

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

**UNIDAD ACADÉMICA DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS**

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



TEMA:

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA EMPAQUETADORA
AUTOMÁTICA PARA EL PRODUCTO TERMINADO DEL TREN DE
LAMINACIÓN (LPP) PARA LA PLANTA INDUSTRIAL DE LA
EMPRESA NOVACERO S.A. DE LA CIUDAD DE LATA CUNGA EN EL
AÑO 2012”**

**PROYECTO DE TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DE TÍTULO DE
INGENIEROS ELECTROMECAÁNICOS**

**JORQUE HURTADO KLEVER ROLANDO
SEGOVIA CRUZ SANTIAGO GONZALO**

DIRECTOR DE TESIS: Ing. Raúl Reinoso

LATA CUNGA – ECUADOR

-2012-





AUTORÍA

Los criterios emitidos en el presente trabajo de investigación “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA EMPAQUETADORA AUTOMÁTICA PARA EL PRODUCTO TERMINADO DEL TREN DE LAMINACIÓN (LPP) PARA LA PLANTA INDUSTRIAL DE LA EMPRESA NOVACERO S.A. DE LA CIUDAD DE LATACUNGA EN EL AÑO 2012”, son de exclusiva responsabilidad de los autores.

JORQUE HURTADO KLEVER R.
C.I. 050324952- 6

SEGOVIA CRUZ SANTIAGO G.
C.I. 050320173-3



CERTIFICACIÓN DEL TUTOR:

En calidad de Director del Trabajo de Investigación sobre el Tema: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA EMPAQUETADORA AUTOMÁTICA PARA EL PRODUCTO TERMINADO DEL TREN DE LAMINACIÓN (LPP) PARA LA PLANTA INDUSTRIAL DE LA EMPRESA NOVACERO S.A. DE LA CIUDAD DE LATACUNGA EN EL AÑO 2012”, de los señores JORQUE HURTADO KLEVER ROLANDO y SEGOVIA CRUZ SANTIAGO GONZALO, postulantes de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, considero que dicho Informe Investigativo cumple con los requerimientos metodológicos y aportes científico-técnicos suficientes para ser sometidos a la evaluación del Tribunal de Validación de Tesis que el Honorable Consejo Académico de la Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, 09 de Diciembre del 2013

Ing. Raúl Reinoso



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

UNIDAD ACADÉMICA DE CIENCIAS ADMINISTRATIVAS Y HUMANÍSTICAS

Latacunga – Ecuador

CERTIFICADO DOCENTE DEL CENTRO DE IDIOMAS

En calidad de docente del centro cultural de idiomas de la Universidad Técnica de Cotopaxi, Yo Lcdo. Jorge Luis Iza Pila con CI. 0502965916 **CERTIFICO** que he realizado la respectiva revisión del Abstract; con el Tema **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA EMPAQUETADORA AUTOMÁTICA PARA EL PRODUCTO TERMINADO DEL TREN DE LAMINACIÓN (LPP) PARA LA PLANTA INDUSTRIAL DE LA EMPRESA NOVACERO S.A. DE LA CIUDAD DE LATACUNGA EN EL AÑO 2012”**. Realizada por los autores Jorjue Hurtado Klever Rolando y Segovia Cruz Santiago Gonzalo y Director de Tesis Ing. Raúl Reinoso.

Latacunga Noviembre 14 del 2013

Atentamente

Lcdo. Jorge Luis Iza Pila

0502965916

DEDICATORIA

A Dios que me ha dado la oportunidad de estar en este mundo hasta el día de hoy.

A mi padres Ricardo y Rosita pilares fundamentales en mi vida, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento ya que sin ellos jamás hubiese logrado alcanzar mis objetivos. Los amo.

Klever

A Dios por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mi hija por ser un motivo de superación en mi vida personal.

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 perfectamente mantenido a través del tiempo.

A mis familiares y a todos aquellos que participaron directa o indirectamente en la elaboración de esta tesis. Todo este trabajo ha sido posible gracias a ellos.

Santiago

AGRADECIMIENTOS

Definitivamente, a Dios por permitirme llegar hasta este momento tan importante de mi vida. Por estar con migo en cada paso que doy, por haberme puesto a excelentes personas y por llenar mi vida de bendiciones.

A mis Padres por todo el esfuerzo realizado durante la carrera quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento, depositando su entera confianza sin dudar de mi capacidad. Por infundirme valores y ética, que sirven de guía en mí transitar por la vida.

Amis hermanos y amigos por su apoyo moral, a mi director y asesor quienes me guiaron en la realización de este trabajo a la Empresa NOVACERO por permitirme realizar la tesis en sus instalaciones y más personas que me brindaron su apoyo para la culminación de esta etapa de mi vida.

K.R.J.H.

Al finalizar un trabajo tan arduo y lleno de dificultades como el desarrollo de una tesis, es inevitable que te asalte un muy humano egocentrismo que te lleva a concentrar la mayor parte del mérito en el aporte que has hecho. Sin embargo, ese aporte hubiese sido imposible sin la participación de personas e instituciones que han facilitado las cosas para que este trabajo llegue a un feliz término. Por ello, es para mí un verdadero placer utilizar este espacio para ser justo y consecuente con ellas, expresándoles mis agradecimientos.

Quiero expresar también mi más sincero agradecimiento a la empresa NOVACERO que me ha abierto sus puertas y ha brindado su apoyo total y participación activa en el desarrollo de esta tesis.

Agradezco finalmente a mis padres por su apoyo incondicional y a todas las personas que hicieron posible la realización de este proyecto.

S.G.S.C.

ÍNDICE GENERAL

Contenido	Pág.
Autoría.....	ii
Certificación del tutor.....	iii
Certifico.....	iv
Dedicatoria.....	v
Agradecimientos.....	v
Índice general.....	vii
Índice de tablas.....	xv
Índice de figuras.....	xvii
Simbología.....	xx
Resumen.....	xxv
Abstract.....	xxvi
Introducción.....	1

CAPITULO I

1. Generalidades.....	2
1.1. Antecedentes.....	2
1.2. Marco teórico.....	3
1.2.1. Procesos de Fabricación del Acero.....	3
1.2.2. Fabricación del Acero por arco Eléctrico.....	4
1.2.2.1. Fase de fusión.....	4
1.2.2.2. Fase de afino.....	5
1.2.2.3. La colada continua.....	6
1.2.3. Procesos de Empaquetado de Producto Terminado.....	7
1.2.4. Tipos de Mesas Empaquetadoras.....	8
1.2.5. Diseño de Máquinas.....	10
1.2.5.1. Máquinas y Mecanismos.....	11

1.2.5.2. Factores de Diseño.....	12
1.2.5.3. Consideraciones de Esfuerzo y Resistencia.....	13
1.2.6. Ley de fuerza.....	18
1.2.7. Dilatación.....	19
1.2.7.1. Dilatación lineal.....	19
1.2.7.2. Dilatación de área o superficie.....	20
1.2.7.3. Dilatación volumétrica.....	21
1.2.8. Fallas por Fatiga.....	22
1.2.8.1. Métodos de Fatiga-Vida.....	23
1.2.8.2. Método del Esfuerzo-Vida.....	23
1.2.8.3. Límite de Resistencia a la Fatiga.....	26
1.2.8.4. Factores Modificadores que afectan la Resistencia a la Fatiga.....	27
1.2.8.4.1. Factor de Superficie k_a	28
1.2.8.4.2. Factor de Tamaño k_b	29
1.2.8.4.3. Factor de Confiabilidad k_c	30
1.2.8.4.4. Factor de Temperatura k_d	31
1.2.8.4.5. Factor de Concentración de Tensiones [k_f].....	31
1.2.8.4.6. Factor de Efectos Diversos k_e	35
1.2.9. Caracterización de Esfuerzos Fluctuantes.....	35
1.2.9.1. El patrón sinusoidal.....	35
1.2.9.2. Tipos de esfuerzos Fluctuantes.....	36
1.2.10. Diseño de Ejes de Transmisión.....	38
1.2.10.1. Diseño de Ejes para Cargas Estáticas.....	39
1.2.10.2. Diseño de Ejes para Cargas Dinámicas.....	40
1.2.11. Procedimiento para el Cálculo de Ejes.....	41
1.2.12. Diseño de Estructuras.....	42
1.2.12.1. Marcos Rígidos o Estructuras Continuas.....	42
1.2.12.2.1. Miembros en Flexión.....	42
1.2.12.2.2. Diseño Estructural de Marcos Rígidos.....	43
1.2.12.2.3. Condiciones de Resistencia por Tensiones Normales.....	47
1.2.12.2.4. Soldadura.....	49
1.2.12.2.5. Juntas a Filete.....	50

1.2.13. Diseño de Conexiones Soldadas.....	50
1.2.13.1. Diseño de Soldaduras para Cargas Estáticas por Flexión.....	50
1.2.13.2. Juntas a Tope.....	52
1.2.13.3. Diseño de Soldaduras para Cargas Estáticas.....	52
1.2.13.4. Uniones Empernadas.....	53
1.2.13.4.1. Cargas de Fatiga en Elementos Roscados.....	56
1.2.13.5. Diseño de Chavetas.....	59
1.2.13.5.1. Selección del Acoplamiento Semiflexible.....	61
1.2.13.5.2. Dimensionamiento del Acople.....	62
1.2.14. Sistema de Transmisión de Potencia.....	63
1.2.14.1. Transmisión de potencia por cadena.....	63
1.2.14.1.1. Selección de Cadenas.....	63
1.2.14.1.2. Paso de Cadena.....	63
1.2.14.1.3. Número de Dientes en las Ruedas.....	64
1.2.14.1.4. Número Par de Dientes.....	66
1.2.14.1.5. Máximo Número de Dientes.....	66
1.2.14.1.6. Número Total Mínimo de Dientes en Ruedas.....	67
1.2.15. Catalina de Sistema Motriz.....	67
1.16. Distancia entre Centros.....	68
1.2.17. La longitud de Cadena.....	69
1.2.18. Selección de Cadena Transportadora.....	70
1.2.19. Selección de Rodamientos para Cargas Radiales.....	73
1.2.19.1. Coeficiente de Fricción de Rodamiento (fr).....	74
1.2.19.2. Coeficiente de Fricción de Deslizamiento (fs).....	74
1.2.19.3. Coeficiente de Velocidad de Cadena.....	74
1.2.20. Motor-Reductor y Variador.....	75
1.2.20.1 Motor.....	75
1.2.20.2 Variador.....	76
1.2.21. Cálculo de los Cilindros Neumáticos.....	79
1.2.21.1. Fuerza del Cilindro.....	79
1.2.21.2. Electroválvula.....	81
1.2.22. Comando y Protección de Motores Eléctricos.....	82

1.2.23. Automatización.....	86
1.2.23.1. Parte Operativa.....	86
1.2.23.2. Parte de Mando.....	86
1.2.23.3. IBALogic-V4.....	87
1.2.23.3.1. El concepto de programa	87
1.2.23.3.2. Arquitectura PAC	88
1.2.23.3.3. Diferentes entornos de ejecución (plataformas).....	89

CAPITULO II

2.1. Diseño Metodológico.....	91
2.1.1. Investigación bibliográfica.....	90
2.1.2. Por objetivos.	90
2.1.3. Por el alcance.....	91
2.2. Tipo de Investigación.....	92
2.3. Métodos.....	92
2.3.1. Analítico.....	92
2.3.2. Inductivo.....	93
2.3.3. Deductivo.....	93
2.3.4. Documental.....	93
2.4. Técnicas.....	93
2.4.1. Observación.....	93
2.4.2. Encuesta.....	93
2.5. Población.....	93
2.6. Entrevista dirigida al Gerente de la Empresa Novacero S.A.....	94
Analisis de la Entrevista Dirigida al Gerente de la Empresa Novacero S.A.....	95
2.7. Entrevista dirigida al Jefe de Laminación del Tren (LPP) de la empresa Novacero S.A.....	96
Analisis de la Entrevista Dirigida al Jefe de Laminación del Tren (Lpp) de la Empresa Novacero S.A.....	97
2.8. Entrevista dirigida al Jefe de Producción de la Empresa Novacero S.A.....	97

Analisis de la Entrevista Dirigida al Jefe De Producción de la Empresa	
Novacero S.A.....	98
2.9. Encuesta dirigida para los trabajadores de la Empresa NOVACERO.....	99
2.10. Verificación de la Hipotesis	109
2.10.1. Hipótesis.....	109
2.10.2. Hipótesis Nula; H_0	109
2.10.3. Hipótesis Alternativa: H_A	109
2.10.4. Tabulación de Encuestas Empleadas.....	109
2.10.5. Resumen de Frecuencias Observables (F_o).....	110
2.10.6. Resumen De Frecuencias Esperadas (F_e).....	110
2.10.7. Calculo del χ^2	111
2.10.8. Grados de Libertad.....	112
2.11. Conclusiones y recomendaciones.....	114
2.11.1. Conclusiones.....	114
2.11.2. Recomendaciones.....	115

CAPÍTULO III

Justificación y Significación.....	116
Objetivos.....	117
General.....	117
Específicos.....	117
3.1. Desarrollo de la Propuesta.....	118
3.2. Parámetros para el Diseño.....	119
3.3. Estructura de Soporte (Mesa).....	118
3.3.1. Estudio de las deformaciones (Estructura de soporte) Análisis	
Estático.....	120
3.3.1.1. Cálculos para el dimensionamiento de marcos rígidos.....	121
3.3.1.2. Cálculo de columnas.....	126
3.3.1.3. Cálculo de vigas.....	129

3.3.2. Cálculo de Soldadura.....	132
3.3.2.1. Cálculo de soldadura para cargas estáticas a tope.....	132
3.3.2.2. Cálculo de soldadura para cargas dinámicas a tope.....	134
3.3.2.3. Simulación del elemento dos (Guía Vertical) de la estructura de soporte.....	136
3.3.2.4. Cálculo de Pernos para union de elementos de Estructura de soporte...	138
3.3.2.5. Selección de pernos para elementos de Estructura de soporte.....	139
3.3.2.6. Cálculo del perno para cargas estáticas.....	139
3.3.2.7. Cálculo de pernos para cargas a fatiga.....	144
3.4. Descarga de producto terminado.....	146
3.4.1. Diseño y Selección de los Elementos que Constituirán la descarga de producto terminado.....	146
3.4.2. Cálculos de las Dilataciones de la Guía Superior.....	146
3.4.3. Cálculos de las dilataciones de la guía Inferior.....	148
3.4.4. Estudio de la deformaciones Soporte Guía Inferior Análisis Estático.....	149
3.4.5. Cálculo de los Ejes Motriz y Conducido.....	152
3.4.5.1. Cálculos del Eje Motriz (elemento del mecanismo de descarga del P.T.) para Cargas Estáticas.....	152
3.4.5.2. Cálculos del Eje (elemento del mecanismo de descarga del P.T.) Para Cargas Dinámicas.....	155
3.4.5.3. Estudio de la Deformaciones del Eje motriz Elemento del Mecanismo de Descarga del P.T.....	158
3.4.6. Selección de Chumaceras.....	160
3.4.6.1. Selección de Chumaceras para (elemento del mecanismo de descarga del P.T.).....	160
3.4.7. Cálculos para la selección de los pistones para (GUIA).....	161
3.4.8. Cálculos para Determinar Tiempos de Caída en la Pendiente de la Guía Vertical.....	163
3.5. Transferidor.....	164
3.5.1. Selección de los Elementos que constituirán el transferidor de la empaquetadora automática.....	165

3.5.2. Cálculos del Eje motriz (Elementos del transferidor de la mesa) Para Cargas Estáticas.....	165
3.5.3. Cálculos del Eje (Elementos el transferidor de la mesa) Para Cargas Dinámicas.....	168
3.5.4. Estudio de las Deformaciones del Eje Motriz elemento del Transferidor de mesa Análisis Estático.....	170
3.5.5. Selección de Chumaceras (Empleadas en el Transferidor De Mesa.).....	173
3.5.6. Motor para el Transferidor (Mesa).....	173
3.5.7. Cálculo de la chaveta para transmisión de potencia del reductor hacia el eje motriz.....	176
3.5.8. Dimensionamiento del acople.....	177
3.5.9. Selección de Cadenas y Catalinas (Transferidor- Mesa).....	178
3.6. Acumuladores.....	180
3.6.1. Cálculos del Eje (empleado en el Acumulador) para Cargas Estáticas..	181
3.6.2. Cálculos del Eje (empleado en el Acumulador) para Cargas Dinámicas.	184
3.6.3. Selección de Chumaceras para (eje empleado en el Acumulador.).....	186
3.6.4. Selección de los elementos Neumáticos para la construcción de los acumuladores de producto terminado.....	187
3.6.5. Cálculos para la selección de los pistones para (Acumulador).....	187
3.7. Transmisión de camino de rodillos de salida.....	189
3.7.1. Dimensionamiento del Motor, Acoples a emplearse en el camino de rodillos de salida.....	189
3.7.2. Motor para el camino de Rodillos.....	189
3.7.3. Cálculo de la chaveta que transmitirá la potencia del reductor hacia el eje motriz.....	192
3.7.4. Dimensionamiento del acople.....	193
3.7.5. Cálculo de rodillos empleados para evacuar producto terminado (PT)...	195
3.7.5.1. Eje de Transmisión para Rodillo.....	195
3.7.6. Fuerzas producidas por la catalina.....	197
3.7.7. Fuerzas en el Eje.....	199
3.7.8. Diseño Estático del Eje de Transmisión.....	200

3.7.8.1. Diseño Estático del Eje de Transmisión.....	201
3.8. Sistema de Control.....	202
3.8.1. PAC arquitectura.....	203
3.9. Construcción, Montaje y Pruebas de Campo.....	207
3.9.1. Construcción de la Máquina.....	207
3.9.2. Requerimientos para la Construcción.....	208
3.9.3. Máquinas y Equipos.....	208
3.9.3.1. Herramientas.....	209
3.9.3.2. Instrumentos de Medición y Verificación.....	209
3.9.3.3. Resumen de Materia Prima.....	209
3.9.3.4. Elementos Normalizados.....	210
3.9.3.5. Elementos Seleccionados.....	210
3.10. Procesos de Maquinado de Partes y Construcción del Prototipo.....	210
3.10.1. Montaje de la Máquina.....	210
3.10.2. Pruebas de Campo.....	212
3.11. Costos.....	213
3.11.1. Costos Directos.....	214
3.11.2. Costos Indirectos.....	215
Conclusiones y Recomendaciones.....	217
Bibliografía.....	219
Referencias electrónicas.....	220
Anexo A (Tablas de constantes empleadas en cálculos para el diseño de la empaquetadora)	
Anexo B (Catálogo General de chumaceras)	
Anexo C (Fotografías del proceso de construcción del prototipo (Mesa empaquetadora automática))	
Anexo D (Parámetros para Selección de motorreductores Bonfiglioli)	
Anexo E (Planos para la construcción de la máquina)	
Anexo F (Protocolo de Pruebas)	
Anexo G (Resultados obtenidos del protocolo de pruebas)	

Anexo H (Costos de materia prima, elementos normalizados, maquinado, montaje de la máquina empaquetadora.

