figura 55: Simulación de vibraciones en plano 1 en ANSYS 2015



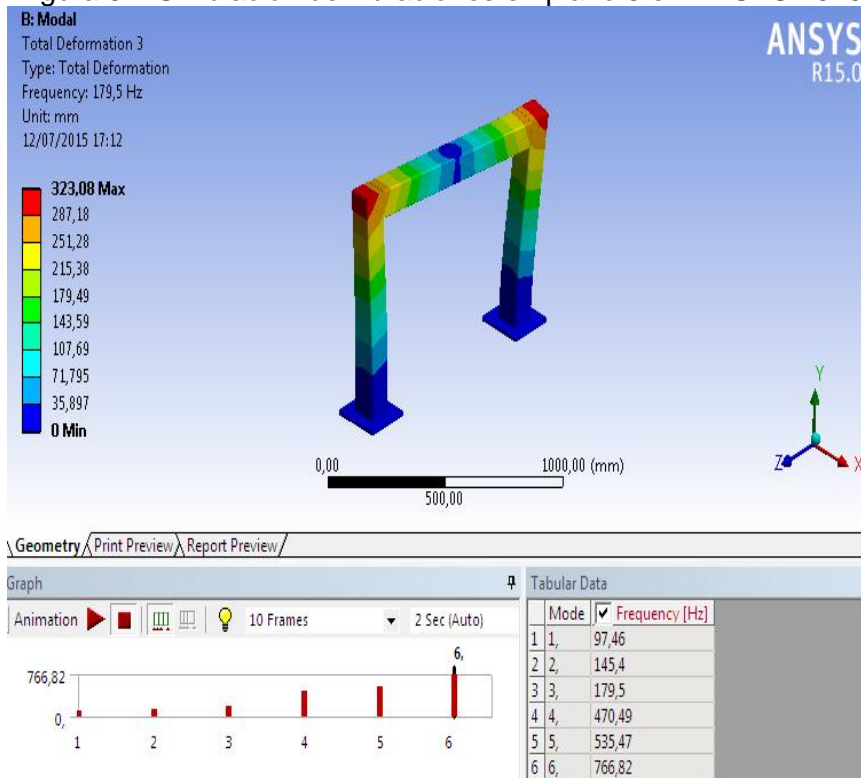
Fuente: Autores (Programa: ANSYS 2015)

Figura 56: Simulación de vibraciones en plano 2 en ANSYS 2015



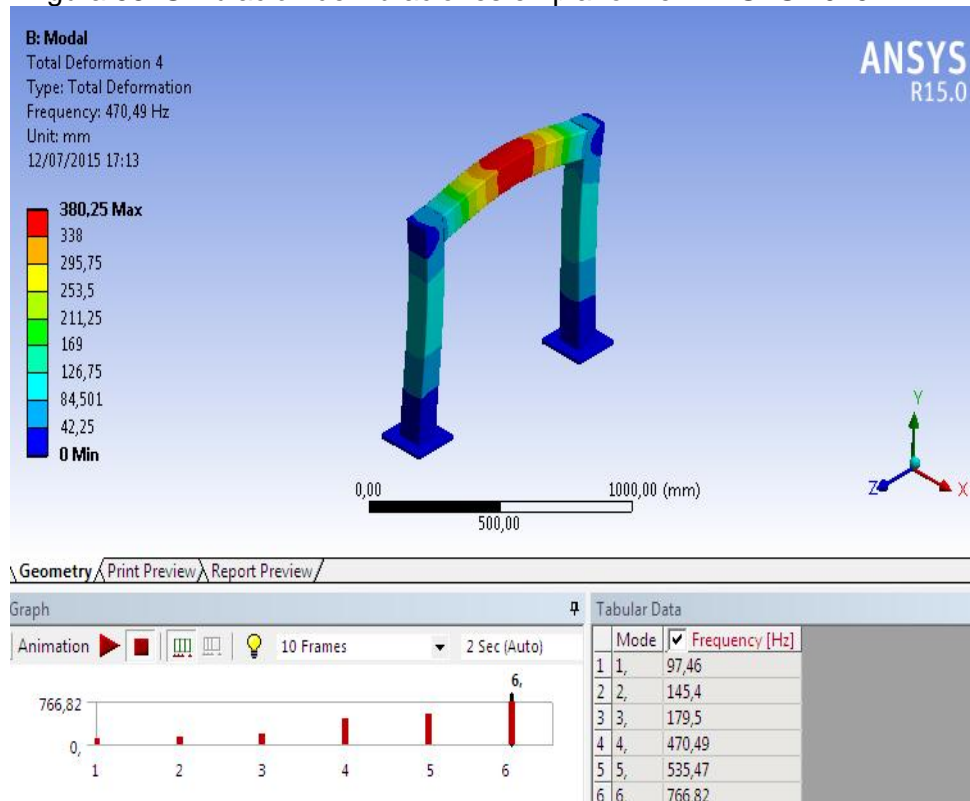
Fuente: Autores (Programa: ANSYS 2015)

Figura 57: Simulación de vibraciones en plano 3 en ANSYS 2015



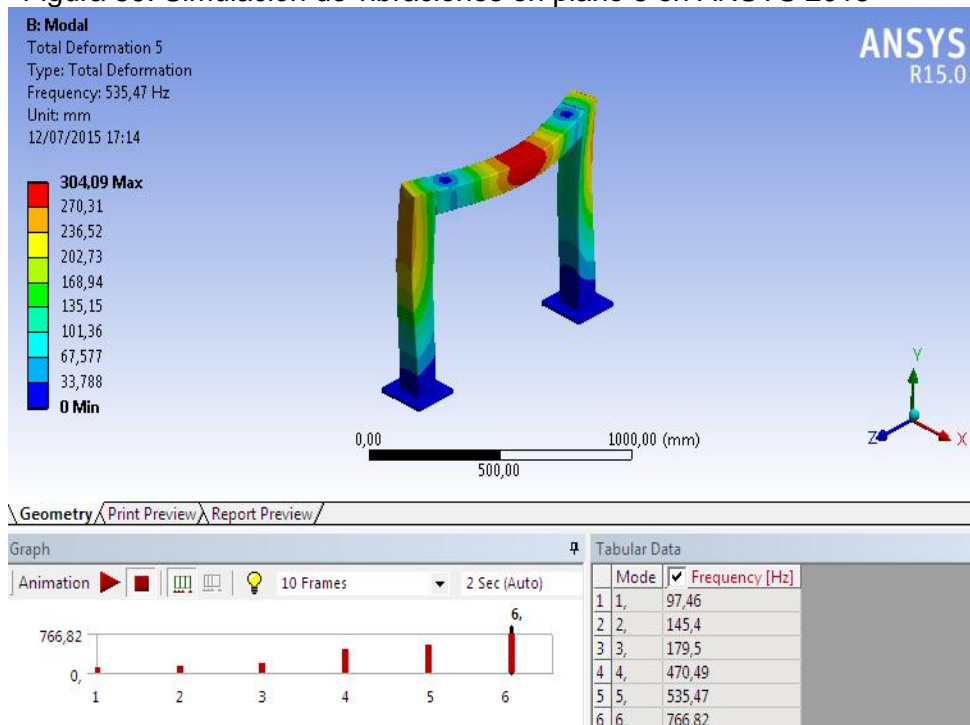
Fuente: Autores (Programa: ANSYS 2015)