Anexo I (Costos Indirectos)

Anexo J (Especificaciones para selección de catalinas

Anexo K

Glosario

ÍNDICE DE TABLAS

CAPITULO I

Tabla 1.1: Resistencias mínimas específicas aceros.....	15
--	----

CAPITULO II

Tabla 2. 1: Población del área de Laminacion de Producto Pequeño (LPP).....	94
Tabla 2. 2: Tiempo empleado en el procesi de laminación.....	99
Tabla 2. 3: Procesos de empaquetamiento.....	100
Tabla 2. 4: Perdida de tiempo en el proceso.....	101
Tabla 2. 5: Mejorar el tiempo del proceso.....	102
Tabla 2. 6 Como se puede mejorar el proceso.....	103
Tabla 2. 7: Cómo funciona una empaquetadora.....	104
Tabla 2. 8: Trabajadores necesarios.....	105
Tabla 2. 9: Tren de laminación.....	106
Tabla 2. 10: Diseño de una máquina empaquetadora.....	107
Tabla 2.11: Implementación de una empaquetadora.....	108
Tabla 2.12: Tabulación de encuestas empleadas.....	109
Tabla 2.13: Resumen de frecuencias observables (f_o).....	110
Tabla 2.14: Resumen de frecuencias esperadas (f_c).....	111
Tabla 2.15: Calculo del χ^2	112
Tabla 2.16 Valores percentiles para la distribución ji-cuadrado con V grados de libertad	113

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPITULO I

Figura 1.1: Proceso de fabricación del acero.....	4
Figura 1.2: Montante del laminador.....	5
Figura 1.3: Proceso de Colada continúa.....	6
Figura 1.4: Mesa empaquetadora 16/5.....	8
Figura 1.5: Mesa empaquetadora Bitronic 2.....	9
Figura 1.6: Mesa empaquetadora RF/20.....	9
Figura 1.7: Mesa empaquetadora RH 16/1.....	10
Figura 1.8: Mecanismo de cuatro barras.....	12
Figura 1.9: Viga sometidas a peso.....	14
Figura 1.10: Barra sometidas a cargas de tensión.....	16
Figura 1.11: Flexión pura.....	16
Figura 1.12: Flexión simple.....	16
Figura 1.13: Dilatación lineal.....	20
Figura 1.14: Límite a fatiga experimental de la probeta para Flexión.....	25
Figura 1.15: Límites de resistencia a la fatiga vs la tensión de resultados de ensayos reales.....	27
Figura 1.16: Áreas de perfiles estructurales rotativos y no rotativos.....	30
Figura 1.17: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.....	33
Figura 1.18: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.....	34
Figura 1.19: Relaciones esfuerzo tiempo.....	36
Figura 1.20: Viga sometida a flexión pura.....	43
Figura 1.21: Marcorrigido o estructura continúa.....	43
Figura 1.22: Columna sometida a cargas por compresión.....	44
Figura 1.23: Factor de apoyo en estructuras continuas.....	45
Figura 1.24: Distancia de las fibras exteriores a la línea del eje neutro.....	47

Figura 1.25: Tipos de soldadura a filete.....	50
Figura 1.26: Esquema de un voladizo unido por soldaduras a un soporte vertical.....	51
Figura 1. 27: Conexión empernada. Cargas a tensión P.....	53
Figura 1.28: Diagrama de fatiga según Goodman que muestra como la línea de carga se utiliza para definir la falla y la seguridad en juntas con pernos cargadas a la fatiga. El punto B representa seguridad y el punto C falla.....	58
Figura 1.29: Esquema de la chaveta.....	59
Figura 1.30: Formación de un polígono sobre la rueda.....	64
Figura 1.31: Velocidad ciclica.....	65
Figura 1.32: Transmisión de potencia.....	67
Figura 1.33: Distancia entre Centros.....	68
Figura 1.34: Cadena Transportadora.....	70
Figura 1.35: Apariencia de las flechas.....	72
Figura 1.36: Selección de transmisiones.....	72
Figura 1.37: Motor.....	76
Figura 1.38: Variador de Voltaje.....	76
Figura 1.39: Reductor.....	77
Figura 1.40: Motor reductor.....	78
Figura 1.41: Valvula 5/2 con paso de aie de 1 a 2 y de 4 a 5 en posición de reposo.....	82
Figura 1.42: Vías a través de los cuales puede circular el aire en su proceso de trabajo o evacuación.....	82
Figura 1.43: Requisitos mínimos para la protección de motores.....	83
Figura 1.44: Interruptor magnetico.....	84
Figura 1.45: Contactor Electromagnetico.....	84
Figura 1.46: Relay de Sobrecarga.....	85
Figura 1.47: Guardamotor Integral.....	85

CAPITULO II

Figura 2.1: Tiempo empleado en el proceso de laminación.....	99
Figura 2.2: Procesos de empaquetamiento.....	100
Figura 2.3: Perdida de tiempo en el proceso.....	101
Figura 2.4: Mejorar el tiempo del proceso.....	102
Figura 2.5: Como se puede mejorar el proceso.....	103
Figura 2.6: Cómo funciona una empaquetadora.....	104
Figura 2.7: Trabajadores necesarios.....	105
Figura 2.8: Tren de laminación.....	106
Figura 2.9: Diseño de una máquina empaquetadora.....	107
Figura 2.10: Implementación de una empaquetadora.....	108

CAPITULO III

Figura 3.1: Empaquetadora automática.....	118
Figura 3.2: Empaquetadora (Estructura soporte Mesa).....	119
Figura 3.3 Esquema de la estructura de soporte.....	120
Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre de los marcos rígidos.....	122
Figura 3.5: Cargas en el primer tramo.....	123
Figura 3.6: Cargas que actuaran en el segundo tramo.....	124
Figura 3.7: Diagramas de fuerza cortante y momento flector.....	126
Figura 3.8: Ubicación del tubo rectangular en la viga transversal.....	130
Figura 3.9: Tensión de Von Mises.....	131
Figura 3.10: Desplazamiento resultante.....	131
Figura 3.11: Deformación unitaria equivalente.....	132
Figura 3.12: Esquema de una junta a tope.....	132
Figura 3.13: Esquema de una junta a tope.....	133
Figura 3.14: Guía Vertical.....	136
Figura 3.15: Tensión de von Mises.....	137
Figura 3.16: Desplazamiento.....	137
Figura 3.17: Deformación unitaria.....	138
Figura 3.18: Deformación unitaria.....	146

Figura 3.19: Guía superior de la empaquetadora para P.T.....	147
Figura 3.20: Guía inferior de la empaquetadora para P.T.....	148
Figura 3.21: Simulación del Soporte Guía Inferior en SolidWorks.....	149
Figura 3.22: Tensión de von Mises.....	150
Figura 3.23: Desplazamiento resultante.....	151
Figura 3.24: Deformación unitaria equivalente.....	151
Figura 3.25: Diagrama del cuerpo libre eje del mecanismo guía inferior.....	152
Figura 3.26: Cargas y reacciones que actúan sobre el eje.....	153
Figura 3.27: Fuerza cortante.....	154
Figura 3.28: Momento Flector.....	154
Figura 3.29: Eje motriz elemento de descarga del P.T.....	158
Figura 3.30: Tensión de von Mises.....	159
Figura 3.31: Tensión de von Mises.....	159
Figura 3.32: Tensión de von Mises.....	160
Figura 3.33: Cilindro del pistón empleado para la guía.....	162
Figura 3.34: Diagrama de cuerpo libre para tiempos de caída del P.T.....	163
Figura 3.35: Elementos del transferidor.....	164
Figura 3.36: Diagrama del cuerpo libre Eje Motriz.....	165
Figura 3.37: Cargas y reacciones que actúan sobre el eje.....	166
Figura 3.38: Fuerza cortante.....	167
Figura 3.39: Momento Flector.....	167
Figura 3.40: Simulación del Eje Motriz elemento del Transferidor de mesa.....	170
Figura 3.41: Tensión de von Mises.....	171
Figura 3.42: Desplazamiento resultante.....	172
Figura 3.43: Deformación unitaria equivalente.....	172
Figura 3.44: Eje del transferidor de mesa.....	174
Figura 3.45: Diagrama Unifilar.....	175
Figura 3.46: Elementos que constituyen el Acumulador.....	181
Figura 3.47: Diagrama del cuerpo libre eje Acumulador.....	181
Figura 3.48: Cargas y reacciones que actúan sobre el eje.....	182

Figura 3.49: Fuerza cortante.....	183
Figura 3.50: Momento Flector.....	183
Figura 3.51: Cilindro del pistón empleado para el Acumulador.....	188
Figura 3.52: Elementos de la transmición de potencia del camino de rodillos.....	189
Figura 3.53: Diagrama del cuerpo libre del camino de rodillos.....	190
Figura 3.54: Diagrama Unifilar.....	191
Figura 3.55: Esquema de la chaveta.....	192
Figura 3.56: Elementos mecánicos del rodillo.....	195
Figura 3.57: Fuerzas y momentos de torsión que actúan sobre el eje.....	199
Figura 3.58: Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano x-y..	200
Figura 3.59: Microcontrolador (Sim_Field_Discharge_FB_V1a).....	203
Figura 3.60: Ventana de programación del Microcontrolador.....	204
Figura 3.61: Programación de la automatización (total).....	208
Figura 3. 62: Trazado en planchas.....	214

SIMBOLOGÍA

k_a = Factor de superficie

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de confiabilidad

k_d = Factor de temperatura

k_f = Factor de concentración de tensiones

k_e = Factor de efectos diversos

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

σ_{\max} = esfuerzo máximo

σ_m = componente de esfuerzo medio

σ_{\min} = esfuerzo mínimo

σ_r = intervalo de esfuerzo

σ_a = componente de la amplitud

σ_s = esfuerzo estático o constante

σ_x = Esfuerzo de Flexión [kpsi]

M = Momento flector de la sección crítica [kg.mm]

T = Momento Torsor en la sección crítica [kg.mm]

d = Diámetro del eje [mm]

C = Capacidad de carga dinámica, [N]

P_d = Carga radial de diseño, [N]

n = Velocidad de giro, [rpm]

p = 3 páralos rodamientos de bolas

W_c = Ancho de la chaveta, [pulg]

H_c = Altura de la chaveta, [pulg]

L_c = Longitud de la chaveta, [pulg]

τ = Esfuerzo cortante admisible, [$lb/pulg^2$]

τ_d = Esfuerzo cortante de diseño, [$lb/pulg^2$]

A_c = Área de corte, [$pulg^2$]

S_y = Esfuerzo de fluencia, [$lb/pulg^2$]

FS = Factor de seguridad

σ_c = Esfuerzo de compresión admisible, [$lb/pulg^2$]

σ_d = Esfuerzo de compresión de diseño [$lb/pulg^2$]

A_a = Área de Aplastamiento, [$pulg^2$]

C = Par nominal a transmitir, [Nm]

H = Potencia nominal del motor, [HP]

N = velocidad de rotación, [rpm]

λ = Relación de esbeltez

K = Factor de Apoyo

L = longitud libre de la columna

r_{min} = radio de giro mínimo

Kl = longitud efectiva de la columna.

G = coeficiente de apoyo

I_c = momento de inercia en la columna

L_c = longitud libre de la columna.

I_g = Momento de inercia en la viga

L_g = longitud libre de la columna

I = momento de inercia mínimo de la sección del perfil.

A = área de la sección transversal del perfil.

σ_{cm} = esfuerzo de compresión de la columna.

σ_c *admisible* = Esfuerzo admisible de compresión.

F_c = fuerza e compresión.

$[\sigma]$ = Esfuerzo admisible del material

[FS] = Factor de seguridad

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

b = ancho de la sección del perfil.

d = altura de la sección del perfil.

R_b = Porción de carga del perno.

P_m = Porción de carga aplicada en la junta.

P = Carga aplicada sobre cada perno.

F_b = Carga resultante en el perno

F_i = Precarga

F_m = Carga resultante en los elementos.

F = Fuerza (newton)

D = diámetro cilindro [mm].

P aire = presión del aire [bar].

F muelle = fuerza muelle [newton]

L = Longitud de la cadena de pasos

z_m = Número de dientes del piñón

z_M = Número de dientes de la rueda

C = Distancia entre centros planeada, en mm

P = Paso de la cadena, en mm

RESUMEN

La empresa donde se realizó el presente trabajo de investigación, es la planta industrial Novacero, una sólida empresa ecuatoriana, pionera y líder en el mercado desde 1973, con una excelente experiencia en la fabricación y desarrollo de diferentes tipos de soluciones de acero para la construcción.

Debido a la gran demanda de productos de acero que existe en el mercado la empresa constata la necesidad de incorporar a su línea de producción una empaquetadora automática para producto terminado en el tren de laminación de productos pequeños, de esta necesidad surge la propuesta del “Diseño e implementación de una mesa empaquetadora automática para producto terminado” en el tren de Laminación de Producto Pequeño (LPP) de la planta industrial Novacero ubicada en la ciudad de Latacunga, lo que permitiría obtener recursos económicos suficientes mediante la disminución de tiempos muertos que se genera al momento del proceso de empaquetado.

Esta mesa empaquetadora automática estará provista de una guía para conducción de producto terminado (Pletina) , un transferidor de cadena para cambiar la dirección de la línea de laminación, pistones neumáticos acoplados a pequeños elementos metálicos (acumuladores de pletina) que permitirán retener el producto terminado hasta evacuar los paquetes de producto terminado así las bodegas de almacenamiento.

Además de que la empaquetadora automática será de un costo mucho menor de los ofertados en el mercado también reducirá tiempos muertos en el empaquetado y contribuirá a alcanzar el objetivo: que todos los procesos que se generan en la fabricación de sus productos lleguen a ser totalmente automático, por estas razones la gerencia de la empresa considera factible la ejecución de la presente propuesta de investigación.

ABSTRACT

The enterprise where this work was realized is Novacero. Currently, this is an Ecuadorian strong industry, the first and the leader from 1973, with excellent experience on manufacturing and developing different kinds of steel solutions.

Because of the great demand for steel solutions on the market that the enterprise sees the need to incorporate into your production line automatic packaging for finished product in the small mill products , this need the proposed "Surge design and implementation of an automatic packing table to finished product " in the Small train Rolled product (LPP) of Novacero industrial plant located in the city of Latacunga, which would provide sufficient economic resources by reducing downtime that generated at the time of the packaging process .

This automatic packing table will be provided with a transferor to change the direction of the rolling line, pneumatic pistons attached to small metal elements (accumulators plate) that will hold the finished product to evacuate packages finished product that forms on the way of forming rolls and being sent to storage warehouses.

Also, it will contribute to achieve the goal. For this reason, the management of the factory considers feasible the execution of the present proposal about the investigation.

INTRODUCCIÓN

La presente investigación se hace un detalle de la construcción de una máquina empaquetadora automática que facilitará pérdidas de tiempos en los procesos de empaquetado.

Trata de los fundamentos teóricos que sirvieron como base de la investigación de forma ordenada y sistemática utilizando metodología bibliográfica, para mejorar la actividad cognitiva del investigador.

Se utiliza metodología descriptiva para conocer en detalle el objeto de estudio, utilizando técnicas como la entrevista, encuesta el mismo que ayuda a través de un método deductivo inductivo analizar los eventos de mayor a menor dentro del contexto estructural de la investigación.

Se direcciona el dimensionamiento a través de la lógica de Cálculos estructurados para determinar una adecuada funcionalidad, y se estructura el diseño de la máquina empaquetadora para determinar la integración de sistemas mecánico, neumático, descarga y eléctrico fundamentado con pruebas de funcionalidad.



CAPITULO I

1. GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

Este proceso surgió como una necesidad para la producción en serie de la industria metalúrgica, ya en el año 800 antes de nuestra era, el uso de vasijas de arcilla como recipiente para diferentes productos hace comenzar la historia del empaquetado desde entonces su uso ha ido en aumento, evolucionando y diversificándose enormemente en los últimos años, al amparo de las nuevas tecnologías y tratando de satisfacer las nuevas necesidades sociales.

La multinacional ARMCO se constituye en Quito-Ecuador en 1972 como **PRODUCTOS METÁLICOS ARMCO S.A.** y orienta sus operaciones a la fabricación y comercialización de productos de acero. En 1983 se constituye ARMCO PAXI S.A. En la localidad de Lasso y de igual manera orienta sus actividades en la rama metalmecánica. En el año de 1992 PRODUCTOS METÁLICOS ARMCO S.A. cambia de razón social a NOVACERO S.A., mientras que ARMCO PAXI S.A. cambia de denominación a ACEROPAXI S.A.

En el mes de Abril del año 2001, se inicia el proceso de fusión de NOVACERO S.A. Y ACEROPAXI S.A., proceso que concluyó en Enero del año 2002, denominándose la nueva empresa NOVACERO ACEROPAXI S.A.

Para inicio del año 2005 se toma la decisión del cambio de razón social de la compañía es así que NOVACERO ACEROPAXI S.A. pasa a denominarse NOVACERO S.A. desde el 16 de Junio del 2005 la razón fundamental de este cambio es dar un nombre y marca comercial en el mercado al nuevo producto, Varilla de construcción, iniciando su comercialización en Noviembre del mismo año.

1.2. MARCO TEÓRICO

1.2.1. Procesos de Fabricación del Acero

(Emi, T.; Seetharama, S.; 2000) Menciona que el proceso de fabricación del acero es el conjunto de transformaciones que sufre el material desde que se funden las materias primas hasta que se obtiene el espesor o diámetro deseado. Se puede dividir en tres etapas: acería, laminación en caliente y laminación en frío.

La etapa de **acería** es común independientemente de cuál sea el producto final que queramos obtener. Partiendo de la chatarra, ferroaleaciones y otros elementos, se obtiene la composición química deseada por la que se definirá la calidad del acero.

En la **laminación en caliente** se reduce el espesor o diámetro aprovechando la mayor ductilidad del material a altas temperaturas.

La **laminación en frío** es la etapa en la que obtenemos el espesor o diámetro final. La reducción se lleva a cabo sin un calentamiento previo.

El acero se puede obtener a partir de dos materias primas fundamentales:

- El arrabio, obtenido a partir de mineral en instalaciones dotadas de horno alto (proceso integral)
- Las chatarras férricas

El tipo de materia prima condiciona el proceso de fabricación del acero.

(Steel Recycling Institute; 2001) Define que en líneas generales para fabricar acero a partir de arrabio se utiliza el convertidor con oxígeno, mientras que partiendo de chatarra como única materia prima se utiliza exclusivamente el horno de arco eléctrico. Los procesos en horno de arco eléctrico pueden usar casi un 100% de chatarra metálica como materia prima combiniéndolo en un proceso más favorable desde un punto de vista ecológico.

1.2.2. Fabricación del Acero por arco Eléctrico.

En este proceso, la materia prima es la chatarra, a la que se le presta una especial atención, con el fin de obtener un elevado grado de calidad de la misma. Para ello la chatarra es sometida a unos severos controles e inspecciones por parte del fabricante de acero, tanto en su lugar de origen como en el momento de la recepción del material en fábrica Figura 1.1.

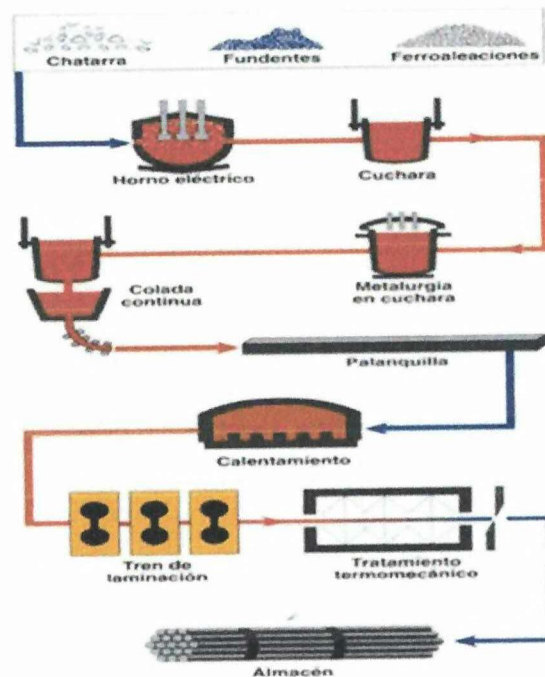


Figura 1.1: Proceso de fabricación del acero

Fuente: Steel Recycling Institute; 2001

El proceso de fabricación se divide básicamente en dos fases: la fase de fusión y la fase de afino.

1.2.2.1. Fase de fusión

Una vez introducida la chatarra en el horno y los agentes reactivos y escorificantes (principalmente cal) se desplaza la bóveda hasta cerrar el horno y se bajan los electrodos hasta la distancia apropiada, haciendo saltar el arco hasta fundir completamente los materiales cargados.

El proceso se repite hasta completar la capacidad del horno, constituyendo este acero una colada.

1.2.2.2. Fase de afino

El afino se lleva a cabo en dos etapas. La primera en el propio horno y la segunda en un horno cuchara Figura 1.2.

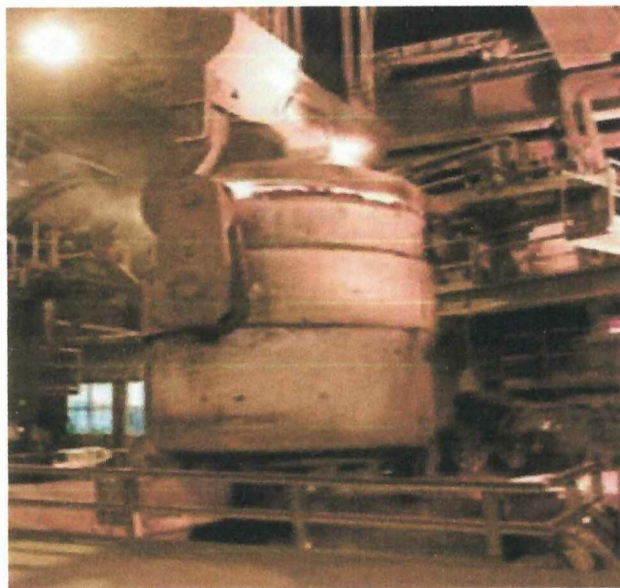


Figura 1.2: Montante del laminador

Fuente: Metals Industry DANIELI

En el primer afino se analiza la composición del baño fundido y se procede a la eliminación de impurezas y elementos indeseables (silicio, manganeso, fósforo, etc.) y realizar un primer ajuste de la composición química por medio de la adición de ferroaleaciones que contienen los elementos necesarios (cromo, níquel, molibdeno, vanadio, titanio, etc.).

El acero obtenido se vacía en una cuchara de colada, revestida de material refractario, la cual funciona como una cuba de un segundo horno de afino en el que termina de ajustarse la composición del acero y alcanza la temperatura adecuada para la siguiente fase en el proceso de fabricación.

1.2.2.3 La colada continua

Finalizado el afino la cuchara de colada se lleva hasta la artesa receptora de la colada continua donde vacía su contenido en una artesa receptora.

La colada continua es un procedimiento siderúrgico en el que el acero se vierte directamente en un molde de fondo desplazable, cuya sección transversal tiene la forma geométrica del semi-producto que se desea fabricar; en nuestro caso la palanquilla Figura 1.3.

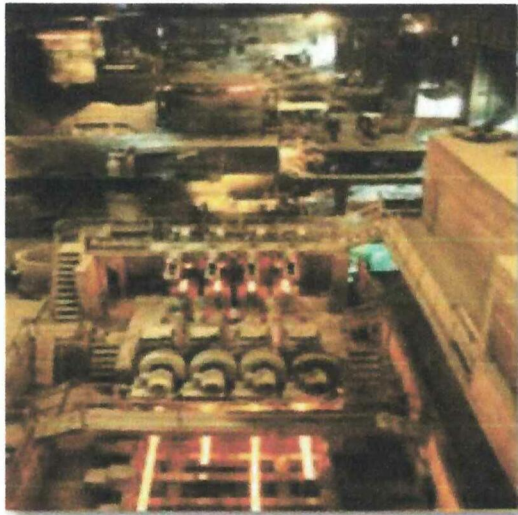


Figura 1.3: Proceso de Colada continúa

Fuente: Metals Industry DANIELI

Las palanquillas no son utilizables directamente, debiendo transformarse en productos comerciales por medio de la laminación o forja en caliente.

La laminación se puede definir como un proceso donde el semi-producto palanquilla pasa entre dos rodillos o cilindros, que giran a la misma velocidad y en sentidos contrarios, reduciendo su sección transversal gracias a la presión ejercida por éstos.

El tren de laminación está formado, como se ha indicado, por parejas de cilindros que van reduciendo la sección de la palanquilla.

Primero de la forma cuadrada a forma de óvalo, y después de forma de óvalo a forma redonda.

El tren de laminación se divide en tres partes:

- a) **Tren de desbaste:** donde la palanquilla sufre una primera pasada muy ligera para romper y eliminar la posible capa de cascarilla formada durante su permanencia en el horno.
- b) **Tren intermedio:** formado por distintas cajas en las que se va conformando por medio de sucesivas pasadas la sección.
- c) **Tren acabador:** donde el producto experimenta su última pasada y obtiene su geometría de corrugado.

Las barras ya laminadas se depositan en una gran placa o lecho de enfriamiento, de donde es trasladado a las líneas de corte a medida y empaquetado, de donde pasa a la zona de almacenamiento y expedición.

1.2.3. Procesos de Empaquetado de Producto Terminado

(E.P.S.-Zamora-U,SAL -2008) menciona que empaquetado es la tecnología para guardar, proteger y preservar los productos durante su distribución, almacenaje y manipulación, a la vez que sirve como identificación y promoción del producto e información para su uso.

Este proceso puede llegar a ser laborioso si el producto es frágil, o si el número de productos es enorme, lo ideal en estos casos es la automatización del proceso, o parte de él. En un negocio o en una industria, el embalaje suele ser un aspecto que no se debe descuidar, pues es la primera impresión que recibe el cliente de nuestra parte. Y por esa razón debemos cuidar al máximo el proceso y limar y pulir los diferentes fallos que pudiese encontrar.

Los procesos de empaquetado se inician en las zonas de entradas de las máquinas, por un grupo especial de guías que canaliza correctamente los productos que vienen sueltos, generalmente conducidos por medio de una cinta

transportadora con cadenas en material termoplástico o un conjunto de rodillos de bajo coeficiente de fricción para evitar minimizar el desgaste entre los elementos en contacto.

En la zona de formación del paquete, el producto se agrupa de manera continua en el formato requerido, mediante elementos sincronizados electrónicamente.

Un dispositivo mecánico (Zunchadoras eléctricas o neumáticas) despliega brazos mecánicos para ajustar y los paquetes para posteriormente zunchar los paquetes con flejes de metal o polipropileno que asegura una mayor estabilidad y rigidez del paquete, posteriormente se da el etiquetado del producto donde se detallaran sus características de composición y manipuleo.

En procesos que cuentan con cinta de traslación a la salida los paquetes pueden repartir en filas directamente en zonas de almacenaje.

1.2.4. Tipos de Mesas Empaquetadoras

Las Mesas empaquetadoras son máquinas automáticas para el empaquetado de plástico, metal o vidrio. Según el modelo elegido, es posible realizar hasta 35 paquetes por minuto, según el modelo de máquina y el tipo de producto a empaquetar. Los formatos realizables varían según la forma, la capacidad y las dimensiones del producto Figura 1.4.



Figura 1.4: Mesa empaquetadora 16/5

Fuente: Catalogo general MEP

Los modelos Bitronic equipados con módulo TR, utilizado para girar los paquetes formados por una empaquetadora. Disponible en la versión electrónica y automática, permite realizar configuraciones finales simples y complejas, funcionando a una velocidad máxima de 300 paquetes por hora.

Los paquetes pueden ser levantados hacia la ubicación de los brazos mecánicos, de modo que toma forma antes de ser zunchados en 4 partes Figuras 1.5.-1.6

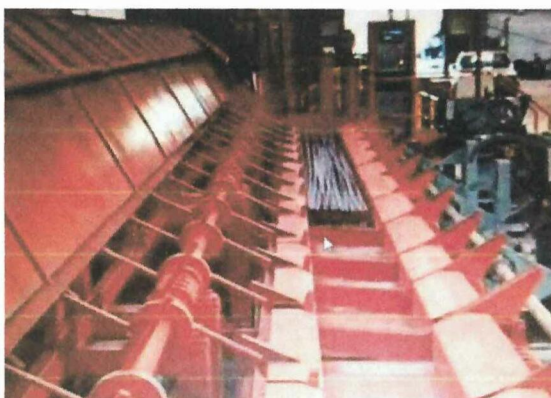


Figura 1.5: Mesa empaquetadora Bitronic 2

Fuente: MEP Catalogo



Figura 1.6: Mesa empaquetadora RF/20

Fuente: MEP Catalogo

Todos los modelos RH disponen de un sistema mecánico de agrupación del producto y, según las exigencias del cliente, están equipados con cinta transportadora de entrada en línea Figura 1.7.



Figura 1.7: Mesa empaquetadora RH 16/1

Fuente: MEP Catalogo

1.2.5. Diseño de Máquinas

De acuerdo al (Reglamento CIRSOC 304.; 2007) es el proceso en el cual se aplica diversas técnicas y principios científicos con el objeto de definir un dispositivos, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización el diseño abarca varios campos entre ellos el Diseño máquinas.

El diseño en ingeniería es el proceso de idear un sistema, componente o proceso para satisfacer ciertas necesidades.

Es un proceso de toma de decisiones a menudo iterativo en que las ciencias básicas, las matemáticas y las ciencias de la ingeniería se aplican para convertir recursos en forma óptima a fin de cumplir un objetivo estipulado.

(RONDON O., Diseño de la Ingeniería de máquinas.;1998) Dice que entre los elementos fundamentales del proceso de diseño se encuentran el establecimiento de objetivos y criterios, síntesis, análisis, construcción, ensayos y evaluaciones. Vamos hacer un aporte sobre una definición tentativa del concepto del diseño de la maquinaria de producción industrial.

(RALF S., La ingeniería y el Ingeniero diseñador de Maquinas., EEUU.; 2000) Define que el diseño es el arte profesional de aplicar la ciencia a la conversión óptima de los recursos de la naturaleza para beneficiar al hombre.

Una máquina puede definirse como un aparato formado de unidades interrelacionadas llamadas elementos de máquinas que están dispuestas con el objeto de transformar movimientos y fuerzas.

Esta relación entre fuerza y movimiento distingue el diseño de máquinas del de estructuras: en este último solo se considera fuerzas estáticas, mientras que el diseño de máquinas se incluye además el análisis de las cargas dinámicas asociadas al movimiento, masa y geometría de cada elemento.

El diseño una máquina debe solucionar el problema y facilitar el trabajo al ser humano ya que ese es el objetivo de crear una máquina.

1.2.5.1. Máquinas y Mecanismos

Máquina "combinación de cuerpos resistentes de manera que, por medio de ellos, las fuerzas mecánicas de la naturaleza se pueden encauzar para realizar un trabajo acompañado de movimientos determinados".

Mecanismo "combinación de cuerpos resistentes conectados por medio de articulaciones móviles para formar una cadena cinemática cerrada con un eslabón fijo, y cuyo propósito es transformar el movimiento"

(SHIGLEY J., Diseño en Ingeniería mecánica.;2008) Dice "Es una combinación de cuerpos resistentes de manera que, por medio de ellos, las fuerzas mecánicas de

la naturaleza se pueden encauzar para realizar un trabajo acompañado de movimientos determinados.

Como se ve los conceptos de máquinas y mecanismos están íntimamente ligados, sólo difieren en su propósito: en una máquina el fin predominante es el de la transmisión de la potencia de una fuerza, mientras que un mecanismo el propósito perseguido es lograr un movimiento adecuado Figura 1.8.

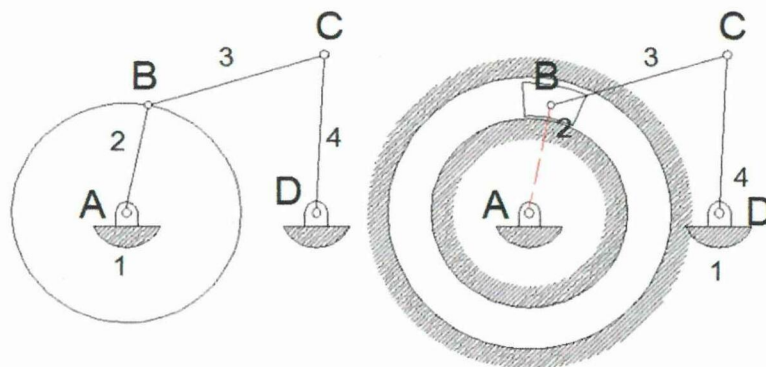


Figura 1.8: Mecanismo de cuatro barras

Fuente: Shigley J., Diseño en Ingeniería mecánica

1.2.5.2. Factores de Diseño.

El factor de diseño hace referencia a las características o consideraciones que se debe tomar en cuenta para determinado diseño, a veces la resistencia de un elemento es muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento, en tal caso se dice que la resistencia es un factor importante de diseño.

Por lo general se tiene que tomar en cuenta varios factores en un caso de diseño determinado.

En ocasiones, alguno de esos factores será crítico y, si se satisfacen sus condiciones, ya no será necesario considerar los demás.

Por ejemplo, suelen tenerse en cuenta los factores siguientes:

- Seguridad (el factor de seguridad FS será de uno o todo dependerá del tipo de material a emplear y del grado de FS que dese dar al diseño para que ofrezca mayor seguridad aunque esto podría elevar el costo del proyecto.)
- Rendimiento (el grado en el que el diseño satisface o excede los objetivos de diseño.)
- Confiabilidad (una alta probabilidad de que el diseño cumplirá con la vida útil o la excederá.)
- Facilidad para fabricar.
- Disponibilidad de servicio o remplazo de componentes.
- Facilidad en cuanto a operación.
- Costo inicial bajo.
- Costo de operación y mantenimiento bajos.
- Tamaño reducido y de poco peso.
- Poco ruido y escasa vibración; que opere con suavidad.
- Uso de materiales accesibles y facilitar la compra de componentes.
- Uso prudente de partes cuyo diseño es único junto con componentes en el mercado.
- Que su aspecto resulte atractivo y adecuado para su aplicación.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o procesos de fabricación o bien, a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

1.2.5.3. Consideraciones de Esfuerzo y Resistencia

De acuerdo con (MOTT R.; 1999) Esfuerzo es la resistencia que ofrece un área unitaria (A) del material del que está hecho un miembro para una carga aplicada externa (fuerza, F). En algunos casos, como en el esfuerzo normal directo, la fuerza aplicada se reparte uniformemente en la totalidad de la sección transversal del miembro.

En otros casos el esfuerzo debido a flexión, variará en los distintos lugares de la misma sección transversal, entonces el nivel de esfuerzo se considera en un punto.

(SHIGLEY J., Diseño en Ingeniería mecánica.;2008) Dice. La resistencia es una propiedad de un material o de un elemento mecánico. La resistencia de un elemento depende de la elección, el tratamiento y el procesado del material.

La resistencia de materiales tienen como objetivo estudiar el comportamiento de los sólidos deformables y establecer criterios que permitan determinar el material más conveniente, la forma y las dimensiones más adecuadas que hay que dar a estos sólidos cuando se les emplea como elementos de una construcción o de una máquina para que puedan resistir la acción de una determinada sollicitación exterior, así como obtener este resultado de la forma más económica posible Figura 1.9.

Para determinar cuáles son las condiciones óptimas de trabajo en estos casos, es necesario conocer cuál es la relación entre los esfuerzos que se aplican y las deformaciones que se producen y cuál es la máxima deformación que admite el material sin llegar a romperse.

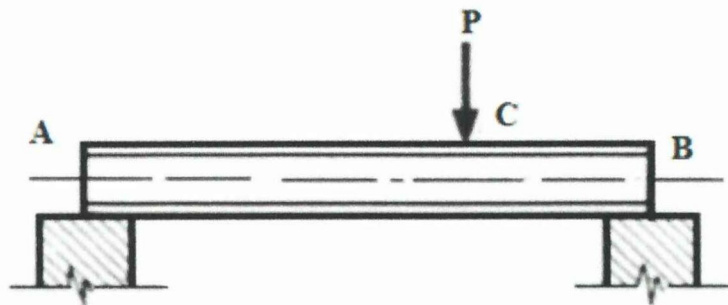


Figura 1.9: Viga sometidas a peso

Fuente: Propia

Las resistencias mínimas específicas de ciertos aceros ASTM. Donde S_s , resistencia al corte, S_y una resistencia de fluencia, S_u una resistencia ultima y \bar{S} una resistencia media obtenida de un muestreo de pruebas Tabla 1.1.

TIPO DE ACERO	Núm. ASTM	S_y kpsi	S_u kpsi	TAMAÑO, in, HASTA
Al carbono	A36	36	58	8
Al carbono	A529	42	60	½
De baja aleación	A572	42	60	6
De baja aleación	A572	50	65	2
Inoxidable	A588	50	70	4
De aleación Q & T	A514	100	110	2 ½

Tabla 1.1: Resistencias mínimas específicas aceros.

Fuente: American Institute Of Steel Construction.

El esfuerzo permisible o valor permisible indican valores de resistencia reducidos que se utilizan para determinar las dimensiones de elementos con tamaños establecidos de acuerdo con la resistencia.

Hallar estos valores reducidos constituye la primera parte del procedimiento del AISC (American Institute Of Steel Construction) designa el esfuerzo normal permisible como σ_{perm} y el esfuerzo constante permisible como τ_{perm} . Luego la relación entre esfuerzo permisible y resistencias mínimas especificadas se expresan como:

- a) Una barra recta está sometida a cargas de tensión o compresión cuando están sometidas a fuerzas paralelas a su eje centroidal.

Dependiendo si la carga tiende a estirar o a comprimir la pieza, la carga será de tracción o compresión Figura 1.10.

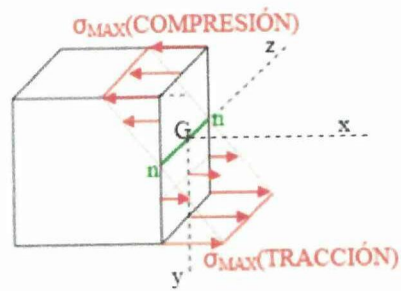


Figura 1.10: Barra sometidas a cargas de tensión.

Fuente: E.P.S.-Zamora – (U.SAL.) - 2008

- b) Una barra está solicitada a flexión pura cuando en sus secciones rectas transversales actúan únicamente los momentos flectores: M_z y/o M_y .

Figura 1.11.

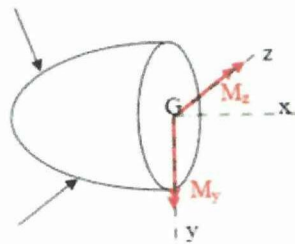


Figura 1.11: Flexión pura

Fuente: E.P.S.-Zamora – (U.SAL.) - 2008

En el caso de que a la vez que los momentos flectores : M_z y/o M_y actúen también las fuerzas cortantes V_y y/o V_z se dice que está solicitada a flexión simple Figura 1.12.