Figura 58: Simulación de vibraciones en plano 4 en ANSYS 2015



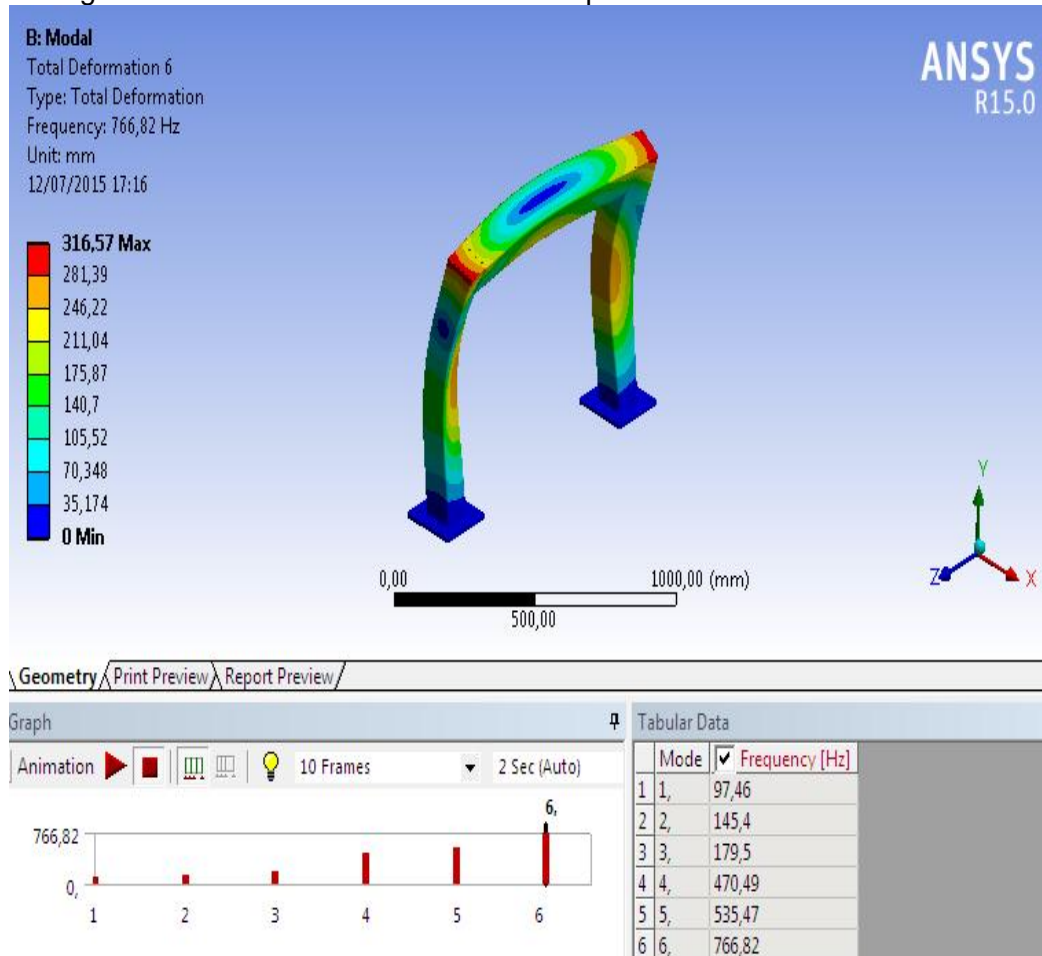
Fuente: Autores (Programa : ANSYS 2015)

Figura 59: Simulación de vibraciones en plano 5 en ANSYS 2015



Fuente: Autores (Programa: ANSYS 2015)

Figura 60: Simulación de vibraciones en plano 6 en ANSYS 2015



Fuente : Autores (Programa : ANSYS 15)

3.7 Control Electromecánico

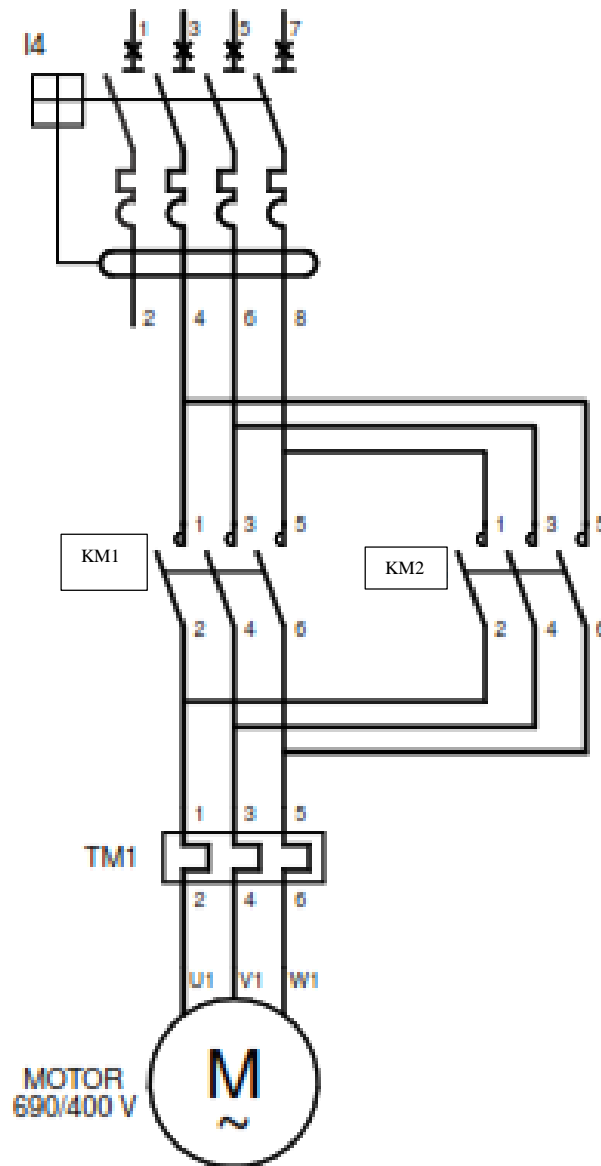
Una vez realizado el diseño de todos los sistemas mecánicos es necesario realizar los circuitos de potencia y mando que irán acoplados al sistema de transmisión de la máquina.

Con este control , se busca que el motor pueda cambiar su sentido de giro ya que se necesita poder centrar los patines con el alma, para conformar el perfil estructural tipo "I", además se le añade una parada de emergencia por cualquier circunstancia que evite algún accidente o imperfecto.

3.7.1 Circuito de Potencia

3.7.1.1 Esquema del circuito de potencia

Figura 61 Circuito de potencia



Fuente: Autores (Programa Automation 5.2)

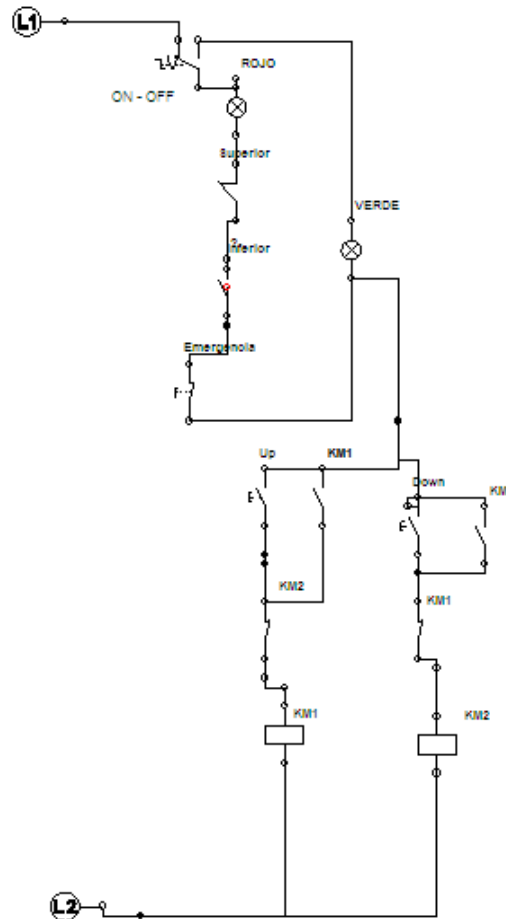
3.7.1.2 Descripción del circuito de potencia

- El interruptor I4 conecta el circuito de la red.
- Los contactores KM1 y KM2 que gobiernan la conexión /desconexión del motor a sentido de izquierdas a derechas.

3.7.2 Circuito de mando

3.7.2.1 Esquema de circuito de mando

Figura 62: Circuito de mando



Fuente: Autores (Programa Automation 5.2)

3.7.2.2 Funcionamiento del circuito de mando

1. Cerrar (ON – OFF)
2. Pulsar UP (Entra en funcionamiento el contactor KM1)
3. Pulsar DOWN (No produce ningún efecto porque KM1 está abierto)
4. Pulsar Emergencia (Cae KM1)
5. Pulsar DOWN (Entra en funcionamiento el contactor KM2)
6. Pulsar Emergencia (Cae KM2)
7. Los finales de carrera Inferior y superior delimitan la altura de los patines y por lo general el nivel superior siempre está activo y sólo se desactiva cuando pase los 75 mm que es la altura superior del patín, mientras que el nivel inferior sirve para nivelar a los rodillos con la mesa de la bancada.

CAPÍTULO IV

4 CONSTRUCCIÓN Y MANTENIMIENTO

4.4 Tecnología de la construcción

4.1.1 *Descripción del proceso de construcción.* La Máquina de Armado de Perfil Estructural “I”, es una herramienta construida para ayudar a formar vigas tipo IPE con un rango de 240 a 600 mm.

Esta máquina trata de brindar a los operarios condiciones ergonómicas para que realicen su trabajo en forma más efectiva y los tiempos de producción se reduzcan a la mitad ya que una viga tipo IPE se demoran entre 30 a 40 minutos.

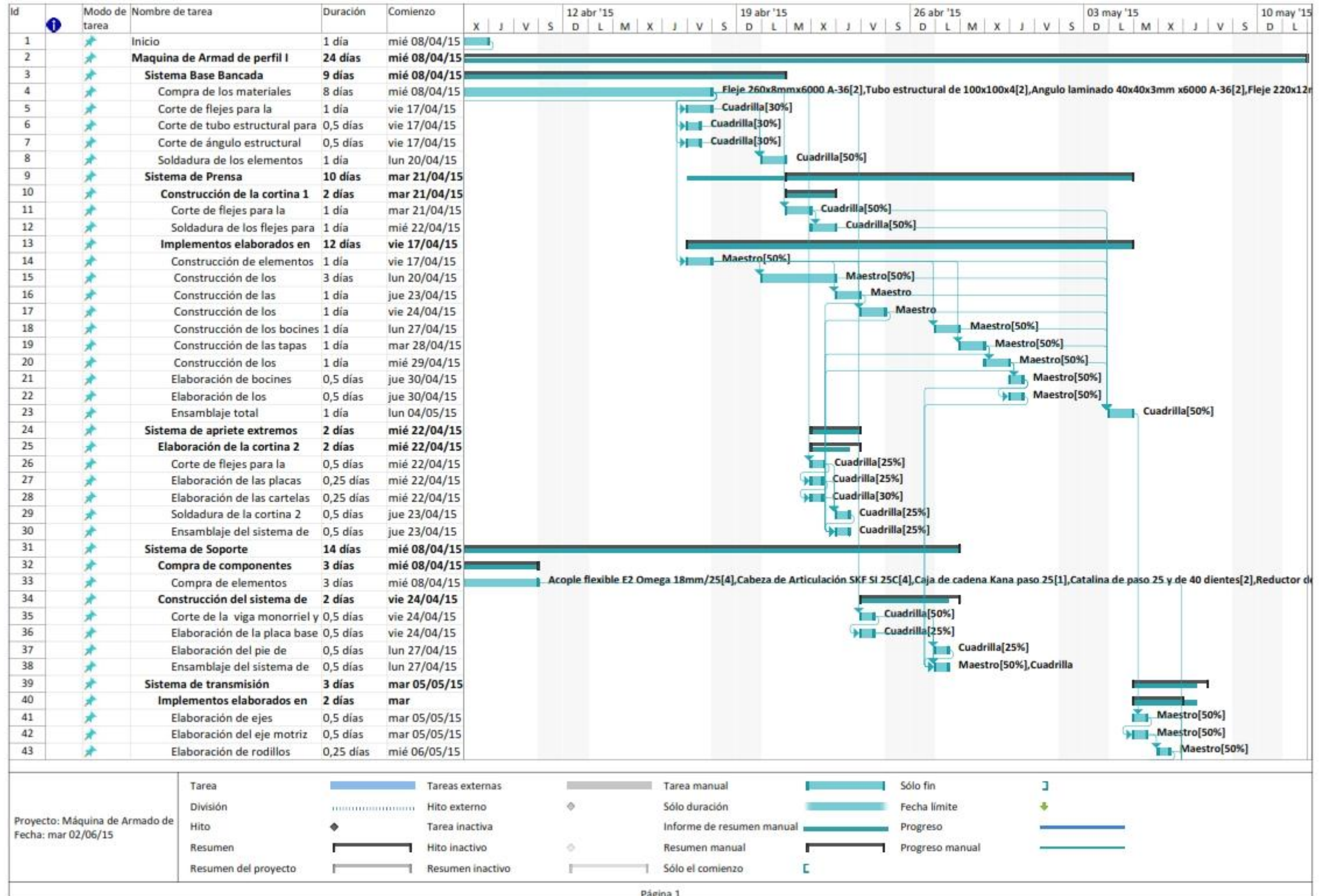
Actualmente la Empresa Industrial Moderna elabora los perfiles de forma artesanal, mediante una mesa de armado en la cual los operarios colocan la plancha horizontal que es del alma y otros operarios que pueden ser tres o más encargados de levantar otra plancha pero de forma paralela para realizar puntos de suelda que carece de precisión ya que produce dilatación de la soldadura y tiende a deformar el perfil tipo “I”.

La fabricación se realiza de la siguiente manera:

Una vez cortados los flejes de planchas de acero según las medidas recomendadas se coloca el alma del perfil sobre el soporte de alma y cada uno de sus patines a los extremos (formando una “H” invertida), luego se procede a centrar el alma con la ayuda del sistema de transmisión al desplazar los rodillos de manera vertical controlado por finales de carrera en su parte superior e inferior que delimitan la viga más grande. Una vez centrado la viga tipo IPE se da presión suficiente a los patines y alma por medio de los elementos mecánicos denominados cortinas enderezan los flejes de acero que lo conforman , luego de este proceso el soldador puede dar puntos de suelda necesarios según sea la longitud.

Al empezar la construcción de la máquina de armado de perfil estructural tipo “I”, se elabora un cronograma de actividades que detalla que recursos y material a utilizarse con el fin de cumplir los tiempos de producción. A continuación, se muestra de manera detallada el cronograma de actividad.

Tabla 21: Cronograma de actividades



4.1.1.1 Verificación del cumplimiento de las actividades en la construcción. Como las actividades anteriormente propuestas generalmente en la realidad no se cumplen de una forma estricta porque pueden adelantarse o retrasarse las tareas planificadas debido a diversas causas como:

- Falta de material
- Existencia o no de mano de obra adecuada
- Elementos mecánicos que posiblemente no existan en el país
- Otros

En el caso de la construcción de la máquina de armado de perfil estructural tipo “I”, se adelantó la fecha de inicio al 9 de Abril del 2015 porque se despachó de forma rápida el material estructural, los cuatro reductores de velocidad y el motor.

4.1.2 Procedimientos de soldaduras. Anteriormente, en el cronograma de actividades se explica de forma ordenada la elaboración de las distintas partes de la máquina; por lo que un complemento necesario de la elaboración de los elementos estructurales son los procedimientos de soldadura que se encuentran de una manera más detallada en el Anexo L.