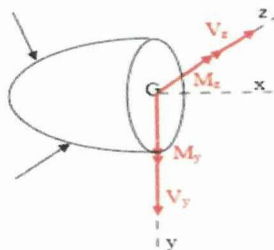


Figura 1.12: Flexión simple

Fuente: E.P.S.-Zamora – (U.SAL.) - 2008

Un elemento sometido a aplastamiento se da cuando la deformación permanente $\sigma_{perm} = 0.90 S_y$. y los problemas a resolver haciendo uso de esta ciencia son de dos tipos:

- a. Dimensionamiento
- b. Verificación

En el primer caso se trata de encontrar el material, las formas y dimensiones más adecuadas de una pieza, de manera tal que ésta pueda cumplir su cometido:

- Con seguridad
- En perfecto estado
- Con gastos adecuados

El segundo caso se presenta cuando las dimensiones ya han sido prefijadas y es necesario conocer si son las adecuadas para resistir el estado de sollicitaciones actuantes. Esto reviste gran importancia, pues al estudiar teóricamente se puede obtener la solución de toda una serie de problemas reales comunes.

Al escogerse el esquema de cálculo se introducen ciertas simplificaciones en:

- a. La geometría del objeto. Así un sólido muy alargado se puede idealizar con una barra.
- b. Los vínculos. Usualmente se consideran ideales.
- c. Los sistemas de fuerzas aplicadas: es conocido por ejemplo, que las cargas concentradas prácticamente no existen en la realidad, sino que son las resultantes de fuertes presiones localizadas en zonas pequeñas.
- d. Las propiedades de los materiales.

Las deformaciones pequeñas no influyen sensiblemente sobre las leyes del equilibrio y del movimiento del sólido, por lo que la Mecánica Teórica prescinde de ellas.

Sin embargo, sin el estudio de estas deformaciones sería imposible resolver un problema de gran importancia práctica como es el de determinar las condiciones para las cuales puede tener lugar la falla de una pieza, o aquellas en las que la misma puede servir sin tal peligro.

1.2.6. Ley de fuerza

(ROJO A.-ACOSTA M., Mecánica.;1992) El cambio de movimiento es proporcional a la fuerza motriz impresa y ocurre según la línea recta a lo largo de la cual aquella fuerza se imprime.

Esta ley explica qué ocurre si sobre un cuerpo en movimiento (cuya masa no tiene por qué ser constante) actúa una fuerza neta: la fuerza modificará el estado de movimiento, cambiando la velocidad en módulo o dirección.

$$F = m \cdot a \quad \text{Ec. (1.1)}$$

Si la fuerza resultante que actúa sobre una partícula no es cero, esta partícula tendrá una aceleración proporcional a la magnitud de la resultante y en dirección de ésta. La velocidad en el movimiento uniforme es el espacio recorrido en la unidad de tiempo donde la velocidad se expresa como:

$$v = \frac{e}{t} \quad \text{Ec. (1.2)}$$

Pero en movimiento de un cuerpo que recorre espacios diferentes en tiempos iguales es:

$$\bar{v} = \frac{e}{t} \Rightarrow e = \bar{v}t \quad \text{Ec. (1.3)}$$

ROJO A.-ACOSTA M., Mecánica.;1992) La aceleración en el en el movimiento uniformemente variado es la variación que experimenta la velocidad en la unidad de tiempo.

La variación de la velocidad en el tiempo t ha sido $v - v_0$ y la aceleración será:

$$a = \frac{v-v_0}{t} \quad \text{Ec. (1.4)}$$

Donde v se obtiene de la ecuación 1.4 y se tendrá:

$$v = v_0 + at \quad \text{Ec. (1.5)}$$

Donde se puede probar que el espacio recorrido con movimiento uniformemente variado es:

$$e = v_0t + \frac{1}{2}at^2 \quad \text{Ec. (1.6)}$$

Eliminando el tiempo entre las ecuaciones 1.5 y 1.6 se obtiene otra fórmula útil:

$$v^2 = v_0^2 + 2ae \quad \text{Ec. (1.7)}$$

Pero en ocasiones la velocidad inicial puede ser cero y se obtiene:

$$v^2 = 2ae \quad \text{Ec. (1.8)}$$

1.2.7. Dilatación

(Ortiz Berrocal, Luis. Resistencia de materiales.; 2007) menciona que es el aumento de volumen de un cuerpo por la separación de sus moléculas y disminución de su densidad al elevarse su temperatura o disminuir la presión a la que está sometido, sin que se produzca ningún cambio en su naturaleza.

1.2.7.1. Dilatación lineal

Incremento de su integridad física cuando se aplica un pequeño cambio global y uniforme de temperatura.

El coeficiente de dilatación lineal, designado por α_L , para una dimensión lineal cualquiera, se puede medir experimentalmente comparando el valor de dicha magnitud antes y después Figura 1. 13.

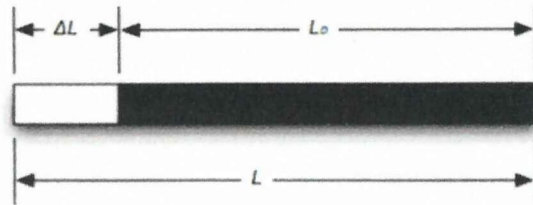


Figura 1. 13: Dilatación lineal

Fuente: Ortiz Berrocal, Luis.; *Resistencia de materiales.*; (2007).

$$\Delta L = \alpha L_0 \Delta T$$

Ec. (1.9)

Dónde:

ΔL = Incremento de la longitud dada por $(L_0 - L_f)$

L_0 = Longitud inicial

L_f = Longitud final

α = coeficiente de dilatación lineal [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]

ΔT = Incremento de la temperatura dada por $(T_0 - T_f)$

T_0 = Temperatura inicial.

T_f = Temperatura final

1.2.7.2. Dilatación de área o superficie

Cuando un área o superficie se dilata, lo hace incrementando sus dimensiones en la misma proporción. Por ejemplo, una lámina metálica aumenta su largo y ancho, lo que significa un incremento de área. La dilatación de área se diferencia de la dilatación lineal porque implica un incremento de área.



(Ortiz Berrocal, Luis (2007). Resistencia de materiales.; 2007) Dice el coeficiente de dilatación de área es el incremento de área que experimenta un cuerpo de determinada sustancia, de área igual a la unidad, al elevarse su temperatura un grado centígrado.

Si se conoce el coeficiente de dilatación lineal de un sólido, su coeficiente de dilatación de área será dos veces mayor $\gamma_A \approx 2\alpha$, al conocer el coeficiente de dilatación de área de un cuerpo sólido se puede calcular el área final que tendrá al variar su temperatura con la siguiente expresión:

$$\Delta A = \gamma A_0 \Delta T \quad \text{Ec. (1.10)}$$

Dónde:

γ = Coeficiente de dilatación de área [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]

ΔA = Incremento del área dada por $(A_0 - A_f)$

A_0 = Área inicial

A_f = Área final

ΔT = Incremento de la temperatura dada por $(T_0 - T_f)$

T_0 = Temperatura inicial.

T_f = Temperatura final

1.2.7.3. Dilatación volumétrica

Experimentalmente se encuentra que un sólido isótropo tiene un coeficiente de dilatación volumétrico que es aproximadamente tres veces el coeficiente de dilatación lineal.

El coeficiente de dilatación volumétrico esta designado por α_V y se mide experimentalmente comparando el valor del volumen total de un cuerpo antes y después de cierto cambio de temperatura.

$$\Delta V = \beta V_0 \Delta T \quad \text{Ec. (1.11)}$$

Dónde:

β = Coeficiente de dilatación de volumen [m^3]

Δv = Incremento del volumen ($V_0 - V_f$)

V_f = volumen final en cm^3

V_0 = volumen inicial en cm^3

ΔT = Incremento de la temperatura dada por ($T_0 - T_f$)

T_f = temperatura final en $^{\circ}C$

T_0 = temperatura inicial en $^{\circ}C$

Esta última relación prueba que $\beta \approx 3\alpha_L$, es decir, el coeficiente de dilatación volumétrico es numéricamente unas 3 veces el coeficiente de dilatación lineal de una barra del mismo material.

1.2.8. Fallas por Fatiga

El término fatiga se le denomina a la falla de un material sometido a cargas variables, después de cierto número de repeticiones (ciclos) de carga.

El comportamiento de los materiales bajo este tipo de carga es diferente a aquel bajo cargas estáticas.

Mientras que una pieza soporta una gran carga estática, la misma puede fallar con una carga mucho menor si ésta se repite un gran número de veces. Los esfuerzos variables en un elemento tienden a producir grietas que crecen a medida que éstos se repiten, hasta que se produce la falla total; este fenómeno se denomina fatiga.

Por lo tanto, el diseño de elementos sometidos a cargas variables debe hacerse mediante una teoría que tenga en cuenta los factores que influyen en la aparición y desarrollo de las grietas, las cuales pueden producir la falla después de cierto número de repeticiones (ciclos) de esfuerzo.

1.2.8.1. Métodos de Fatiga-Vida

Los tres métodos más importantes de fatiga vida que se usan en el diseño y el análisis son el método de esfuerzo-vida, el método de deformación-vida y el método de la fractura lineal elástica.

Con estos métodos se intenta predecir la vida del material en número de ciclos hasta la falla N para un nivel específico de carga.

Por lo general, la vida de ciclos se clasifica como fatiga de bajo ciclaje.

Mientras que la fatiga de alto ciclaje se considera que el método del esfuerzo-vida es el método más tradicional, puesto que es el más fácil de implementar para una amplia variedad de aplicaciones de diseño, tiene una gran cantidad de datos de soporte y representa de manera adecuada las aplicaciones de altos ciclos.

El método de deformación-vida es especialmente bueno para aplicaciones con fatiga de bajos ciclos. Al aplicar éste método, deben realizarse algunas idealizaciones y existirán algunas incertidumbres en los resultados.

Con el método de la mecánica de la fractura se supone que ya existe una grieta y que esta se ha detectado, por lo cual se lo emplea para predecir el crecimiento de la grieta con respecto a la intensidad del esfuerzo.

Es más práctico cuando se aplica a estructuras grandes junto con códigos de computadora y un programa de inspección periódica. Por lo descrito, el tema de interés para el desarrollo del presente proyecto concierne al estudio del método esfuerzo-vida.

1.2.8.2. Método del Esfuerzo-Vida

Se basa sólo en los niveles de esfuerzo, es el enfoque menos exacto, especialmente para aplicaciones de bajo ciclaje.

Sin embargo, es el método más tradicional, puesto que es el más fácil de implementar para una amplia variedad de aplicaciones de diseño, tiene una gran cantidad de datos de soporte y representa de manera adecuada las aplicaciones de alto ciclaje.

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las muestras se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes específicas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su destrucción.

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material.

El segundo ensayo se realiza con un esfuerzo que es menor que el primero; este proceso continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N como se muestra en la figura 1.14.

En el caso de metales ferrosos y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzos durante un cierto número de ciclos.

La ordenada del diagrama se llama resistencia a la fatiga, cuyo enunciado siempre se debe acompañar por su número de ciclos correspondiente. En el caso de los aceros, se presenta un cambio brusco de dirección en la gráfica, y más allá de este cambio no ocurrirá la falla, sin importar que tan grande sea el número de ciclos.

La resistencia correspondiente al cambio de dirección en la gráfica se llama límite de resistencia o límite de fatiga.

El conjunto de conocimientos disponible sobre la falla a la fatiga, desde $N = 1$ hasta $N = 1000$ ciclos, por lo general se clasifica como fatiga de bajos ciclos.

La fatiga de altos ciclos se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzo mayores que 1000 ciclos Figura 1.1 4.

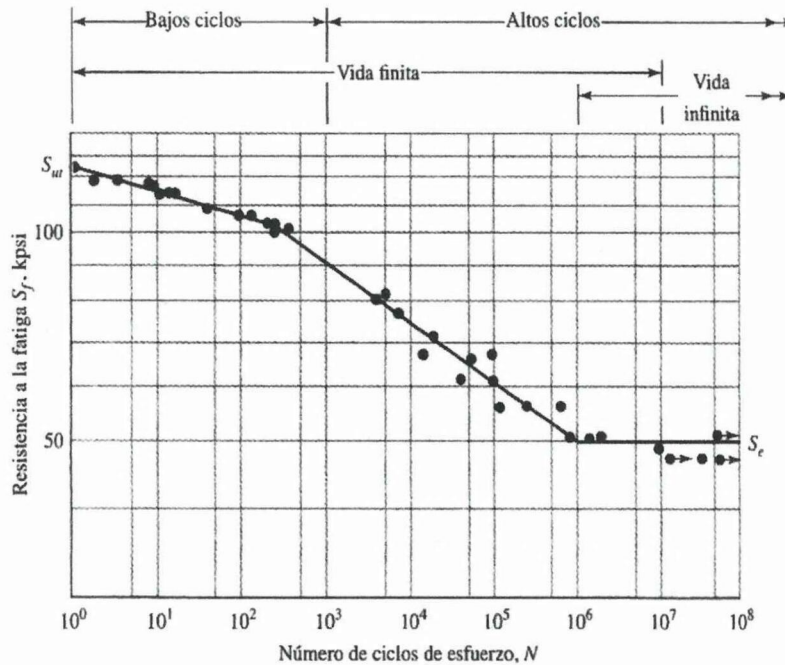


Figura 1.14: Límite a fatiga experimental de la probeta para Flexión: 0,5; Axial: 0,45; Torsión 0,29 del valor de S_u .

Fuente: SHIGLEYJ – RICHARD G. & KEITH N., Diseño en Ingeniería Mecánica .; 2008

En la figura 14 también se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita.

La frontera entre las dos regiones no se puede definir con claridad excepto para un material específico, pero se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos en el caso de los aceros.

Como se describió anteriormente, siempre es una buena práctica de ingeniería realizar un programa de ensayos sobre los materiales que se van a emplear en el diseño y manufactura. Esto, de hecho es un requisito, no es una opción, para evitar la posibilidad de una falla por fatiga.

Existe una razón importante del por qué el estudio de la falla por fatiga, y es el deseo de conocer por qué ocurren las fallas por fatiga, de manera que se puedan utilizar los métodos más eficaces para mejorar la resistencia a la fatiga.

De ésta forma, el propósito principal cuando se estudia la fatiga es entender por qué ocurren las fallas. Por ésta razón, los resultados obtenidos de métodos analíticos, como el de esfuerzo-vida no son precisos, y los mismos deben tomarse como una guía, como algo que indica lo que es o no importante cuando se diseña para evitar la falla por fatiga.

1.2.8.3. Límite de Resistencia a la Fatiga

(SHIGLEY J., Ibidem. Diseño de Maquinas.;2006) Define que el límite de resistencia a la fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas.

Para el diseño preliminar de prototipos, así como para algunos análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de resistencia a la fatiga.

Existe una gran cantidad de datos sobre resultados obtenidos de ensayos con viga rotativa, es así que, si se grafican estos datos como indica la figura 1.15, se observará si existe alguna correlación entre los dos conjuntos de resultados.

La figura 1.15 indica que el límite de resistencia [S'_e] varía aproximadamente desde el 40% hasta 60% de la resistencia a la tensión para aceros, donde se estima el límite de resistencia a la fatiga como:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima. El símbolo de prima en esta ecuación se refiere a la propia muestra de viga rotativa Figura 1. 15.

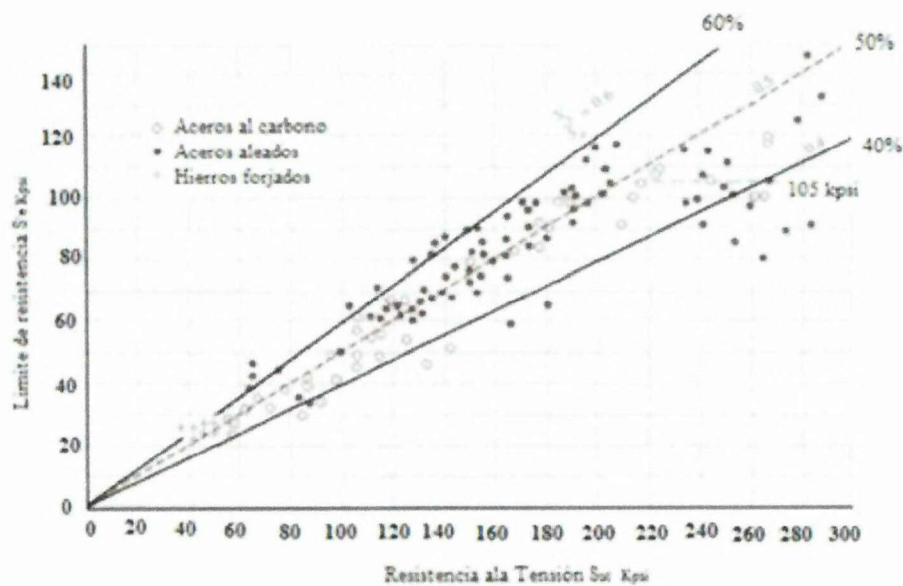


Figura 1. 15: Límites de resistencia a la fatiga vs la tensión de resultados de ensayos reales

Fuente: Shigley J., Diseño en Ingeniería mecánica

Cuando los diseños incluyen especificaciones detalladas de tratamiento térmico para obtener micro estructuras específicas, es posible usar una estimación del límite de resistencia con base en datos de ensayos para la micro estructura particular.

1.2.8.4. Factores Modificadores que afectan la Resistencia a la Fatiga

(SHIGLEY J., MICHELL L., Ibidem.; Diseño de Maquinas.; 2006) Dice que para relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico que se encuentra en servicio (S_e), con los resultados de límites de resistencia a la fatiga. Obtenidos en laboratorio utilizando probetas de ensayo (S_e'), se emplea una serie de factores modificadores, debido a que los resultados esperados en condiciones normales de trabajo no corresponden a los resultados obtenidos en el laboratorio.

Los factores más importantes que afectan el límite de resistencia a la fatiga cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la temperatura, entre

otros y el límite de resistencia a la fatiga modificada, se lo obtiene en base a los factores modificadores empleando la siguiente expresión:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * k_e * S'_e \quad \text{Ec. (1.12)}$$

Dónde:

k_a = Factor de superficie

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de confiabilidad

k_d = Factor de temperatura

k_f = Factor de concentración de tensiones

k_e = Factor de efectos diversos

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

1.2.8.4.1. Factor de Superficie k_a

La superficie de la probeta de muestra para el ensayo con viga rotatoria tiene una superficie altamente pulida en la dirección axial, para disminuir al máximo las rayadoras radiales del maquinado.

El factor de superficie depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia a la tensión:

$$k_a = a (S_{ut})^b \quad \text{Ec. (1.13)}$$

Dónde:

S_{ut} es la resistencia última a la tensión del material y los valores de a y b se encuentran en la tabla 2 del anexo A.

Los factores de tamaño para esfuerzos de flexión y torsión se obtienen de las siguientes expresiones:

Es importante observar que los valores de la tabla son una aproximación, puesto que los mismos se encuentran muy dispersos.

1.2.8.4.2. Factor de Tamaño k_b

El factor de tamaño está asociado al diámetro específico de la pieza, si la pieza tiene un gran tamaño, es necesario aplicar un factor para reducir los esfuerzos, debido a que en un mayor volumen existe una mayor probabilidad que estén presentes más defectos en el material.

$$K_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ec. (1.14)}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo que el factor de tamaño es $k_b = 1$.

Uno de los problemas que surgen al utilizar las ecuaciones para determinar el factor K_b , es qué hacer cuando una barra redonda en flexión no está girando, o cuando se utiliza una sección no circular.

La ecuación 1.14 es válida para partes cilíndricas, ya que para elementos con otras formas, Kegel sugirió que al igualar el área transversal de la pieza no redonda, esforzada por encima del 95% de su esfuerzo máximo con el área similarmente esforzada de un espécimen de viga rotativa, se obtendría un diámetro efectivo para utilizarlo en la ecuación.

Dado que la fuerza está distribuida linealmente a través del diámetro $[d]$ de una viga en flexión rotativa, el área $A_{0.95\sigma}$ es forzada por arriba del 95% de la fibra exterior es aquella que ocurre entre $0.95 [d]$ y $1.0 [d]$, figura 1.16.

$$A_{0,95\sigma} = \pi \left[\frac{d^e - (0,95d)^2}{4} \right] = 0.0766 d^2 \quad \text{Ec. (1.15)}$$

El espécimen de diámetro equivalente de viga rotativa para cualquier sección transversal es por tanto:

$$d_{\text{efectivo}} = \sqrt{\frac{A_{0,95\sigma}}{0.0766}} \quad \text{Ec. (1.16)}$$

Donde $A_{0,95\sigma}$ es la porción de sección transversal de una pieza no redonda, que está esforzada entre el 95 y 100% de su esfuerzo máximo. A continuación se muestran en la figura 1.16 varias secciones comunes que han sido estudiadas por Shigley y Mitchell.

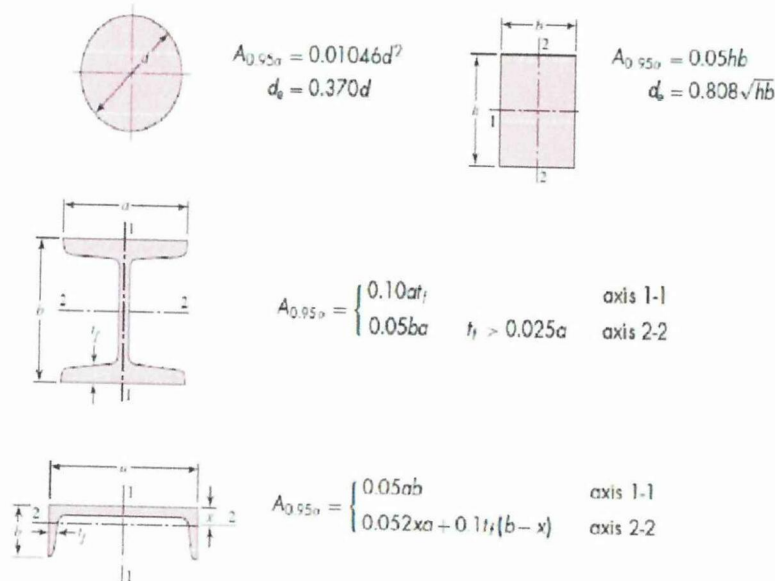


Figura 1.16: Áreas de perfiles estructurales rotativos y no rotativos

Fuente: SHIGLEY J., MICHELL L., Ibidem.

1.2.8.4.3. Factor de Confiabilidad k_c

El factor de confiabilidad depende de la probabilidad de supervivencia a una tensión en particular.

Los valores de este factor se exponen en la Tabla 1 del anexo A, y se han obtenido sobre la base de una desviación estándar de 8%.

Por lo tanto, el factor de modificación de la confiabilidad aplicable para esto puede escribirse como:

$$k_c = 1 - 0.08Z_a \quad \text{Ec. (1.17)}$$

Donde el valor de Z_a y los valores de cualquier confiabilidad k_c deseada puede determinarse a partir de la tabla 2 mostrada en el anexo A.

1.2.8.4.4. Factor de Temperatura k_d

El efecto de la temperatura hace que varíe la estructura del material, por lo que las propiedades mecánicas cambian, entonces se ven los diseñadores obligados a considerar los efectos térmicos para realizar el cálculo del límite de resistencia a la fatiga.

A temperaturas bajas la tenacidad a la fatiga se reduce y a temperaturas moderadamente altas se incrementa, pero a temperaturas altas desaparece el ángulo de la curva límite de resistencia a la fatiga del diagrama S-N, lo que hace que el límite de resistencia a la fatiga decrezca con el número de ciclos N.

Existen varias fórmulas para considerarla reducción en el límite de resistencia a la fatiga a temperaturas moderadamente altas sugiriendo lo siguiente:

$$\begin{cases} \text{Para } T \leq 450^\circ\text{C (840}^\circ\text{F)} & K_d = 1 \\ \text{Para } 450^\circ\text{C} < T \leq 450^\circ\text{C} & K_d = 1 - 0.0058(T - 450) \\ \text{Para } 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} & K_d = 1 - 0.0032(T - 840) \end{cases} \quad \text{Ec. (1.18)}$$

1.2.8.4.5. Factor de Concentración de Tensiones [k_f]

Debido a que los lugares donde existen concentraciones de tensiones, como agujeros, ranuras, muescas u otra clase de discontinuidad que alteran la

distribución de esfuerzos, puntos más probables para el inicio de grietas, es necesario contabilizar de alguna forma este efecto, para introducirlo al cálculo del límite de resistencia de resistencia por fatiga.

En el contexto se utiliza el término muesca, para referirse a cualquier contorno geométrico que represente un obstáculo para el flujo de las líneas de fuerza a través de la pieza donde los factores que crean concentración de tensiones en el material, elevan los esfuerzos localmente e incluso pueden causar fluencia plástica local.

(SHIGLEY J., MICHELL L., Ibidem. Diseño de Maquinas.;2006) Menciona que en el análisis de la concentración de esfuerzos donde solo se consideran las cargas estáticas, los efectos que producen son motivo de preocupación únicamente en el caso de materiales frágiles, puesto que los materiales dúctiles ceden en la concentración del esfuerzo local, reduciéndolos mismos hasta un nivel aceptable.

Para cargas cíclicas la situación es diferente, ya que en las fallas por fatiga los materiales dúctiles se comportan como si fueran frágiles, por este motivo se trata a cada caso de distinta manera.

En el caso donde solo se consideran cargas estáticas, el factor a analizar es el de concentración de esfuerzos geométricos (teóricos) k_t ya sea para el caso de esfuerzos normales o esfuerzos cortantes.

Pero en caso de cargas dinámicas, es necesario que se modifique el factor de concentración de esfuerzos teórico, con base en la sensibilidad a las muescas del material, con la finalidad de obtener un factor de concentración de tensiones a la fatiga k_f , que se aplique a esfuerzos dinámicos nominales.

Es así que el factor resultante se define por la ecuación 1.19

$$K_f = \frac{\text{limite de la fatiga de probetas sin discontinuidad es}}{\text{limite de la fatiga de probetas sin discontinuidad es}}$$

Ec. (1.19)

Posterior a esto se desarrolla el concepto de sensibilidad a las muescas que se define de la forma:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ec. (1.20)}$$

Dónde: q = Sensibilidad a la muesca.

K_f = factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (dinámico).

K_t = factor de concentración de esfuerzos teórico (estático).

Esta ecuación también se puede escribir en función de:

$$k_F = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec. (1.21)}$$

Para el caso de aceros y aleaciones de aluminio 2024, se debe usarla figura 1.17 para encontrar la carga de flexión y carga axial y para encontrar las carga cortante se debe usar la figura 1.18.

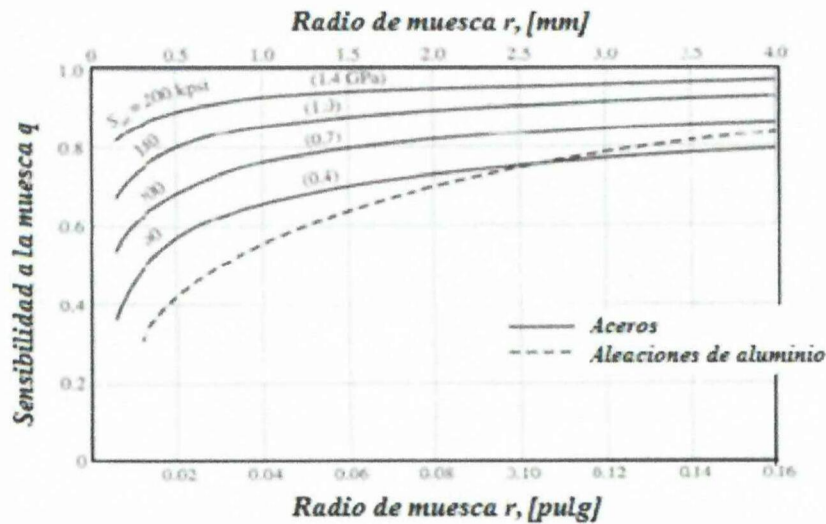


Figura 1.17: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T Sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.

Fuente: Shigley J., Michell L., Ibidem.; Diseño de Maquinas.;2006

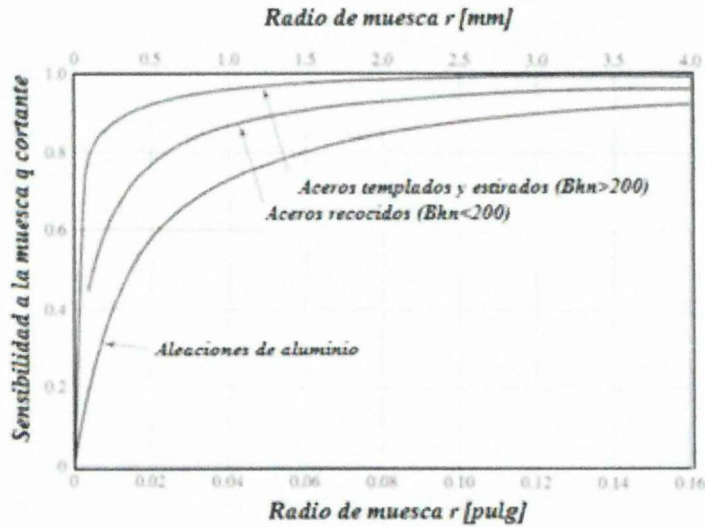


Figura 1.18: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.

Fuente: Shigley J., Michell L., Ibidem.; Diseño de Maquinas.;2006

Cabe mencionar que la sensibilidad a la muesca de los hierros fundidos es muy baja, por lo que se recomienda usar el valor $q = 0.20$ para todos los grados de hierro fundido.

La figura 1.18 se basa en la ecuación de Neuber, la cual está dada por:

$$K_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad \text{Ec. (1.22)}$$

Donde:

\sqrt{a} = constante de Neuber que es una constante del material

r = radio de la muesca.

Para el caso del acero, con S_{ut} en kpsi, la constante de Neuber puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden, de la siguiente forma:

$$\sqrt{a} = 0246 - 0.308(10^{-2})S_{ut} + 0.151(10^{-4})S_{ut}^{-2} - 0.267(10^{-7})S_{ut}^3 \quad \text{Ec. (1.23)}$$

Cuando se trata de aceros de baja aleación, se debe incrementar a la resistencia última con 20 KPsi en cada término de la ecuación.

1.2.8.4.6. Factor de Efectos Diversos k_e

El tomar en cuenta al factor k_e en el cálculo tiene como finalidad, recordar al diseñador que se deben considerar algunos factores que reducen el límite de resistencia a la fatiga, como por ejemplo: la corrosión, recubrimientos electrolíticos, metalizado por aspersion, frecuencia, entre otros.

Los más importantes efectos que disminuyen el límite de resistencia a la fatiga se describen a continuación.

1.2.9. Caracterización de Esfuerzos Fluctuantes

1.2.9.1. El patrón sinusoidal

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria suelen adoptar la forma de patrón sinusoidal debido al uso de máquinas rotatorias. En la figura 1.19 se podrá ver un buen ejemplo de patrón sinusoidal.

De manera frecuente es necesario determinar la resistencia de elementos mecánicos, correspondiente a un estado de esfuerzos diferentes al caso en el que hay inversión completa sucesiva de cargas, ya que muchas veces los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero.

Debido a la naturaleza de algunas máquinas rotativas, los esfuerzos fluctuantes que, actúan sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal, aunque en otros casos adoptan patrones de formas muy irregulares.

De estos patrones resulta formas importante conocerlos valores máximo y mínimo, ya que la forma de la onda no resulta fundamental. En la figura 1.19 se ilustran algunos de los varios registros esfuerzo-tiempo que ocurren.

1.2.9.2. Tipos de esfuerzos Fluctuantes

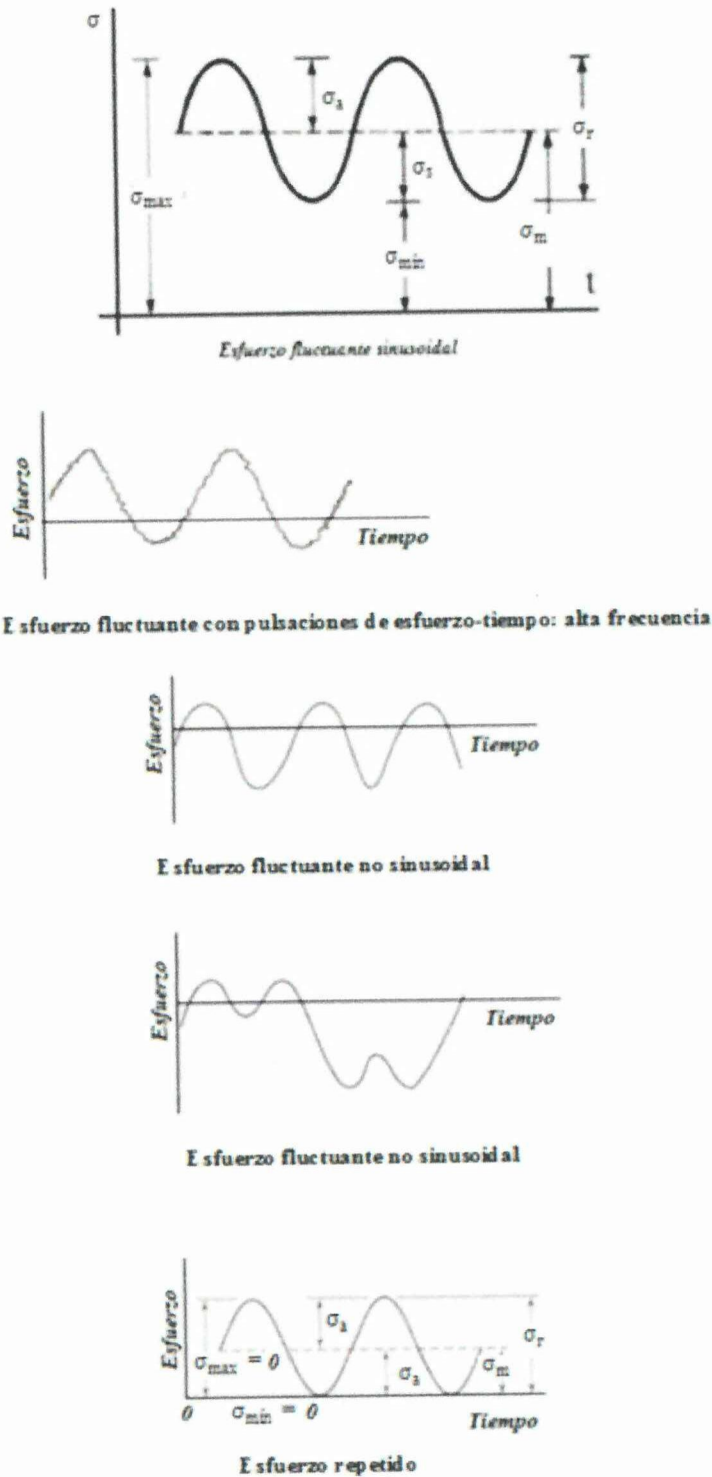


Figura 1.19: Relaciones esfuerzo tiempo.

Fuente: Shigley J., Michell L., Ibidem., Diseño de Maquinas.;2006

Las componentes del esfuerzo, algunas de las cuales están en la figura 1.19 son:

σ_{\max} = esfuerzo máximo

σ_m = componente de esfuerzo medio

σ_{\min} = esfuerzo mínimo

σ_r = intervalo de esfuerzo

σ_a = componente de la amplitud

σ_s = esfuerzo estático o constante

El esfuerzo estático puede tener cualquier valor entre σ_{\min} y σ_{\max} y no es igual al esfuerzo medio. El estado constante existe debido a que una carga o precarga fija constante en el tiempo es aplicada a la pieza.

De la figura 1.19 resultan evidentes las siguientes relaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ec. (1.24)}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad \text{Ec. (1.25)}$$

Además, de estas relaciones se obtiene:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad \text{Ec. (1.26)}$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad \text{Ec. (1.27)}$$

Que corresponden a la relación de esfuerzo y a la razón de amplitud respectivamente.

En trabajos de diseño pueden determinarse la amplitud de la fuerza y la fuerza media, aunque a veces también se trabaja con momentos flexionantes o torsionantes, con lo cual se puede calcular la amplitud de momento y el momento medio.

Estos valores están relacionados con la amplitud de esfuerzo y el esfuerzo medio, mediante la relación de amplitud A.

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{F_a}{F_m} = \frac{M_a}{M_m} \quad \text{Ec. (1.28)}$$

$$F_a = \left| \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \right| \quad \text{Ec. (1.29)}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad \text{Ec. (1.30)}$$

$$M_a = \left| \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \right| \quad \text{Ec. (1.31)}$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} \quad \text{Ec. (1.32)}$$

Dónde:

F_a = Amplitud de la fuerza F_m = Fuerza media

F_m = Fuerza media

M_a = Amplitud de momento

M_m = Momento medio

En un determinado ciclo, tanto F_{\max} y F_{\min} como M_{\max} y M_{\min} se emplean para caracterizar el patrón de fuerza y el patrón de momento respectivamente.

1.2.10. Diseño de Ejes de Transmisión

Los ejes de transmisión son elementos de sección circular que pueden estar o no en movimiento y se los utiliza generalmente para transmitir potencia o movimiento.

Sobre ellos se pueden encontrar engranajes, rodamientos, poleas, chumaceras, acoples o cualquier tipo de elemento que permita transmitir movimiento o potencia.

(SHIGLEY J.- MITCHELL L., Ibidem, Diseño de Maquinas.;2006) Sujere que los ejes que están sometidos en forma general a esfuerzos de tracción, compresión, torsión, flexión o una determinada combinación en ellos.

Para el presente caso, los ejes motriz y conducido se encuentran sometidos a esfuerzos puros de flexión ya que los esfuerzos de torsión generados son muy pequeños (despreciables),

A continuación se realizará el diseño de los ejes tanto para el estado de carga estático y dinámico.

1.2.10.1. Diseño de Ejes para Cargas Estáticas

Los principales esfuerzos que se generan en la superficie de un eje circular que se encuentra sometido a cargas y momentos de flexión y torsión son:

$$\text{FLEXIÓN } \sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (1.33)}$$

$$\text{TORSIÓN } \tau_{xy} = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (1.34)}$$

De la teoría del esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. (1.35)}$$

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} FS = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. (1.36)}$$

Dónde: S_y = Resistencia al corte

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2 FS} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad \text{Ec. (1.37)}$$

Para determinar el diámetro de un eje de transmisión se utiliza la siguiente ecuación:

$$d = \left[\left(\frac{32 FS}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. (1.38)}$$

Para el caso de la máquina de fatiga, en vista de que los ejes motriz y conducido giran libremente sobre los rodamientos, el momento torsor (T) se vuelve despreciable por lo que la ecuación anterior queda de la siguiente manera.

$$d = \left(\frac{32 FS \cdot M}{\pi S_y} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. (1.39)}$$

σ_x = Esfuerzo de Flexión [kpsi]

M = Momento flector de la sección crítica [kg.mm]

τ = Momento Torsor en la sección crítica [kg.mm]

d = Diámetro del eje [mm]

1.2.10.2. Diseño de Ejes para Cargas Dinámicas

Este análisis se lo realiza debido a que los ejes de la máquina van a estar sometidos a esfuerzos variables.

El estado de cargas da lugar a la aparición de un esfuerzo a flexión alternante y a un esfuerzo torsional invariable en el tiempo de donde se escriben estas ecuaciones.