4.1.3 Pruebas de puesta en marcha de la máquina

4.1.3.1 Plan de pruebas. Las pruebas que se realizaron en la máquina de armado de perfil estructural tipo “I” fueron las siguientes:

- Prueba N° 1 : Dimensionamiento de la máquina
- Prueba N°2 : Pruebas mecánicas
- Prueba N° 3 : Prueba eléctrica
- Prueba N° 4 : Prueba de Vibraciones

Tabla 22. Procesos de producción

Sistema	Actividad General	Actividad Específica	Tiempo (Horas)
Sistema Base Bancada	Corte de Material	Corte de flejes por plasma	2,4
		Cortes de tubos estructurales por plasma	1,2
		Corte de ángulos estructurales por plasma	1,2
	Elaboración 8 placas base	Taladrado	2
		Corte por plasma	1,3
	Elaboración de mesa	Soldadura de tubo estructural	3,5
		Soldadura de placa base	3,5
		Soldadura de ángulos	1,2
		Soldadura de bancada	1,2
	Elaboración de 1 soporte de alma	Corte por plasma	2
		Soldadura de elementos	2
Sistema de Soporte	Elaboración de 2 pórticos	Soldadura de elementos	4
		Corte de fleje por plasma	1,3
	Elaboración de 6 placas portagarruchas	Taladrado	2
		Roscado interno	3
	Ensamblaje de 2 sistemas de garruchas	Corte de 8 ejes de 3/4" x 1 1/4"	1,3
Colocación de garruchas		1,5	
Sistema de prensado de patín	Elaboración de 4 tornillos de potencia	Corte de un eje de 1,5 " x 4,25"	3
		Torneado	2
		Roscado exterior	7
		Taladrado	1,3
		Fresado	3
	Elaboración de 6 manubrios	Corte de un eje de 1/2"	2
		Roscado exterior	2
	Elaboración de 4 volantes	Corte de eje de 60 cm de diámetro	3
		Torneado	2
		Taladrado	4
Roscado interno		6	
Sistema de prensado del alma	Elaboración de 4 arandelas de cobre	Taladrado y corte CNC	1,2
		Corte de 2 ejes de 2" x 2,5"	1,3
	Elaboración de 4 bocines	Corte de 2 ejes de 2" x 2,5"	1,3
		Torneado	4
		Taladrado en CNC	1,2

	Elaboración de 4 tapas cubre volante	Roscado Interno	2,5
	Elaboración de 4 orejas de izaje	Corte por CNC	2
		Taladrado	2
	Elaboración de 2 placas base	Corte de material	2
		Roscado interno	3
	Ensamblaje de 4 sistemas de volantes	Colocación de arandelas planas y de presión	0,15
		Colocación de tuercas	0,15
	Elaboración de cortina de prensado de alma	Soldadura	5
		Corte por plasma	3
	Elaboración de cortina de prensado de patín	Soldadura	2
Ensamblaje del sistema de prensado del alma	Soldadura	3	
	Colocación de pernos , arandelas y tuercas	1	
Sistema de transmisión	Elaboración de 1 eje de transmisión	Torneado	3
		Fresado	1
	Elaboración de 1 eje conducido	Torneado	1
		Fresado	1
	Elaboración de 4 tornillos de potencia	Corte de un eje de 1" x 5"	3
		Torneado	2
		Roscado exterior	7
		Taladrado	1,3
		Fresado	3
	Elaboración de 8 chavetas	Esmerilado	1
	Elaboración de 2 rodillos	Corte de un eje hueco de 2"x 1,3 ft (e=0,5 ")	2
		Torneado	2,5
		Corte de un eje de 1/2" x 1,3 ft	1,2
		Torneado	2
	Elaboración de 4 acoples	Corte de un eje de 2" x 2,5"	1,2
		Taladrado	3
		Roscado interior	4

		Fresado	2
		Colocación de rodamientos	0,3
		Colocación de prisioneros	0,3
		Corte de 1" x 1/4"	0,3
		Taladrado	0,3
		Torneado	1,5
		Otros ensamblajes	Colocación de arandelas planas y de presión
Colocación de tuercas	0,15		
Colocación de chumaceras	0,2		
Colocación de chavetas	2		

Fuente: Autores (Programa: PROJECT 2013)

Figura 63: Elaboración de la cortina de prensado de patín



Fuente: Autores

Figura 64: Partes mecanizadas del sistema de transmisión



Fuente: Autores

4.1.3.2 Análisis y resultados de las pruebas

Prueba N°1

Tabla 23: Dimensionamiento de la máquina

Dimensiones (mm)	Aceptación	
	Si	No
Alto (2000mm)	X	
Largo (3900mm)	X	
Ancho (800mm)	X	

Fuente : Autores

Prueba N°2

Tabla 24 : Pruebas Mecánicas

Elementos	Ruido	Calentamiento	Ningún Problema	Observaciones
Eje Motriz			X	
Eje Conducido			X	
Rodamientos			X	
Cadena	X			Vibraciones
Catarina	X			Vibraciones
Acoples			X	
Tornillo de Potencia			X	
Reductores de Velocidad			X	
Garrucha			X	
Ruedas dentadas helicoidales rectas	X			Vibraciones

Fuente : Autores

Prueba N°3

Tabla 25: Prueba Eléctrica

Elementos	Aceptación	
	Si	No
Motor	X	
Contactador	X	
Botón Emergencia	X	
Luces de señal	X	
Botón UP	X	
Botón DOWN	X	
Botón de encendido	X	

Fuente : Autores

Prueba N°4

Observar el anexo L , para más detalles sobre el ensayo de vibraciones.

4.2 Operación , Mantenimiento y Seguridad

4.2.1 Manual de operación. A continuación se detalla los pasos necesarios para que los operarios den a funcionamiento la máquina de armado de perfil estructural "I":

1. Colocar un fleje del alma entre 2 operarios sobre la mesa de la bancada.
2. Colocar un fleje del patín al extremo derecho de la mesa de la bancada (Visto de forma frontal) con el fin de centrar el fleje del patín con el fleje del alma.
3. Con el botón de encendido, en la posición ON se enciende todo el sistema de transmisión y según sea la necesidad se procede a presionar (UP) o (Down); para poder de esta manera centrar el fleje del alma al subir o bajar los rodillos y obtener una "T" invertida hacia el lado derecho.
4. Si en caso pasa alguna emergencia se recomienda pulsar el botón P0 (Emergencia) que es un botón que para todo el sistema.

Figura 65: Tablero de control



Fuente: Autores.

Figura 66: Botonera de encendido



Fuente: Autores

5. Colocar entre 2 operarios al extremo izquierdo de la mesa de la bancada el último fleje del perfil tipo "I", para que luego los operarios den la presión necesaria al hacer girar los manubrios de forma sincronizada a la cortina del sistema de prensado de patín.
6. Los 2 operarios deben hacer girar los manubrios de manera sincronizada con el fin de dar la presión necesaria a la cortina del sistema de prensa sobre el alma del perfil tipo "I".
7. Realizar el punteo de suelda sobre el perfil armado tipo "I".
8. Los 2 operarios deben girar los manubrios de forma sincronizada e inversa a los manubrios del sistema de prensa.
9. Los 2 operarios deben girar en sentido contrario y de forma sincronizada a los manubrios del sistema de prensado de patín con el fin de alejar la cortina del sistema de prensado de patín.

10. El perfil armado tipo "I" se procede a jalarlo de la mesa de la bancada entre 2 operarios, porque al hacer rotar los rodillos del sistema de transmisión permiten que el perfil salga armado de una manera deseada.
11. Finalmente presionar el botón de encendido (I2) en la posición OFF con el fin de apagar todo el sistema.

Nota: En el caso que tope con alguno de los finales de carrera (Superior) o (Inferior) se debe rotar manualmente el eje motriz para que la máquina vuelva a funcionar con normalidad.

4.2.2 *Manual de mantenimiento*

4.2.2.1 *Problemas y soluciones.* Es necesario establecer un diagnóstico de las posibles fallas que puedan darse en la máquina, para lo cual es recomendable que tenga su propio libro de registro de mantenimiento.

Con el fin de programar las posibles acciones de mantenimiento en un futuro se procede a clasificar los distintos tipos de las fallas que podrían darse, para lo cual se muestran en las siguientes tablas 26 y 27.

4.2.2.2 *Plan de mantenimiento.* Al establecer un plan ideal de mantenimiento se debe tomar en cuenta el desgaste de los elementos mecánicos y la vida útil de los mismos. Es necesario también considerar la obsolescencia tecnológica y envejecimiento, lo cual llevará a tener fallas en un determinado periodo de tiempo.

Mantenimiento preventivo de la máquina

Para un correcto funcionamiento y mayor durabilidad de la máquina, se debe tomar en cuenta cada una de las siguientes recomendaciones que se encuentran de forma detallada en la siguiente manual de mantenimiento que se muestra en la siguiente tabla 28.

Libro de registros de parámetros de funcionamiento

Este libro es un conjunto de documentos en los cuales contienen toda la información detallada de los mantenimientos realizados a la máquina, en los cuales se podrán encontrar datos estadísticos del comportamiento de la máquina desde la puesta en marcha y/o paradas forzadas o de mantenimiento.