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (1.40)}$$

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (1.41)}$$

Dónde:

σ_a = Esfuerzo a flexión alternante [kpsi]

M_a = Momento Flexionante alternante [lb.pulg]

τ_m = Esfuerzo de Torsión medio [kpsi]

T_m = momento torsor medio [lb.pulg]



Teoría de Sinen "La resistencia a la fatiga por flexión n« varía por la existencia de un esfuerzo medio de torsión hasta que $\tau_m = 0.75 S_y$ "

Por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_a = \frac{S_e}{FS} \quad \text{Ec. (1.42)}$$

Y al remplazar en la ecuación se obtiene:

$$FS = \frac{S_e \pi d^3}{32 M_3} \quad \text{Ec. (1.43)}$$

$$d = \left(\frac{32 M_3 \cdot FS}{\pi S_e} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. (1.44)}$$

1.2.11. Procedimiento para el Cálculo de Ejes

Para el cálculo y diseño de ejes se debe seguir los siguientes pasos:

- Realizar el diagrama de cuerpo libre del problema.
- Determinar las fuerzas aplicadas a los ejes.
- Calcular las reacciones en los puntos de apoyo.
- Realizar los diagramas de corte y momento flector.
- Analizar los momentos máximos para determinar la reacción crítica.
- Elegir el material a utilizar (propiedades).
- Realizar los cálculos para el estado de carga estática (Determinar el diámetro mínimo aceptable y el factor de seguridad).
- Realizar los cálculos para el estado de cargas dinámico.

1.2.12. Diseño de Estructuras

(Reglamento Argentino Metal Norte. ; 2000) Menciona que toda estructura debe tener las características adecuadas para asegurar su estabilidad bajo cargas

verticales. Además debe proporcionar resistencia y rigidez suficiente para resistir los efectos de las cargas sean independientes o combinadas que actúen en cualquier dirección.

1.2.12.1. Marcos Rígidos o Estructuras Continuas

Se caracteriza por que los miembros que lo componen están unidos entre sí por medio de conexiones rígidas, capaces de reducir a un mínimo las rotaciones relativas entre los extremos de las barras que concurren en cada nudo. De manera que el análisis puede basarse en la suposición de que los ángulos originales entre esos extremos se conservan sin cambios al deformarse la estructura.

1.2.12.2.1. Miembros en Flexión

Los elementos como vigas laminadas, canales, barras de sección transversal maciza circular, cuadrada o rectangular trabajan principalmente a flexión, producidas por cargas transversales o por momentos aplicados a sus extremos; la flexión se presenta casi siempre acompañada por fuerzas cortantes.

Si se aplican pares a los extremos de la viga y no actúan en ella ninguna fuerza, la flexión se llama flexión pura.

La flexión producida por fuerzas que no forman pares se llama flexión ordinaria.

Una viga sometida a flexión pura solo tiene tensiones normales y tensiones cortantes, mientras que en una viga sometida a flexión ordinaria actúan tensiones normales y cortantes en su interior.

Por ejemplo en la viga de la figura 1.20, la parte entre las dos cargas está sometida a flexión pura.

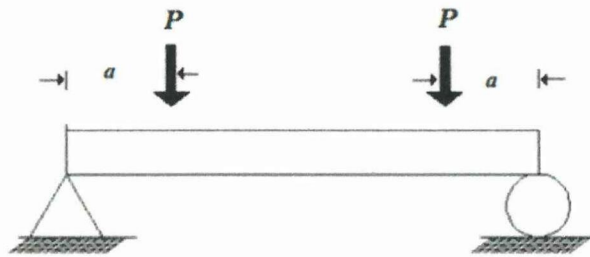


Figura 1.20: Viga sometida a flexión pura

Fuente: www.jjcoopsa.com.mx/reglamweb/dmetalnortecom.d33.

1.2.12.2.2. Diseño Estructural de Marcos Rígidos

Aquí se especifican todos los requisitos de carácter general para asegurar la estabilidad de la estructura en conjunto y la esbeltez de cada uno de los elementos.

En la figura 1.21 se puede observar la configuración de los elementos de un marco rígido. Mientras que en la figura 1.22 se muestra la esquematización de una parte del marco rígido, y es una columna que se encuentra sometida a cargas de compresión.

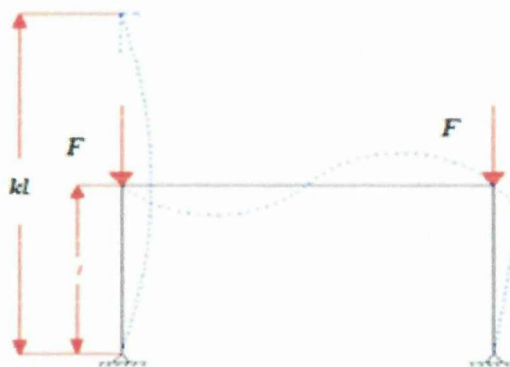


Figura 21: Marco rígido o estructura continua.

Fuente: “Manual of Steel Construcción”, Ed. AISC Inc.

La relación de esbeltez de los miembros a flexión se determina por la ecuación:

$$\lambda = Kl/r_{min} \qquad \text{Ec. (1.45)}$$

Dónde:

λ = Relación de esbeltez

K= Factor de Apoyo

L= longitud libre de la columna

r_{min} = radio de giro mínimo

Kl= longitud efectiva de la columna.

El factor de apoyo k considera las características generales de la estructura de la que forma parte el miembro diseñado.

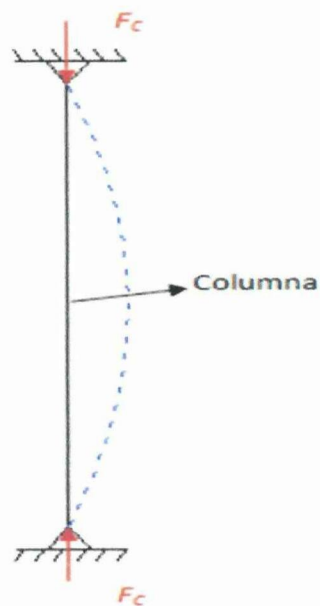


Figura 1.22: columna sometida a cargas por compresión

Fuente:“Manual of Steel Construcción”, Ed. AISC Inc, Estados Unidos, 7maEdición, Pág. 54

Tomando del manual de AISC podemos determinar el factor de apoyo por medio de la intersección de los coeficientes de apoyo G para cada uno de los extremos del miembro estructural analizado Figura 1.23.

$$G = \sum \left(\frac{I_c}{L_c} \right) / \sum \left(\frac{I_g}{L_g} \right) \quad \text{Ec. (1.46)}$$

Dónde:

G = coeficiente de apoyo

I_c = momento de inercia en la columna

L_c = longitud libre de la columna.

I_g = Momento de inercia en la viga

L_g = longitud libre de la columna

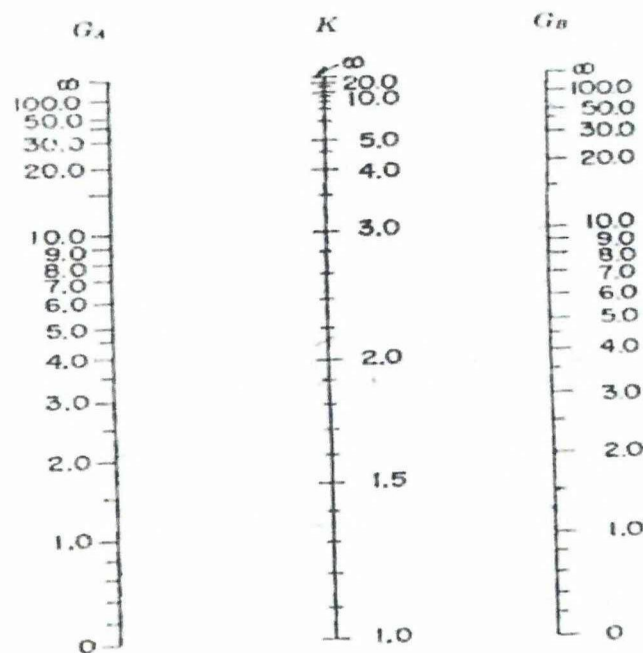


Figura 1.23: Factor de apoyo en estructuras continuas.

Fuente: "Manual of Steel Construcción", Ed. AISC Inc, Estados Unidos, 7maEdición, Pág. 54

El radio mínimo de giro se lo puede determinar mediante la ecuación:

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. (1.47)}$$

Dónde:

I = momento de inercia mínimo de la sección del perfil.

A = área de la sección transversal del perfil.

La relación de esbeltez máxima se de miembros sometidos a compresión no debe exceder de 200.

$$\lambda = \frac{Kl}{r_{min}} \leq 200 \quad \text{Ec. (1.48)}$$

Mientras que la relación de esbeltez en miembros en tensión puede tener cualquier valor lo recomendable es que se cumpla la siguiente relación:

$\frac{l}{r} < 240$ en miembros principales

$\frac{l}{r} < 300$ en miembros secundarios

Especialmente cuando estos van a estar sometidos a cargas que pueden ocasionar vibraciones. Otra condición que se debe elegir para la selección del perfil adecuado es que:

$$\begin{aligned} \sigma_{cm} &\leq \sigma_{c \text{ admisible}} \\ \sigma_{cm} &= \frac{F_c}{A} \end{aligned} \quad \text{Ec. (1.49)}$$

Dónde:

σ_{cm} = esfuerzo de compresión de la columna.

$\sigma_{c \text{ admisible}}$ = Esfuerzo admisible de compresión.

F_c = fuerza e compresión.

A = Área de la sección transversal del perfil.

Por ultimo se debe que el índice de trabajo I_a del miembro estructural analizado sea menor o igual que uno

$$\begin{aligned} I_a &\leq 1 \\ I_a &= \frac{\sigma_{cm}}{\sigma_{c \text{ admisible}}} \end{aligned} \quad \text{Ec. (1.50)}$$

1.2.12.2.3. Condiciones de Resistencia por Tensiones Normales

(STIOPIN P., Resistencia de Materiales.; 198) Para garantizar la resistencia de una viga, es necesario que durante la flexión, las tensiones máximas de tracción y compresión en la sección peligrosa, es decir, en la sección donde el momento flector tiene el valor máximo, no sobrepasen las correspondientes tensiones admisibles.

En la figura 1.24 se indica un ejemplo de un elemento en el cual las fibras se encuentran a diferentes distancias del eje neutro.

Se designa por la distancia de la fibra fraccionada más alejada del eje neutro y por la distancia de la fibra más comprimida respecto al mismo eje.

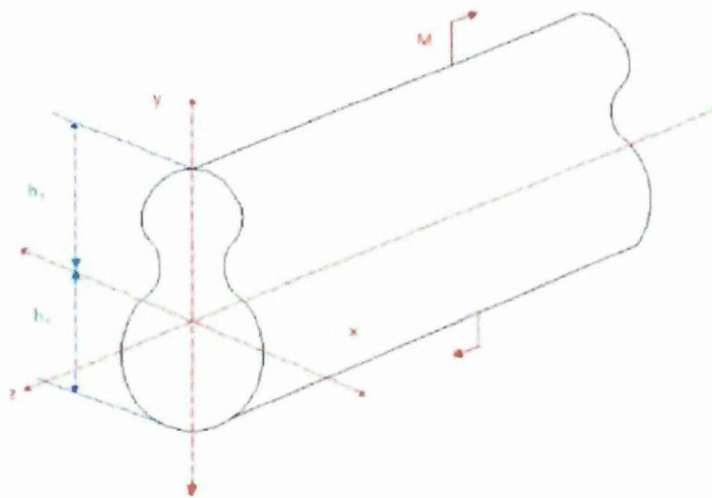


Figura 1.24: Distancia de las fibras exteriores a la línea del eje neutro.

Fuente: Resistencia de Materiales.;1985.

Entonces, el esfuerzo máximo de tracción en flexión será:

$$\sigma_t = \frac{M_{max} * C_t}{I} \quad \text{Ec. (1.51)}$$

Y el esfuerzo máximo (en valor absoluto) de compresión:

$$\sigma_c = \frac{M_{max} * C_c}{I} \quad \text{Ec. (1.52)}$$

Dónde:

I= Inercia de la sección

Anotando $W = \frac{I}{c}$, obtenemos, para iguales esfuerzos admisibles en la tracción y la compresión $[\sigma]$ condición de resistencia es la siguiente:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} \leq [\sigma] \quad \text{Ec. (1.53)}$$

La magnitud se denomina momento axial de resistencia o módulo de resistencia en la flexión.

Para los perfiles laminados, los valores están dados en las tablas del surtido de perfiles. Para determinar la sección de una viga, de la ecuación (1.53) se obtiene la siguiente relación:

$$W \geq \frac{M_{max}}{\sigma} \quad \text{Ec. (1.54)}$$

Y el momento Factor admisible se calcula por la fórmula:

$$M_{max} \leq W[\sigma] \quad \text{Ec. (1.55)}$$

Con el propósito de tomar ciertas precauciones para evitar fallos estructurales, los esfuerzos que garanticen un trabajo sin fallas (de los elementos estructurales) de una máquina o cualquier estructura deberán ser inferiores a los esfuerzos límites que pueden conducir al fallo o al surgimiento de deformaciones plásticas.

Así pues se admite que:

$$\sigma = \frac{S_y}{[FS]} \quad \text{Ec. (1.56)}$$

Dónde:

$[\sigma]$ = Esfuerzo admisible del material

$[FS]$ = Factor de seguridad

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

Entonces al remplazar la ecuación (1.55) en la ecuación (1.56) se obtiene:

$$\frac{M_{max}}{W} \leq \frac{S_y}{[FS]} \quad \text{Ec. (1.57)}$$

Con lo cual se puede obtener un determinado factor de seguridad para el miembro estructural que se esté estudiando por medio de la siguiente.

$$FS = S_y \frac{W}{[M_{max}]} \quad \text{Ec. (1.58)}$$

2.12.2.4. Soldadura

Es la aplicación de un proceso por el cual las partes estructurales a unir son fundidas agregando un metal de aportación a la junta a utilizarse.

Las soldaduras SMAW y MIG son técnicas especializadas de soldadura por arco eléctrico que aportan gran versatilidad al proceso de unión de metales.

Consiste en la utilización de un electrodo con un determinado recubrimiento, según sea las características específicas, a través del mismo se hace circular un determinado tipo de corriente eléctrica, ya sea esta de tipo alterna o directa donde se crea un corto circuito entre el electrodo y el material base que se desea soldar o unir. Este arco eléctrico puede alcanzar temperaturas del orden de los 5500 °C, depositándose el núcleo del electrodo fundido al material que se está soldando.

Los tipos de soldaduras utilizados con más frecuencia son: la soldadura tipo filete y la soldadura tipo ranura.

2.12.2.5. Juntas a Filete

Es la unión de un elemento en voladizo a un soporte las cuales se encuentran unidas en la parte superior e inferior por juntas de filete o cordón.

2.13. Diseño de Conexiones Soldadas

En la figura 1.25 se muestran los diferentes tipos de soldadura a filete.

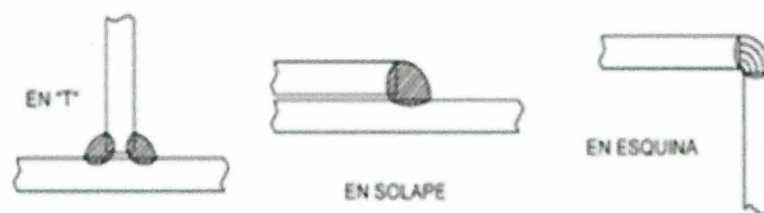


Figura 1.25: Tipos de soldadura a filete

Fuente: SHIGLEY J. - MITCHELL L., Ibidem, Pág. 549-560

Este tipo de soldadura es el más común y su aspecto recuerda a un triángulo que resulta de unir dos superficies en ángulo, como los casos de las soldaduras en "T" en solapa y en esquina.

(SHIGLEY J., Ibidem. Diseño de Maquinas.;2006) Menciona que la soldadura en filete posiblemente represente el 80% de todas las uniones soldadas por arco eléctrico.

1.2.13.1. Diseño de Soldaduras para Cargas Estáticas por Flexión

Al presentarse un voladizo (el cual soporta una carga o fuerza) unido a un soporte mediante una junta con filete o cordón en la parte superior e inferior de la cara del elemento en contacto con el soporte, se producirá un momento., el cual producirá un esfuerzo normal por flexión Figura 1.26.



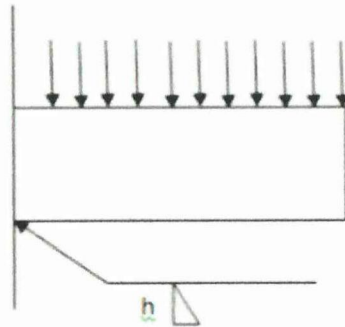


Figura 1.26: Esquema de un voladizo unido por soldaduras a un soporte vertical

Fuente: (SHIGLEY J., Ibidem. Diseño de Maquinas.;2006)

Si se considera como líneas a las dos soldaduras por filete, se tiene que el segundo momento del área unitaria será expresada según la ecuación, que se selecciona del anexo H1.

$$I_u = \frac{d^2}{12} [6b + d] \quad \text{Ec. (1.59)}$$

Dónde:

b= ancho de la sección del perfil.

d= altura de la sección del perfil.

El segundo momento del área I, con base al área de la garganta de la soldadura será:

$$I = 0.707 h I_u \quad \text{Ec. (1.60)}$$

Para determinar el esfuerzo nominal se utilizara la expresión:

$$\sigma = \frac{M_{max} * C}{I} \quad \text{Ec. (1.61)}$$

$$C = \frac{d}{2} \quad \text{Ec. (1.62)}$$

Por lo que para calcular el esfuerzo normal sometido a flexión, se remplazan las ecuaciones (1.61 y 1.62) en la ecuación de esfuerzo y se tiene que:

$$\tau = \sigma = \frac{1.414 M_{max} * C}{h l_u} \quad \text{Ec. (1.63)}$$

2.13.2. Juntas a Tope

Es la unión de dos elementos sin la necesidad de realizar una ranura a través de un cordón de soldadura.

Se considera que las cargas externas soportan fuerzas cortantes en el área de la garganta de la soldadura, al no tomar en cuenta el esfuerzo normal en la garganta entonces los esfuerzos cortantes se incrementan lo suficiente.

El diseño de la soldadura se lo realiza con la ecuación.

$$\tau = \frac{1.414 F}{l} \quad \text{Ec. (1.64)}$$

2.13.3. Diseño de Soldaduras para Cargas Estáticas

Los esfuerzos permisibles en la actualidad se basan en el límite elástico del material, en lugar de la resistencia última, por lo que el diseñador puede elegir factores de seguridad o esfuerzos permisibles de trabajo mediante el código AISC, expresado en la tabla 4 del Anexo A.

Por lo que para calcular el esfuerzo permisible se utilizará la ecuación $\sigma \leq [\sigma_{ad}]$, mientras que para el límite elástico del material obse tendrá de la tabla 5 expuesta en el Anexo A.

Para el diseño de conexiones soldadas sometidas a cargas dinámicas es necesario determinar los factores de seguridad contraía falla por fatiga, así se determinará la resistencia a la fatiga en el metal de aporte se utilizará la teoría de falla de Goodman. Para determinar el factor de seguridad de fatiga Goodman, el cual se calculará con la siguiente ecuación:

$$FS = \frac{1}{\frac{\tau_a + \tau_m}{s_e} + \frac{\tau_m}{s_{ut}}} \quad \text{Ec. (1.65)}$$

2.13.4. Uniones Empernadas

(SHIGLEY J., Ibidem. Diseño de Maquinas.;2006) Menciona que actualmente uno de los objetivos más importantes del diseño actual de la Manufactura, es reducir al mínimo el número de sujetadores. Sin embargo siempre habrá necesidad de ellos para facilitar el desmontaje con fines diversos.