En la siguiente tabla 31 se presenta un formato de la hoja de registro de mantenimiento.

Tabla 26 Diagnóstico de falla en la parte eléctrica

Falla	Posible Causa	Acción a tomar
Conexión de la fuente principal	<ul style="list-style-type: none"> *Aisladores rotos o cortocircuitos en la línea *Defectos de la línea de transmisión * Falta del circuito de mando del interruptor 	<ul style="list-style-type: none"> * Verificar y ajustar *Revisar la línea de transmisión por tramos *Verificar el circuito y reparar si es necesario
Interruptor caliente	<ul style="list-style-type: none"> * Defectos en el interruptor *Sobrecarga * Chispazos en las conexiones 	<ul style="list-style-type: none"> * Reemplazar el interruptor * Reducir la carga * Verificar y ajustar *Apagar el equipo y ajustar los bornes flojos
Circuito del motor para invertir el giro	<ul style="list-style-type: none"> * Falta en la entrada o salida de los contactores. * Chispazos en las conexiones. *Defectos en la línea de transmisión 	<ul style="list-style-type: none"> * Verificar el circuito y reparar si es necesario. * Apagar el equipo y revisar detenidamente las conexiones circuito

Fuente: Autores

Tabla 27 Diagnóstico de falla en la transmisión

Falla	Posible Causa	Acción a tomar
Ruido en los rodamientos	<ul style="list-style-type: none"> *Rodamientos defectuosos * Algún elemento flojo dentro del rodamiento 	<ul style="list-style-type: none"> * Cambiar los rodamientos. * Inspeccionar el interior
Calentamiento en los rodamientos	<ul style="list-style-type: none"> * Exceso de grasa * Falta de grasa * Inadecuado alineamiento *Tipo de grasa no adecuada 	<ul style="list-style-type: none"> * Inspeccionar, reducir la cantidad de grasa y probar nuevamente. * Inspeccionar, engrasar y probar. * Revisar alineamiento y corregir si es necesario
Circuito del motor para invertir el giro	<ul style="list-style-type: none"> * Cadena poco tensada. * Falta de lubricante en lugares de contacto. * Inadecuado alineamiento. 	<ul style="list-style-type: none"> * Inspeccionar y si es el caso tensar bien la cadena. * Lubricar para evitar la fricción forzada. *Revisar alineamiento y corregir si es necesario
Vibración del reductor	<ul style="list-style-type: none"> *Pernos de sujeción flojos * Falta de apriete en la chaveta 	<ul style="list-style-type: none"> * Revisar y ajustar los pernos si es necesario. * Revisar y ajustar el prisionero
Acoples desgastados	<ul style="list-style-type: none"> *Vibraciones producidas por la conexión entre ejes 	<ul style="list-style-type: none"> * Cambio de acoples * Alineación del acople con los ejes

Fuente: Autores

Tabla 28 Manual de mantenimiento

Horas de trabajo	Rd	Ej. Tr. 1	Ej. Tr. 2	Cad.	Cat.	Ac.	T. Pot.	Per.	Mot.	Red. Vel.	Gar.	R. Hel.	Trabajos a realizarse
8 (D)				X	X								Revisar su correcto tensado
		X	X	X	X	X						X	Verificar su alineamiento
									X	X	X		En caso de desalineamiento posicionar correctamente en línea.
								X					Revisar y ajustar los pernos.
												X	Verificar la existencia de suciedad en los rieles de deslizamiento de los porticos.
160 (M)	X												Revisar que no existan anomalías en los rodamientos
		X	X	X	X	X			X	X	X	X	Verificar la perfecta alineación con todas sus partes
480 (T)		X	X									X	Realizar una prueba de alineación con equipos
							X						Verificar el apriete de la rosca con el tornillo de potencia
		X	X			X	X			X		X	Verificar el ajuste entre chaveta y chavetero
1920 (A)	X												Cambiar los rodamientos
											X		Cambiar las garruchas
						X							Cambiar los acoples
												X	Verificar los defectos de los dientes.
												X	En el caso de encontrar deformación en los dientes del engranaje sustituir

Fuente: Autores

Tabla 29 : Designación de las variables de tiempo

Designación	
D	Diario
M	Mensual
T	Trimestral
A	Anual

Fuente: Autores

Tabla 30: Designación de los elementos o partes principales

Designación	
Rd	Rodamiento
Ej. Tr. 1	Eje de Transmisión 1
Ej. Tr. 2	Eje de Transmisión 2
Cad.	Cadena
Cat.	Catarina
Ac.	Acoples
T. Pot.	Tornillo de Potencia
Per.	Pernos
Mot.	Motor
Red. Vel.	Reductor de velocidad
Gar.	Garrucha
R. Hel.	Ruedas dentadas helicoidales rectas

Fuente: Autores

Tabla 31. Registro de mantenimiento

Industrial Moderna	Registro de mantenimiento de la máquina	Revisión:		Fecha:	Código:	Observaciones

Fuente: Autores

4.2.3 Manual de seguridad

4.2.3.1 Equipos de protección personal. Con el fin de prevenir accidentes es necesario que los operarios usen determinados accesorios que aparte de evitar riesgos, protegen su salud. Para lo cual se aconseja lo siguiente:

- Usar zapatos punta de acero porque los flejes que forman los perfiles tipo "I", pueden causar lesiones con un manejo inadecuado.

- Usar guantes de cuero para evitar cortes o laceraciones producidas al levantar los flejes que forman los perfiles tipo “I”.
- Usar overol o ropa adecuada para el trabajo.
- Usar tapones para los oídos ya que principalmente cuando se chocan los flejes produce un gran ruido que podría afectar a largo tiempo.
- Usar casco, ya que previene cualquier lesión de la cabeza con algún objeto sólido.

4.2.3.2 Procedimientos específicos de seguridad. A continuación se detalla los procedimientos que deben tener los operarios encargados del manejo de la máquina de armado de perfil estructural “I”.

Requisitos de los operarios

Debe tener los siguientes requisitos:

- Saber leer y escribir.
- Tener experiencia en el armado de perfiles estructurales tipo “I”.
- Entender conceptos básicos de mantenimiento y operación de maquinaria industrial.

Previsiones de seguridad

La necesidad de realizar un buen trabajo y de forma segura trata de distribuir los roles adecuados en toda actividad industrial, por este motivo es necesario tener una política de seguridad ya que cualquier accidente se lo puede evitar al ser prevenido de forma anticipada. Por lo que es necesario que el operario tenga un criterio de previsión ante cualquier incidente, por lo tanto se recomienda lo siguiente:

- Verificar que los patines se encuentren correctamente ajustados con el alma para formar el perfil tipo “I”.
- Ningún operador debe colocar la mano entre la cortina y el fleje.
- Al momento de sacar el perfil estructural “I”, comprobar que esté correctamente punteado con la suelda.
- Pedir ayuda de 2 o más personas durante el desmontaje de las cortinas y eje motriz con el fin de realizar el mantenimiento de la máquina.

CAPÍTULO V

5 ANÁLISIS ECONÓMICO

A continuación se realiza un análisis económico que trata de justificar la inversión hecha en el proyecto mediante un desglose de todos los gastos hechos con el fin de obtener el T.I.R. (Tasa Interna de Retorno) y V.A.N. (Valor Actual Neto).

5.1 Costos directos

En los costos directos se toma en cuenta: los materiales, mano de obra y transporte.

A continuación se muestran los siguientes cuadros que detallan todos estos gastos:

5.1.1 Costos de Materiales

Tabla 32: Costos de materiales

Descripción	Cantidad pedida	Precio Unitario (\$)	Cantidad ocupada	Subtotal (\$)
Fleje 200*22*6000 mm Gr 50	1	207,24	0,8	165,79
Fleje 260*12*6000 mm A-36	3	141,69	2,5	354,23
Fleje 200*12*6000 mm A-36	4	108,99	3,6	392,36
Fleje 270*8*6000 mm A-36	1	98,09	0,75	73,57
Fleje 160*10*6000mm A-36	1	58,12	0,75	43,59
Fleje 200*10*6000 mm A- 36	2	90,87	1,7	154,48
IPE 200*6000 mm Gr 50	2	158,39	2	316,78
Tubo Cuadrado 100*100*4 mm A-36	3	73,99	2,8	207,17
Angulo Laminado 40*40*3mm *6000 mm	2	12,77	1,6	20,43
Plancha Caliente 1220*2440*1.5 mm	2	29,41	1,8	52,94
Motor de 1.5 HP - 1730 RPM 120/220 Weq	1	334	1	334,00
Ruedas dentadas cónicas rectas con $i=1.85$	2	9,2	2	18,40
Caja de Cadena Kana - Japan paso 40	1	25	0,3	7,50
Catalinas de paso 25 con relación $i =1.85$	2	59,11	2	118,22
Soporte partido SNV072 completo	2	285	2	570,00

Garruchas 110 mm - 120 Kg / Garrucha	8	15	8	120,00
Cajas reductoras ortogonales STM UMI 63 (i=40)	4	494,97	4	1979,88
Disco de Corte Norton 7 x 1/16"	8	5	6,5	32,50
Electrodo Lincoln 6011 DE 1/8"	40	7,25	30	217,50
Eje estructural hueco de 1 1/2" (e=1.25m)	1	42	0,2	8,40
Acero de transmisión 1020 de 2 " (por cada Kg)	7	3	7	21,00
Pernos y tuercas M10 x20	25	3	20	60,00
Pernos y tuercas M18 x25	15	2	15	30,00
Pintura Anticorrosiva (1lt)	3	10	3	30,00
Pliego de lija gruesa N°36	10	1,25	7	8,75
Tiñer (1lt)	5	2	5	10,00
Contactador	1	25	1	25,00
Botones	4	5	4	20,00
Botonera	1	5	1	5,00
Total				5397,49

Fuente :Autores

5.1.2 Costos de mano de obra. Para determinar el costo de la mano de obra se lo hace en base a la tabla de salarios del Ministerio de Trabajo del Sector Metalmeccánico al considerar como tiempo un mes de trabajo con jornadas de lunes a viernes de 8 horas diarias, para lo cual se detalla en el anexo M.

Tabla 33: Costos de mano de obra

Descripción	Categoría	Salario	Salario real /hora	Horas - Hombre	Subtotal
Tornero	C1	353,12	2,94	25	73,5
Soldador Especializado	C1	353,12	2,94	80	235,2
Ayudantes en General	D2	350,71	2,92	80	233,6
Operador oxicorte	C1	353,12	2,94	65	191,1
Electricista Especializado	C1	353,12	2,94	4	11,76
Total					745,16

Fuente: Autores

5.1.3 Costos de equipos y herramientas

Tabla 34: Costos de equipos y herramientas

Descripción	Costo por hora (\$)	Horas / Equipo	Subtotal (\$)
Soldadura de arco	2,95	80	236
Cortadora por plasma	4,5	60	270
Soldadura de tipo TIG	4,25	45	191,25
Taladro Manual	0,85	30	25,5
Taladro de Pedestal	1,75	30	52,5
Torno	1,35	45	60,75
Cizalladora	1,45	30	43,5
Dobladora Manual	1,75	40	70
Escuadra	0,85	8	6,8
Esmeril	1,15	50	57,5
Flexómetro	0,85	8	6,8
Pulidora	1,2	20	24
Fresadora	7,5	20	150
Amoladora	1,25	40	50
Calibrador pie de rey	0,85	8	6,8
Plegadora Manual	1,5	17	25,5
Otros	1,3	3	3,9
Total			1280,8

Fuente: Autores

5.1.4 *Costo por transporte de materiales.* El costo de transporte es de \$50 en total debido que es un costo a parte que recargan las proveedoras del material.

5.1.5 Costo total directo

Tabla 35: Costo total directo

Descripción	Precio (\$)
Materiales	5397,49
Mano de Obra	745,16
Equipos y Herramientas	1280,8
Transporte	50
Total de Costos Directos	7473,45

Fuente: Autores

5.2 Costos indirectos

Los costos indirectos son aquellos en los que están incluidos el diseño y la supervisión del Ingeniero con un recargo del 25% en la construcción de la Máquina de Armado de perfil tipo "I".

Tabla 36: Costos indirectos

Costos Ingenieriles	Cantidad de horas	Precio Unitario(\$)	Precio Total (\$)
Supervisión	40	7	280
Diseño	50	7	350
Subtotal			630

Fuente: Autores

Tabla 37: Total de costo indirecto

Costos	Precio Total (\$)
Ingenieriles	630
Utilidad	0
Total de Costo Indirectos	630

Fuente: Autores

5.3 Costo Total

Es la suma de los costos directos con los costos indirectos. A todos estos costos ya está incluido el IVA de 12% que rige en nuestro país.

Tabla 38: Costos total

Descripción	Valor (\$)
Costos Directos	7473,45
Costos Indirectos	630
Costo Total	8103,45

Fuente: Autores

El costo total de la máquina de armado de perfil tipo "I" es de \$8103,45 (Ocho mil ciento tres es con cuarenta y cinco dólares americanos).

5.4 Rentabilidad de la Máquina

5.4.1 Depreciación. Es el valor de disminución de los bienes como consecuencia de las siguientes causas:

- Duración de la vida útil.

- Naturaleza de los bienes.

En el caso de instalaciones, maquinarias, equipos y muebles según el SRI tienen una depreciación del 10% anual o 10 años.

5.4.1.1 Causas de la depreciación

Las causas pueden ser las siguientes:

- La duración Física del Activo
- La duración Económica del Activo

La duración Física del Activo

Pueden ser las siguientes:

- Agotamiento
- Desgaste
- Envejecimiento

La duración Económica del Activo

Pueden ser las siguientes:

- Explotación por tiempo limitado
- Envejecimiento técnico
- Envejecimiento económico

5.4.1.2 Valor de Salvamento. Es el valor que el bien tendrá para la empresa una vez cumplido su vida útil. La vida útil de las máquinas – herramientas es de 10 años en su 100%; en el caso de la máquina de armado de perfil estructural “I” se tomara como 6 años aproximadamente.

El valor de salvamento se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$V_{\text{salvamento}} = V_{\text{inicial}} - \frac{V_{\text{inicial}} * nv}{N} \quad (98)$$

Dónde:

$V_{salvamento}$ = Valor de Salvamento en dólares americanos (\$)

$V_{inicial}$ = Valor Inicial que es de \$8103,45

nv = Tiempo de vida útil que es de 72 meses

N = Tiempo de depreciación que es de 120 meses

Al reemplazar los valores en la ecuación (98) se obtiene lo siguiente:

$$V_{salvamento} = \$8103,45 - \frac{\$8103,45 * 72meses}{120 meses}$$

$$V_{salvamento} = \$3241,38$$

Pero al ser considerado como chatarra se realizaría el siguiente cálculo:

$$V_{chatarra} = W_{máquina} * Costo_{chatarra} \quad (99)$$

Dónde:

$V_{chatarra}$ = Valor de la chatarra (\$)

$W_{máquina}$ = Peso de la máquina que se obtuvo en Solidworks 2014 y es 1670.91 Kg.

$Costo_{chatarra}$ = Costo referencial de la chatarra que es $0,20 \frac{\$}{Kg}$

Al reemplazar los datos en la ecuación (99) se obtiene lo siguiente:

$$V_{chatarra} 1670.91 Kg * 0,20 \frac{\$}{Kg} = \$334,18$$

5.4.2 Métodos de depreciación. Una vez determinado el valor a depreciar y establecida la base para la determinación de la vida útil, se procede a elegir el método para distribuir este valor.

5.4.2.1 Método de la línea recta. El método de la línea recta es el más simple y comúnmente utilizado por las empresas, y consiste en dividir (el valor inicial menos el valor de salvamento del activo) para la vida útil del mismo.