Para el presente proyecto se utiliza juntas empernadas para la sujeción de la placa soporte principal, placa soporte del motor y chumaceras Figura 1. 27.

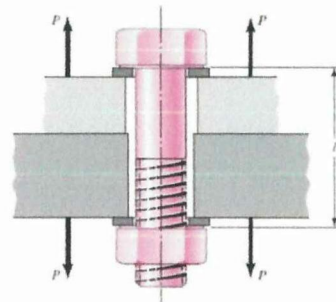


Figura 1. 27: Conexión empernada. Cargas a tensión P.

Fuente: SHIGLEY J., Ibidem. Diseño de Maquinas.;2006

Cargas estáticas en elementos roscados (uniones empernadas) Para realizar el diseño es necesario primero seleccionar los pernos que se va utilizar de acuerdo a la necesidad.

Luego se procede a calcular la constante de rigidez del perno de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$k = \frac{A_t E}{l_t} \quad \text{Ec. (1.66)}$$

k = constante de rigidez del perno.

A_t =Área del esfuerzo sometido a tensión

E = Módulo de elasticidad del perno.

l_t = Longitud de la parte roscada de agarre.

La longitud de la parte roscada de agarre se la determina por la suma de los espesores de la placa, arandelas y altura del soporte al que se desea unir.

Luego se determinará la constante de rigidez de los miembros que se van a sujetar por medio de pernos mediante la ecuación:

$$K_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)} \quad \text{Ec. (1.67)}$$

Dónde:

La constante de rigidez de la junta K_m , se determina con los valores K_{m1} , K_{m2} y su ecuación es la siguiente:

$$K_m = \frac{K_{m1} \cdot K_{m2}}{K_{m1} + K_{m2}} \quad \text{Ec. (1.68)}$$

Dónde:

K_m = constante de rigidez de los elementos.

La constante de rigidez de la junta y del perno se determina con la siguiente ecuación:

$$C = \frac{k}{k + K_m} \quad \text{Ec. (1.69)}$$

Dónde:

C = constante de rigidez de la junta

Para calcular las porciones de carga que se aplican en los pernos y en la unión utilizan las siguientes ecuaciones:

$$P_b = cP \quad \text{Ec. (1.70)}$$

$$P_m = P - P_b \quad \text{Ec. (1.71)}$$

Dónde:

P_b = Porción de carga del perno.

P_m = Porción de carga aplicada en la junta.

P = Carga aplicada sobre cada perno.

Con la siguiente ecuación se determina la carga resultante que actúa sobre el perno:

$$F_b = P_b + F_i; F_m < 0 \quad \text{Ec. (1.72)}$$

$$F_b = P_m - F_i \quad \text{Ec. (1.73)}$$

Dónde:

F_b = Carga resultante en el perno

F_i = Precarga

F_m = Carga resultante en los elementos.

La precarga recomendable tanto para cargas estáticas como de fatiga se determina por la siguiente relación:

$$F_i = \begin{cases} 0.75 F_p & \text{para conexiones no permanentes, sujetadores reutilizables} \\ 0.90 F_p & \text{para conexiones permanentes} \end{cases}$$

Ec. (1.74)

Donde F_p es la carga de la probeta y se la obtiene de la siguiente relación:

$$F_p = A_t * S_p \quad \text{Ec. (1.75)}$$

Con el F_b se procede a calcular el esfuerzo máximo a tracción al que estará expuesto el perno mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \quad \text{Ec. (1.89)}$$

Dónde:

σ_b = Esfuerzo máximo a tracción del perno.

Con el esfuerzo máximo a la tracción y conociendo la resistencia a la fluencia del perno se calcula el factor de seguridad del perno con la siguiente ecuación:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad \text{Ec. (1.76)}$$

Cualquier valor de $FS > 1$ en la ecuación asegura que el esfuerzo en el perno es menor que la resistencia límite.

2.13.4.1. Cargas de Fatiga en Elementos Roscados

(Peterson J., Mecánica de Materiales.; 1991) señala que la distribución de las fallas comunes de pernos es, aproximadamente 15 %bajo la cabeza, 20 % en el extremo libre de la rosca, y 65 % en los hilos de la rosca en la cara de la tuerca.

La tabla 6 del Anexo A contiene valores medios de factores de reducción de resistencia a la fatiga, correspondiente al entalle (a filete) bajo la cabeza del perno, y al principio de la rosca en la espiga del mismo.

Al utilizar la tabla 6 del Anexo A, por lo general es seguro suponer que los sujetadores tienen roscas hechas por laminado, a menos que se disponga de información específica.

La mayor parte de las veces, el tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de juntas con pernos, es uno en el cual la carga aplicada exteriormente fluctúa entre cero y un valor de fuerza máximo P .

Entonces $F_{m\acute{a}x} = F_b$ y $F_{min} = F_i$ por consiguiente, la componente alternante del esfuerzo del perno es:

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{k_b \cdot P}{k_b + k_m 2A_t} = \frac{CP}{2A_t} \quad \text{Ec. (1.77)}$$

Como el esfuerzo medio es igual al componente alternante más el esfuerzo mínimo, se tiene que:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ec. (1.78)}$$

El análisis de la ecuación (1.78) muestra que se compone de un término constante $\frac{F_i}{A_t}$ y el esfuerzo alternante σ_a . Por lo tanto la línea de carga es una recta pendiente unitaria que comienza en $\frac{F_i}{A_t}$ en el eje σ_m .

En esta figura 1.28, la distancia AC representala falla, y la distancia AB, seguridad. Por consiguiente AC dividida para AB es el factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman. En consecuencia:

$$FS = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Ec. (1.79)}$$

Observando que la distancia AD es igual S_a , se tiene que:

$$S_a = S_m - \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ec. (1.80)}$$

La ecuación para la línea de Goodman modificada puede escribirse:

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e}\right) \quad \text{Ec. (1.81)}$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (1.80) y (1.81) se obtiene:

$$S_a = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{\left(1 + \frac{S_{ut}}{S_e}\right)} \quad \text{Ec. (1.82)}$$

Al usar estas ecuaciones se debe asegurar de usar S_e como un factor de reducción de resistencia a la fatiga, de otro modo, la pendiente de la línea de carga no permaneccrá igual 1:1.

En la figura 1.28 se tiene el diagrama de Goodman, en el que se muestran la falla y la seguridad en conexiones empernadas.

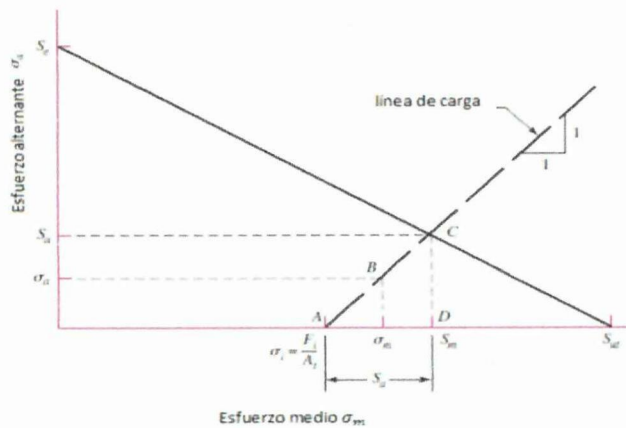


Figura 1.28: Diagrama de fatiga según Goodman que muestra como la línea de carga se utiliza para definir la falla y la seguridad en juntas con pernos cargadas a la fatiga. El punto B representa seguridad y el punto C falla.

De acuerdo con el diagrama de Goodman modificada se establece que el factor de seguridad para el análisis de pernos es:

$$FS = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Ec. (1.83)}$$

Luego de resolverla ecuación (1.83) para a e evaluar el factor de seguridad que previene contra una falla por fatiga, se debe comprobar también la posibilidad de fluencia. Para esto se debe aplicar la relación:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} \quad \text{Ec. (1.84)}$$

Es fácil obtener límites de fatiga corregidos totalmente, utilizando la ecuación de Marín. Esto se ha efectuado para los pernos SAE e ISO más útiles para la resistencia a la fatiga; los resultados se muestran en la tabla 7 indicada en el Anexo A.

2.13.5. DISEÑO DE CHAVETAS

Existe dos modos básicos de falla potencial de las chavetas que transmiten momentos torsionales:

- a.- Corte a través de la interface eje-cubo.
- b. - Falla por compresión o aplastamiento, debido a la acción del empuje entre los lados de la chaveta y el material del eje.

Para analizar cada uno de estos modos de falla, es necesario realizar el cálculo de las fuerzas que actúan sobre la cuña.

(SHIGLEY J., Ibidem. Diseño de Maquinas.;2006) Tomada del libro de Shigley en la figura 1.29 se idealiza la forma en que actúan las fuerzas sobre la chaveta, ya que no se conoce con exactitud la posición de la fuerza.

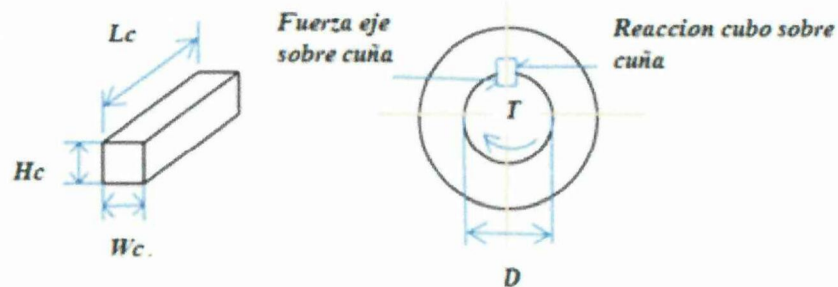


Figura 1.29: Esquema de la chaveta

Fuente: SHIGLEY J., Ibidem, Pág. 380

Dónde:

W_c = Ancho de la chaveta, [pulg]

H_c = Altura de la chaveta, [pulg]

L_c = Longitud de la chaveta, [pulg]

Entonces el par transmitido se lo puede calcular con la ecuación:

$$T = F \frac{D}{2} \quad \text{Ec. (1.87)}$$

Y el esfuerzo cortante, mediante la ecuación

$$\tau = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{(D/2)(W_c \cdot L_c)}$$

$$\tau = \frac{2T}{D \cdot W_c \cdot L_c} \quad \text{Ec. (1.88)}$$

(JUTZ Hernán, Prontuario de Metales.; 1984) En los diseños se puede igualar el esfuerzo cortante admisible y el esfuerzo cortante de diseño, entonces para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo se tiene:

$$\tau_d \geq \frac{0.5 S_y}{FS} \quad \text{Ec. (1.89)}$$

Por tanto la longitud necesaria de la chaveta es:

$$L_c = \frac{2T FS}{0.5 S_y D W_c} \quad \text{Ec. (1.90)}$$

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante admisible, [lb/pulg²]

τ_d = Esfuerzo cortante de diseño, [lb/pulg²]

A_c = Área de corte, [pulg²]

S_y = Esfuerzo de fluencia, [lb/pulg²]

FS = Factor de seguridad

La falla por aplastamiento se relaciona con el esfuerzo de compresión que se produce en el costado de la chaveta, al encontrarse en contacto con el lado del chavetero en el eje, o con el lado del chavetero en el cubo. Por lo que el esfuerzo de compresión admisible es:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_a} = \frac{T}{(D/2)(L_c)(H_c/2)} \quad \text{Ec. (1.91)}$$



Así, la falla sucede en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión. Al igualar el esfuerzo por compresión de diseño con el esfuerzo de compresión admisible, se tiene:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{FS} = \frac{4T}{D L_c H_c} \quad \text{Ec. (1.92)}$$

Entonces, la longitud de la chaveta para este modo de falla es:

$$L_c = \frac{4 T F S}{D H_c S_y} \quad \text{Ec. (1.93)}$$

Dónde:

σ_c = Esfuerzo de compresión admisible, [lb/pulg²]

σ_d = Esfuerzo de compresión de diseño [lb/pulg²]

A_a = Área de Aplastamiento, [pulg²]

Generalmente en aplicaciones industriales típicas, utilizar un factor de seguridad FS =3 es lo recomendable.

1.2.13.5.1. Selección del Acoplamiento Semiflexible

El propósito fundamental de los acoplamientos flexibles es transmitir el par de torsión requerido desde el eje impulsor al eje impulsado y compensar el desalineamiento angular, paralelo o una combinación de ambos, con numerosas funciones complementarias como proporcionar desplazamiento axial y así mismo restringirlo.

Para las condiciones de servicio de la máquina es necesario seleccionar el tipo de acoples flexibles que admitan cierta desalineación, ya sea de tipo axial, paralela o angular, debido a que en la máquina se crean distorsiones provocadas por la vibración y desgaste de los cojinetes.

Por esta razón el tipo de acoplamiento flexible más adecuado es el que posee un elemento elastomérico tipo quijada (se le conoce también como de estrella).

Este tipo de acople es el más sencillo y puede transmitir potencias de hasta 100 [HP] y a su vez absorberla desalineación por flexión de uno o más de sus componentes.

1.2.13.5.2. Dimensionamiento del Acople

El par nominal es el factor principal de dimensionamiento en los acoplamientos de ejes y en las máquinas directamente conectadas a ellos.

El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$C = \frac{7160 \cdot H}{n} \quad \text{Ec. (1.94)}$$

Dónde:

C = Par nominal a transmitir, [Nm]

H = Potencia nominal del motor, [HP]

N = velocidad de rotación, [rpm]

Además para la elección de un acoplamiento con el tamaño correcto, se debe tomar en cuenta el diámetro de los ejes y la severidad del servicio que debe absorber, para lo cual es necesario aplicar un factor de corrección o de servicio (k) y es el producto de tres coeficientes que se encuentran en función de:

- Las irregularidades del par torsor, debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (k_1).
- Las frecuencias de arranque (k_2).
- El número de horas de funcionamiento por día (k_3).

El par nominal efectivo del acoplamiento se determina mediante la siguiente ecuación:

$$C_e = k * C \quad \text{Ec. (1.95)}$$

1.2.14. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

(Catalogo YUK., España.; 2012) menciona que los sistemas de transmisión son mecanismos que se emplean para comunicar movimiento de un eje a otro.

1.2.14.1. Transmisión de potencia por cadena

En todo mecanismo de transmisión existen como mínimo dos eje, llamados eje motriz y eje conducido o arrastrado.

El eje motriz es el que genera el movimiento y puede estar acoplado a un motor y el eje conducido es el que recibe el movimiento generado por el eje motriz.

1.2.14.1.1. Selección de Cadenas

1.2.14.1.2. Paso de Cadena

Las tablas de selecciones indican dos tamaños alternativos de cadenas que pueden utilizarse para transmitir la carga a una velocidad dada.

Debería utilizarse el paso más pequeño de la cadena simple, pues esto normalmente resulta en una transmisión más económica.

Si la cadena simple no satisface las exigencias impuestas por limitaciones de espacio, alta velocidad, quietud y suavidad de funcionamiento, les aconsejamos utilizar un paso más pequeño de cadena doble o triple.

Cuando la necesidad de caballos de fuerza, a una velocidad dada, es mayor que la capacidad de un solo ramal de la cadena, puede utilizar dos ramales o más.

1.2.14.1.3. Número de Dientes en las Ruedas

Existen cuatro importantes ventajas en la transmisión por cadena que depende directamente del número de dientes en el piñón.

Estas ventajas son, un flujo suave y uniforme de potencia, alta eficiencia y larga duración, siendo la causa de la dependencia de estos factores que la cadena forma un polígono sobre la rueda.

De esta forma, cuando la velocidad de la rueda es constante, la velocidad de la cadena (debido a su configuración de múltiples bordes en esta trayectoria alrededor de los dientes de la rueda) queda sujeta a una variación cíclica regular.

Esta variación cíclica es menos acusada según la trayectoria de la cadena se asemeje progresivamente a la de un verdadero círculo y en efecto, se vuelve insignificante para la mayoría de aplicaciones al exceder el número de dientes en rueda la cantidad de 19.

El efecto de esta variación cíclica se demuestra mejor en el caso extremo de un piñón con el número absolutamente mínimo de dientes, es decir 3. En este caso, por cada vuelta del piñón la cadena queda sometida a un ciclo trifásico, combinándose cada fase con el engranaje de un solo diente.

Al engranarse el diente en un sexta parte de rotación, la distancia efectiva, o radio de transmisión, desde el centro de rueda a la cadena, se dobla gradualmente; durante la restante sexta parte del giro, retrocede nuevamente a su posición original.

De esta forma, como la velocidad lineal de la cadena se relaciona directamente con el radio efectivo de transmisión del piñón, la velocidad de cadena fluctúa en un 50%, por seis veces durante cada giro del piñón Figura 1.30.

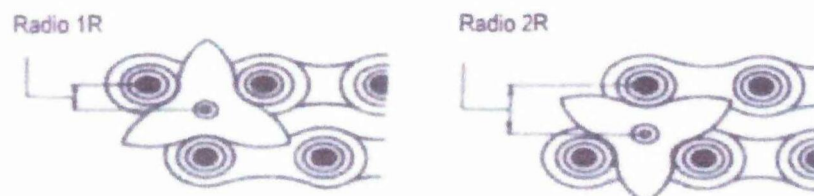


Figura 1.30: Formación de un polígono sobre la rueda.

Fuente: Catalogo general NTN., España, (2012).

Según indica el gráfico, el porcentaje de variación de velocidad cíclica disminuye rápidamente según se añaden dientes adicionales. Por tanto, con un piñón de 19 dientes, ésta variación de velocidad cíclica no tiene importancia.

Por consiguiente, recomendamos que los piñones utilizados en aplicaciones normales de transmisiones, funcionando a velocidades medias, hasta máximas, no tengan menos de 19 dientes Figura 1.31.

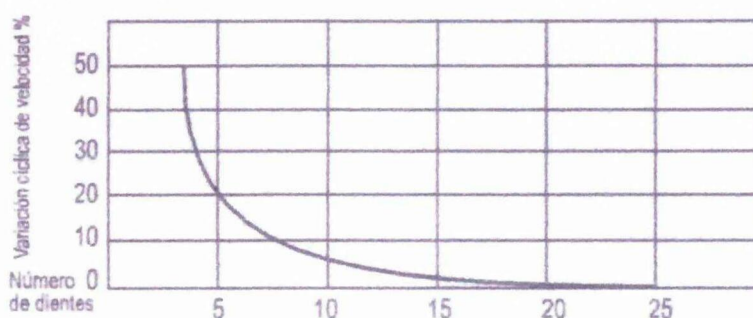


Figura 1.31: Velocidad cíclica

Fuente: Catalogo general NTN., España, (2012) Pág. 3

A parte de la variación cíclica, existen también factores adicionales que afectan transmisiones con un número pequeño de dientes de piñón.

Al disminuir el número de dientes, el engranaje se hace más duro y la potencia se disipa entre el impacto y la fricción; se acusa una vibración del ramal de cadena, por auto-excitación, y la vida de duración del ramal de cadena se reduce drásticamente con el ángulo aumentado de articulación de empalmes.

Existen, sin embargo articulaciones, donde el ahorro de espacio es una necesidad vital del diseño y las condiciones de velocidad/potencia son tan conservadoras que las desventajas de números limitados de dientes (es decir, por debajo de 17) permanecen discretas para que una transmisión compacte y satisfactoria sea posible, por ejemplo, maquinaria de oficina, transmisiones operadas a mano, mecanismos, etc.

Las condiciones confines con carga fija para utilizar números limitados de dientes son como se indica en la tabla 10 del Anexo A.