La ecuación para el cálculo es:

$$D_{mensual} = \frac{V_{inicial} - V_{salvamento}}{N} \quad (100)$$

Dónde:

$D_{mensual}$ = Depreciación mensual en dólares americanos (\$)

$V_{inicial}$ = Valor de costo inicial que es de \$8103,45

$V_{salvamento}$ = Valor de salvamento que es de \$3241,38

N = Tiempo de depreciación que es de 72 meses (6 años)

Al reemplazar los valores en la ecuación (100) se obtiene lo siguiente:

$$D_{mensual} = \frac{\$8103,45 - \$3241,38}{72}$$

$$D_{mensual} = \$67,53$$

Durante los 72 meses la máquina tendría una depreciación de \$67,53 (Sesenta y siete con cincuenta y siete dólares americanos).

Con el fin de obtener una depreciación anual se procede a ser del siguiente cálculo en el periodo de seis años.

Tabla 39: Depreciación anual de la máquina

Tiempo	Depreciación Anual (\$)
1 año (12 meses)	\$ 8103,45 - \$810,34 = \$7293,11
2 años (24 meses)	\$7293,11 - \$810,34 = \$6482,77
3 años (36 meses)	\$6482,77 - \$810,34 = \$5672,49
4 años (48 meses)	\$5672,49 - \$ 810,34 = \$4862,09
5 años (60 meses)	\$4862,09 - \$810,34 = \$ 4051,75
6 años (72 meses)	\$4051,75 - \$810,34 = \$3241,41
Total	\$ 3.241,41

Fuente: Autores

El valor de salvamento durante los 72 meses de vida útil es \$3241,41 (Tres mil doscientos cuarenta y un con cuarenta y uno dólares americanos) y su depreciación corresponde a \$4862,04 (Cuatro mil ocho cientos sesenta y dos con dólares americanos).

5.4.3 Criterios ingenieriles para otros consumos. Por lo tanto se obtiene que el valor de pago de consumo de energía eléctrica al año es de \$211,20 y se puede considerar que el gasto en mantenimiento al año es de \$600 , además en el pago de los 2 operarios al considerar el salario básico (\$353,12) al año es de \$8474,88.

5.4.4 Determinación del costo de energía. Para determinar el costo de la energía se determina el costo consumido durante un día, para luego obtener el costo de energía mensual al multiplicarlos con el valor vigente de (Kw – h) del sistema interconectado, encontrando así el valor mensual de energía consumida.

Según el anexo D, en el caso del motor trifásico de 1,5 Hp consumiría 1,12 Kw.

Para calcular el consumo de energía, se tiene la siguiente ecuación:

$$C_{diario} = C_{motor} * tiem \quad (101)$$

Dónde:

C_{diario} = Consumo de energía diario en Kw

C_{motor} = Consumo de energía del motor que es de 1,12 Kw

$tiem$ = Tiempo de consumo que es de 8 horas.

Al reemplazar los valores en la ecuación (101) se obtiene lo siguiente:

$$C_{diario} = 1,12 Kw * 8 h$$

$$C_{diario} = 8,96 Kw - h$$

El precio del consumo del (Kw – h) en Ecuador es de \$0,098.

Para calcular el consumo de energía en dólares americanos se aplica la siguiente ecuación:

$$C_{dia} = C_{diario} * C_{Costo kw-h} \quad (102)$$

Dónde:

C_{dia} = Costo diario del consumo de energía en dólares americanos (\$)

C_{diario} = Consumo de energía diario que es de 8,96 Kw – h.

$C_{Costo\ kw-h}$ = Costo del consumo de energía 0,098 $\frac{\$}{Kw-h}$

Al reemplazar los valores en la ecuación (102) se obtiene lo siguiente:

$$C_{dia} = 8,96 Kw - h * 0,098 \frac{\$}{Kw - h}$$

$$C_{dia} = \$ 0,88$$

Una vez obtenido el costo diario se procede a obtener el costo mensual considerando que se trabaja en jornadas de lunes a viernes.

$$C_{mensual} = C_{dia} * t_{mes} \quad (103)$$

Dónde:

$C_{mensual}$ = Costo del consumo de energía eléctrica al mes en dólares americanos (\$)

C_{dia} = Costo diario del consumo de energía en dólares americanos que es de \$0,88

t_{mes} = Número de días de trabajo al mes que son de 20.

Al reemplazar los valores en la ecuación (103), se obtiene lo siguiente:

$$C_{mensual} = \$0,88 * 20$$

$$C_{mensual} = \$17,60$$

Luego se procede a obtener el consumo de energía anual con la siguiente ecuación:

$$C_{anual} = C_{mensual} * t_{anual} \quad (104)$$

Dónde:

C_{anual} = Costo del consumo de energía eléctrica al año en dólares americanos (\$).

$C_{mensual}$ = Costo del consumo de energía eléctrica al mes en dólares americanos que es de \$17,60.

t_{anual} = Número de meses al año de trabajo que son de 12.

Al reemplazar los valores en la ecuación (104), se obtiene lo siguiente:

$$C_{anual} = \$17,60 * 12$$

$$C_{anual} = \$211,20$$

5.5 *Análisis del beneficio de producción*

Para determinar el beneficio de producción mensual, se realiza un estimativo diario con el fin de proyectarlo a futuro. Teniendo en cuenta que la máquina trabaja 8 horas a un 80 % de su capacidad, en la cual produce un aproximado de 406,68 Kg que es el valor medio al producir un perfil tipo IPE de todos los tamaños que da la máquina (observar el Anexo N), por cada kilogramo se tiene una ganancia de \$0,50 dólar americano. Para este proceso se utiliza la siguiente ecuación:

$$B_{diario} = T_{producción} * G_{perfil} \quad (105)$$

Dónde:

B_{diario} = Beneficio diario en dólares americanos (\$)

$T_{producción}$ = Producción total que es de 406,68 Kg

G_{perfil} = Ganancia por cada perfil que es de \$0,5

Al reemplazar los valores en la ecuación (105) se obtiene lo siguiente:

$$B_{diario} = 406,68 * \$0,5$$

$$B_{diario} = \$203,34$$

Con la siguiente ecuación se obtiene el beneficio anual:

$$B_{mensual} = B_{diario} * t_{mensual} \quad (106)$$

Dónde:

$B_{mensual}$ = Beneficio mensual en dólares americanos (\$)

B_{diario} = Beneficio diario en dólares americanos que es de \$203,34

$t_{mensual}$ = Número de días que se trabaja al mes que son de 20 porque son jornadas de lunes a viernes.

Al reemplazar los valores de la ecuación (106) se obtiene lo siguiente:

$$B_{mensual} = \$203,34 * 20$$

$$B_{mensual} = \$4066,8$$

Un beneficio de producción mensual es de \$ (Cuatro mil sesenta y seis con ochenta dólares americanos).

5.5.1 Cálculo del TIR (Tasa Interna de Rendimiento) y VAN (Valor Actual Neto).

Para realizar este cálculo se debe tomar en cuenta todas las cantidades pero se desprecia el valor de la chatarra porque se analiza como máquina.

Tabla 40: Flujo de caja

	Jun. 2015	Jul. 2015	Ago. 2015	Sep.2015	Oct.2015	Nov.2015	Dic.2015	Ene.2016	Feb.2016	Mar.2016	Abr.2016	May.2016
Saldo Anterior	0	-2027,1	1029,3	4339,88	10177,71	13567,72	11540,62	14934,59	12907,49	16302,46	19697,68	17670,581
Ingresos												
Beneficio mensual (\$)	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8	4066,8
Valor de Salvamento (\$)	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41	3241,41
Ingresos por deudas (\$)	0	5083,5	5337,68	5401,22	5417,105	0	5421,076	0	5422,069	5422,317	0	5422,3793
Egresos												
Costo total de la máquina (\$)	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45	8103,45
Costos Varios (\$)	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33	1164,33
Depresiación Mensual (\$)	67,53	67,53	67,53	67,53	67,53	67,53	67,53	67,53	67,53	67,53	67,53	67,53
Saldo para el siguiente mes	-2027,1	1029,3	4339,88	10177,7	13567,72	11540,62	14934,59	12907,49	16302,46	19697,68	17670,58	21065,86

Fuente: Autores

Al observar el flujo de caja la inversión del proyecto se paga a los dos meses y al año de tener producción la máquina de Armado de perfil estructural tipo "I" produce de ganancia \$21065,86 (Veinte y un mil sesenta y cinco con ochenta y seis dólares americanos).

5.5.2 Cálculo del VAN (Valor Actual Neto). El VAN es calculado a partir del flujo de caja mensual, trasladando todas las cantidades futuras al presente originados por una inversión para ver cuán factible es el proyecto por medio del cálculo del TIR.

El VAN se calcula con la siguiente fórmula:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{St}{(1+i)^t} - S_0 \quad (107)$$

Dónde:

VAN = Valor Actual Neto en dólares americanos

St = Flujo de efectivo neto del período t

t= Período de tiempo que es de 12 meses.

S₀ = Inversión Inicial que es de \$8103,45.

i= Tasa de recuperación mínima atractiva que es de 11,17 % (Observar el Anexo O)

Considerando que:

Tabla 41: Flujo efectivo neto del periodo t (St)

St	Jun. 2015	Jul. 2015	Ago. 2015	Sep.2015	Oct.2015	Nov.2015	Dic.2015	Ene.2016	Feb.2016	Mar.2016	Abr.2016	May.2016
	0	-2027,1	1029,3	4339,88	10177,71	13567,72	11540,62	14934,59	12907,49	16302,46	19697,68	17670,58

Fuente: Autores

Al reemplazar los valores en la ecuación (107), mediante un programa en Excel se obtiene lo siguiente:

$$VAN = \$35328085,7$$

Para poder realizar el cálculo del TIR, se realizan cálculos a diferentes valores:

Tabla 42 : Cálculo del VAN a diferentes tasas de interés

Interés	VAN (\$)
5%	82956528
10%	41291310
20%	11197124
30%	3368519,1
40%	1104750,8
50%	388069,75
60%	142601,52
70%	52,495,95
80%	17301,2
90%	2761,72
95%	-1030,01

Fuente: Autores

5.5.3 Cálculo del TIR (Tasa Interna de Rendimiento). Es la tasa de interés por medio de la cual se recupera la inversión y está en función del valor actual neto.

Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$TIR = TDi + (TDs - TDi) * \left(\frac{VANi}{VANi - VANs} \right) \quad (108)$$

Dónde:

TIR = Tasa Interna de Rendimiento

TDi= Tasa de descuento inferior que es de 10% y equivale a 0,1

TDs = Tasa de descuento superior que es de 11,17% y equivale a 0,1117

VANi = Valor actual neto a la tasa de descuento inferior que es de \$41291309,9

VANs= Valor actual neto a la tasa de descuento superior que es de \$35328085,7

Al reemplazar los valores en la ecuación (108) se obtiene lo siguiente:

$$TIR = 0,1 + (0,1117 - 0,1) * \left(\frac{41291309,9}{41291309,9 - 35328085,7} \right)$$

$$TIR = 0,1796 = 17.96\%$$

5.5.4 Criterio de decisión. El criterio de decisión relaciona la tasa interna de retorno con el interés efectivo vigente que es proporcionado por los bancos.

La tasa de interés pasivo del Banco Central del Ecuador para un periodo de 6 años es de $i=7,33\%$ (ver Anexo P).

Para dar un criterio de aceptación o rechazo del proyecto, se considera los siguientes aspectos:

Si $TIR < i$ El proyecto no es aconsejable.

Si $TIR = i$ El proyecto es indiferente.

Si $TIR > i$ El proyecto es aconsejable.

Con la tasa de interés efectivo vigente se evalúa el VAN, y para dar un criterio de aceptación o rechazo del proyecto hay que considerar los siguientes aspectos:

Si $VAN < 0$ Rechazar el proyecto porque no permite recuperar la inversión.

Si $VAN = 0$ Decisión entre invertir en el proyecto o en otra alternativa.

Si $VAN > 0$ Aceptar el proyecto, se obtiene un valor mayor a la inversión.

Al comparar los resultados se concluye que el proyecto es viable porque el TIR obtenido es mayor a la tasa pasiva, por consiguiente:

$$17,96 \% > 7,33\%$$

En el caso del VAN se obtiene un valor mayor al de la inversión con una tasa de descuento de 11,15%.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Se cumplió el objetivo que la máquina de armado de perfil tipo “I” ensamble perfiles tipo IPE desde 240 mm hasta 600 mm.

Se aplicó en la construcción de la Máquina de Armado de perfil tipo “I”; los conocimientos de las siguientes asignaturas: Diseño de Elementos de Máquinas, Estructuras Metálicas, Control y Automatización de Procesos, Formulación y Evaluación de Proyectos, Soldadura y Elementos Finitos.

La inversión en la máquina de Armado de perfil tipo “I”, se comprobó mediante el análisis económico que es rentable porque el costo total de \$8103,45 los recupera a los 3 meses y medio al considerar condiciones críticas.

La prueba de vibraciones dio unos resultados alarmantes ya que sobrepasa en 11000% el límite referencial debido al uso de ruedas dentadas usadas.

Los tiempos de producción se optimizan porque al ensamblar los perfiles tipo “I” de forma manual se demoran 30 a 40 minutos mientras que al utilizar la Máquina de armado de perfil estructural “I” se ensambla en 15 a 20 minutos.

Se comprobó que tanto el eje de transmisión y el eje conducido tienden a sufrir vibraciones porque sus velocidades críticas son muy similares a la velocidad nominal en cada caso , por lo que se procedió a poner apoyos extras.

6.2 Recomendaciones

Para evitar el ruido producido por la transmisión de cadena y los engranajes helicoidales rectos, realizar el mantenimiento adecuado de forma periódica.

Barrer la acumulación de electrodos desgastados y escoria en la mesa de la bancada después de usar la máquina de armado de perfil tipo “I”.

En consecuencia al resultado del análisis de vibraciones se aconseja reemplazar los engranajes cónicos rectos por unos nuevos porque los que se instalaron en la máquina fueron de un automóvil.

Bibliografía

Acero, El. www.elacero.com.ec. www.elacero.com.ec/pdf/aceros.pdf. [En línea] [Citado el: 04 de 06 de 2015.]

AISC. 2010. *Specification for structural steel buildings*. Chicago : American Institute for Steel Construction, 2010.

Angulo, David. 2009. <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1629/1/CD-2297.pdf>. <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1629/1/CD-2297.pdf>. [En línea] Junio de 2009. [Citado el: 16 de 03 de 2015.]

Budynas, Richard. 2008. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México : Mc Graw Hill, 2008.

Ecuador, Banco Central del. <http://contenido.bce.fin.ec>. <http://contenido.bce.fin.ec>. [En línea] [Citado el: 16 de 05 de 2015.]

Ecuador, Banco central del. <http://www.trabajo.gob.ec/salarios-minimos-sectoriales-2014/>. <http://www.trabajo.gob.ec/salarios-minimos-sectoriales-2014/>. [En línea] [Citado el: 16 de 05 de 2015.]

FAG. 2007. Catálogo de Rodamientos FAG. *Catálogo de Rodamientos FAG*. 2007.

Hall, William. 1971. *Diseña de Máquinas*. México : Mc Graw Hill, 1971.

IPAC. 2015. IPAC. *IPAC*. 2015.

Mott, Robert. 2006. *Diseño de Elementos de Máquinas*. México : Pearson Educación, 2006.

OGATA. 1995. *Ingeniería de Control Moderna*. México : Pearson, 1995.

REXNORD. Catálogo de cadenas de transmisión . *Catálogo de cadenas de transmisión*.

ROTA, TELLURE. [En línea] [Citado el: 04 de 05 de 2015.] <http://www.garruchasyequipos.com/index.php/menu-productos/ruedas/ruedas-2/cargas-ligeras-2>.

STM. 2010. Catálogo de reductores de velocidad STM. *Catálogo de reductores de velocidad STM*. 2010.

Vanegas, Libardo. 2013. Blog de diseño mecánico de la Universidad de Pereira. [En línea] 17 de Marzo de 2013. [Citado el: 04 de Abril de 2015.] <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis2/>.

WEG. 2007. Motores Weg. *Motores Weg*. 2007.