1.2.14.1.4. Número Par de Dientes

La mayoría de las transmisiones tiene un número par de pasos en la cadena y al utilizar un piñón con un número impar de dientes, se asegura una distribución uniforme de desgaste tanto en la cadena como en los dientes de piñón.

La necesidad de utilizar un piñón con un número par de dientes surge en ocasiones de excepción y, por lo tanto, tal tipo de piñón no debe usarse a menos que la necesidad específica, debido a la relación de reducción, o espacio, lo haga imprescindible.

1.2.14.1.5. Máximo Número de Dientes

El máximo número de dientes en cualquier rueda no debería exceder de 150. Esta limitación es debido al hecho de que para una extensión dada de cadena, debido a desgaste, el diámetro de paso, en funcionamiento, de la cadena sobre la rueda, aumenta en proporción al diámetro nominal del paso.

A pesar de que la altura del diente disminuye ligeramente según aumenta el número de dientes, una rueda de 150 dientes representa el máximo que permitirá el ajuste del máximo desgaste de cadena.

1.2.14.1.6. Número Total Mínimo de Dientes en Ruedas.

Es un buen sistema de que la totalidad de los dientes de ambas ruedas impulsadas por la misma cadena, no sean menos de 50; por ejemplo, en una transmisión de relación 1:1, ambos piñones no deberían tener menos de 25 dientes.

1.2.15. Catalina de Sistema Motriz

Para transmitir la potencia de la unidad motriz a la flecha motriz es necesario utilizar una transmisión por cadena la cual requiere de dos catarinas una montada en la flecha del reductor y otra montada en la flecha motriz.

La relación de reducción se logró con el reductor por lo que la relación entre estas catarinas será una relación 1:8. La única variante entre estas dos catarinas será su agujero interno ya que varía de flecha a flecha Figura 1.32.

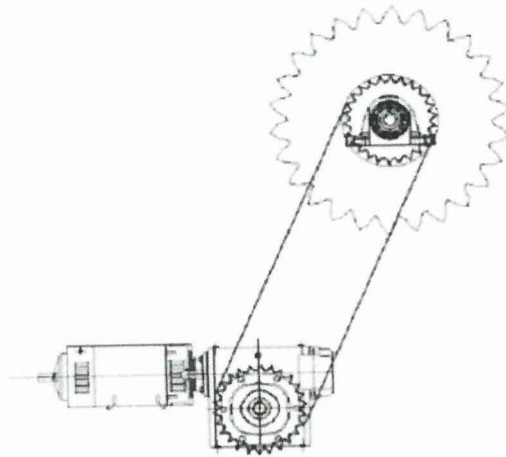


Figura 1.32: Transmisión de potencia

Fuente: Catalogo general NTN., España, (2012) Pág. 5

Estas pueden ser de un diámetro menor e irán en una relación 1:1.

Se selecciona una Catarina del mismo paso diametral que la cadena transportadora con el fin de tener la misma cadena, por cuestiones de refacciones y de desestabilizar al sistema metiendo una cadena más robusta o más sencilla.

1.2.16. Distancia entre Centros

Para óptima duración de la transmisión, la distancia entre centros de dos ruedas debería estar normalmente dentro de la gama de 30 a 80 veces el paso de la cadena. Las proporciones para transmisiones con distancia entre centros por debajo de los 30 pasos o mayores de 1.800 mm.

Deberían ser sometidas a nuestro estudio. La distancia mínima entre centros, a veces, se rige por la cantidad de traslapos de cadena sobre el piñón y, nuestra recomendación normal para esto, es que no menos de 7 dientes deben estar en contacto con la cadena Figura 1.33.

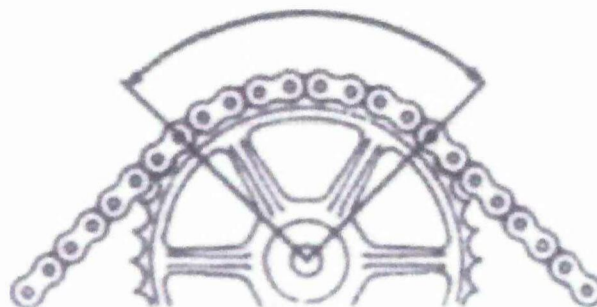


Figura 1.33: Distancia entre Centros

Fuente: Catalogo general NTN., España, (2012) Pág. 5

En transmisiones de dos puntos, este traslapo se obtiene cuando la distancia entre centros es igual o mayor que la diferencia entre el diámetro de paso de la rueda y el diámetro de paso del piñón.

La distancia entre centros también se rige por la conveniencia de utilizar una cadena con un número par de pasos.

Esto es debido al hecho de que el uso de eslabones acodados, es decir, de una cadena por un número impar de pasos debería evitarse donde fuera posible.

Para una transmisión en el plano horizontal, se debería utilizar la distancia entre centros más corta posible en consonancia con el traslapo de cadena sobre el piñón recomendado.

La distancia entre centros para longitud L , calculada por el método indicado, en general, será mayor que la fijada originalmente y puede determinarse mediante la expresión:

$$Ca = C + \frac{YP}{2(A+Y)} \left(L - \frac{zm+zM}{2} \right) \quad \text{Ec. (1.96)}$$

Donde:

CA = distancia actual entre centros.

Cuando no se puede variar la distancia entre centros y la relación es distinta a 1:1, la fórmula indicada no es aplicable y la distancia entre centros para cualquier combinación particular de ruedas, longitud de cadenas y paso, se suministrará bajo demanda.

Si se utiliza un piñón tensor para ajustar la cadena, deben añadirse dos pasos a la longitud L obtenida por el método indicado anteriormente.

1.2.17. La longitud de Cadena

Para determinar la longitud de la cadena para cualquier distancia entre centros de una transmisión ajustable en dos puntos, se utiliza la siguiente expresión.

$$L = \frac{z_m + z_M}{2} + A + \frac{X}{A} + Y \quad \text{Ec. (1.97)}$$

Dónde:

L = Longitud de la cadena de pasos

z_m = Número de dientes del piñón

z_M = Número de dientes de la rueda

$A = 2C/P$

C = Distancia entre centros planeada, en mm

P = Paso de la cadena, en mm

X = Factor obtenido de la tabla 11 del Anexo A

Y = Número de pasos a añadir para obtener el número par superior de pasos

Nota1: Un largo de cadena con un número impar de pasos requiere el uso de un eslabón acodado, cuya costumbre debe evitarse en cuanto sea posible.

Nota2: Para la relación de transmisión 1:1, por ej. 19 dientes / 19 dientes, o 38 dientes / 38 dientes, etc, el factor $X = 0$.

1.2.18. Selección de Cadena Transportadora

El tamaño de la cadena ya fue definida para propósitos del cálculo de la potencia. De tal forma se selecciona una cadena del tipo transportadora.

Las dimensiones y otros datos se encuentran especificados en la tabla 12 del Anexo A Figura 1.34.

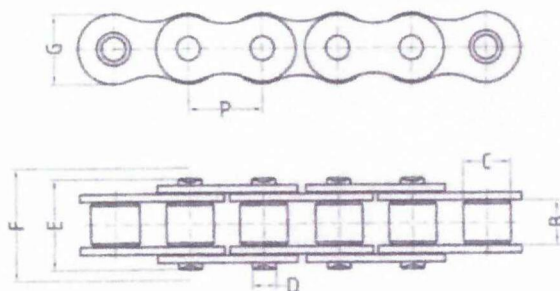


Figura 1.34: Cadena Transportadora

Fuente: Catalogo general NTN

Una vez seleccionada la cadena, se procede a seleccionar la Catarina transportadora, que en este caso deberá cubrir con el mayor número de requerimientos dados por el paso diametral que se estableció en la cadena a la vez deberá tener el diámetro que se requiere para lograr la velocidad lineal y el número de dientes.

Para asegurar la confiabilidad y la durabilidad de la flecha, se estima el límite de fatiga $S'n$ el cual está dado por:

$$S'n = S_n \cdot CR \cdot CS \quad \text{Ec. (1.98)}$$

El siguiente paso será determinar los diámetros mínimos requeridos en cada uno de los componentes de la flecha.

$$Dia = \left[\frac{32N}{\pi^2} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{2}{3} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right] \quad \text{Ec. (1.99)}$$

Dónde:

Kt es un factor de geometría debido a las concentraciones de esfuerzo. Cuando en los extremos el torque y el momento son cero, se calcula el cortante directo:

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad \text{Ec. (1.100)}$$

$$\tau_d = \frac{(0.577)S_y}{N} \quad \text{Ec. (1.101)}$$

De los valores obtenidos en los cálculos se toman los diámetros.

De tal forma se procede a seleccionar los rodamientos y chumaceras que soportaran la flecha respetando siempre el diámetro mínimo en los puntos.

El diámetro de la chumacera donde entrará la flecha se obtendrá de la ecuación:

$$L = \frac{4.T.N}{D.W.S_y} \quad \text{Ec. (1.102)}$$

Donde W es el ancho de la cuña, de estándar se toma 5/8. Dando así una longitud mínima para la flecha que deberá tener una apariencia como se muestra en la Figura 1.35



Figura 1.35: Apariencia de las flechas

Fuente: Elaboración (Propia)

Nota: Antes de proceder a la selección de la cadena debe tenerse en cuenta las características del elemento motor y del conducido, aplicando el factor correspondiente. Por lo tanto, CV efectivos x factor de selección = CV de selección Figura 1.36.

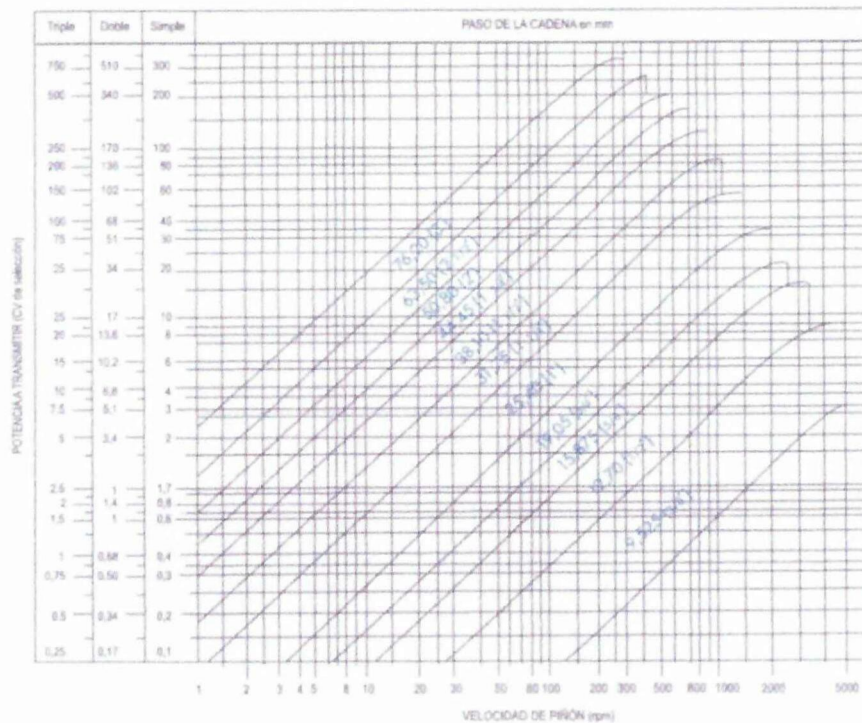


Figura 1.36: Selección de transmisiones

Fuente: Catalogo general NTN, España, (2012)

1.2.19. Selección de Rodamientos para Cargas Radiales

En la selección de un rodamiento se considera la capacidad de carga, duración, límites de velocidad, lubricación, etc.

Para la selección de rodamientos que trabajaran con carga radiales, normalmente se selecciona el rodamiento después de haber avanzado en el diseño del eje, hasta el punto donde se ha determinado su diámetro mínimo.

Los pasos a seguir para la selección de rodamientos son los siguientes:

(SHIGLEY J., Ibidem. Diseño de Maquinas.; 2006) Sugiere que para calcular la carga radial de diseño que va a actuar sobre el rodamiento hay que determinar el diámetro aceptable del eje, que limitara el tamaño del diámetro interior en el rodamiento.

Especifique la duración de diseño del rodamiento, utilizando la tabla 3 indicada en el Anexo A en la cual se especifica el tipo de máquina a diseñar.

La duración nominal en horas de servicio (L_{10h}) la determinaremos a través de la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \frac{\text{límite inferior} - \text{límite superior}}{2} \quad \text{Ec. (1.103)}$$

Se puede calcular la capacidad de carga dinámica básica requerida, C , mediante la ecuación:

$$C = P_d \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad \text{Ec. (1.104)}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga dinámica, [N]

P_d = Carga radial de diseño, [N]

n = Velocidad de giro, [rpm]

p = 3 para los rodamientos de bolas .

Seleccionar el rodamiento que tenga las dimensiones más adecuadas, considerando la capacidad de carga básica requerida y el tamaño del diámetro interior limitado por el eje.

Además se deberá cumplir que $C_r > C$, donde C_r = Capacidad de carga dinámica obtenido de datos de tablas.

1.2.19.1. Coeficiente de Fricción de Rodamiento (f_r)

Coeficiente de Fricción de Rodamiento que utilizaremos para la realización de este trabajo se detallan en la tabla 11 del Anexo A.

1.2.19.2. Coeficiente de Fricción de Deslizamiento (f_s).

Los coeficientes de fricción de deslizamiento se muestran en la tabla 12 del Anexo A.

1.2.19.3. Coeficiente de Velocidad de Cadena

De igual manera los coeficientes de velocidad de cadenas podremos encontrar en la tabla 13 del Anexo A

Una vez obtenida la potencia necesaria para el funcionamiento del sistema, se procede a la búsqueda de la existencia del motor que cumpla con las características de potencia y velocidad.

La potencia puede ser superior para garantizar que el sistema funcione correctamente durante las horas de trabajo programadas.

La selección definitiva de un motor específico involucrará más criterios a evaluar, entre ellos el costo y dimensiones.

1.2.20. MOTOR-REDUCTOR Y VARIADOR

1.2.20.1 Motor

Según el Catálogo Abreviado D81.1.A SIEMENS.; 2009 el motor eléctrico es un dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Son máquinas eléctricas rotatorias compuestas por un estator y un rotor.

Los motores eléctricos se utilizan en la gran mayoría de las máquinas modernas. Su reducido tamaño permite introducir motores potentes en máquinas de pequeño tamaño. Su elevado par motor y alta eficiencia lo convierte en el motor ideal para la tracción de transportes pesados

(Catálogo Abreviado D81.1.A SIEMENS.; 2009) Los motores por sus características eléctricas, permite variar su velocidad en un rango amplio de valores que van desde su velocidad cero hasta su máxima velocidad en rpm, utilizando simplemente un variador de voltaje.

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina.

Además de esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos (estáticos y dinámicos).

La selección de un motor eléctrico de corriente alterna y un reductor de disco de velocidad variable son necesarios para tomar en cuenta las reducciones y el tipo de variación de velocidad que se requiera Figura 1.37.



Figura 1.37: Motor

Fuente: Catálogo abreviado D81.1.A 2009 SIEMENS

En la selección del reductor debe considerarse la velocidad de salida, una vez que se obtuvo como resultado una reducción necesaria se procede a seleccionar el reductor.

Para evitar cualquier tipo de incompatibilidad se debe seleccionar un reductor de la misma marca que el motor y el variador Figura 1.38.



Figura 1.38: Reductor

Fuente: Catálogo abreviado D81.1.A 2009 SIEMENS

1.2.20.2 Variador

(Según el catálogo de Schneider Electric.; 2012) los variadores de velocidad son dispositivos electrónicos que permiten variar la velocidad y la cupla de los motores asincrónicos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables.

Se utilizan estos equipos cuando las necesidades de la aplicación sean:

- Dominio de par y la velocidad

Para seleccionar un variador para un motor DC tenemos que tener en cuenta las siguientes variables:

1. Corriente DC de Armadura: Es la corriente nominal del motor DC para la Armadura.
2. Voltaje DC de Armadura: Es el voltaje nominal de la Armadura del motor DC.
3. Voltaje AC de línea: Es el voltaje trifásico que se tiene en la red eléctrica para alimentar el variador DC, dependiendo de este voltaje en la entrada del variador se puede entregar o no el voltaje especificado en DC de la Armadura del motor.

La selección de un variador de la misma marca del motor permite un acople perfecto entre estos elementos.

Cabe mencionar que el motor permite también esta variación de velocidad, pero los costos de un inversor de frecuencia necesario para este tipo de motores y para este proyecto, son elevados Figura1.39.



Figura1.39: Variador de Voltaje

Fuente: Catálogo abreviado D81.1.A 2009 SIEMENS

Debido a que son de la misma marca todos los componentes, se puede decir que es una sola pieza motriz. Está ensamblada perfectamente entre elementos lo que

evita la alineación entre elementos. Para este solo será necesario diseñar un soporte único Figura 1.40.

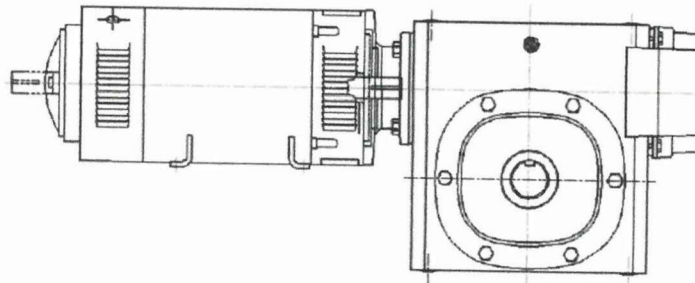


Figura 1.40: Motor reductor

Fuente: Catálogo abreviado D81.1.A 2009 SIEMENS

(RAMON F.“Maquinas Herramientas.; (1971) Menciona que para calcular la potencia mínima requerida en el motor, es necesario determinar el momento de torsión total requerido, puesto que esta será la a fuerza que se oponga al movimiento del eje motriz.

La ecuación para determinarla potencia del motor es:

$$H = \frac{T \cdot n}{63000} \quad \text{Ec. (1.85)}$$

Dónde:

H = potencia del motor, [HP]

T = momento de torsión, [lb.pulg]

n = velocidad de rotación, [rpm]

μ = rendimiento según la condición de la máquina.

Por tanto, primero es necesario determinar el momento de torsión mínimo que se requiere para vencer la fuerza de rozamiento en los rodamientos. Se lo realiza mediante la ecuación:

$$T = \mu * F d/2 \quad \text{Ec. (1.86)}$$

Dónde:

μ = coeficiente de rozamiento del rodamiento

F= carga aplicada sobre el rodamiento, [N]

D= diámetro del agujero interior del rodamiento, [m]

1.2.21. Cálculo de los Cilindros Neumáticos

La neumática es la tecnología que emplea el aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos. El aire es un material elástico y, por tanto, al aplicarle una fuerza se comprime, mantiene esta compresión y devuelve la energía acumulada cuando se le permite expandirse, según dicta la ley de los gases ideales.

(Antonio Guillén, Actuadores neumáticos,; 1988) Las principales variables a considerar en la selección de los cilindros neumáticos son la fuerza del cilindro, la carga, el consumo de aire y la velocidad del pistón.

1.2.21.1. Fuerza del Cilindro

La fuerza del cilindro es una función del diámetro del cilindro, de la presión del aire y del roce del émbolo, que depende de la velocidad del émbolo y que se toma en el momento de arranque. La fuerza que el aire ejerce sobre el pistón es:

$$F = P_{*aire} * Area\ de\ pistón \qquad \qquad \qquad Ec.\ (1.105)$$

Trabajando en unidades del Sistema Internacional de Unidades (SI), la longitud es el metro (m), la fuerza viene dada en newton (N) y la presión en Pascal (Pa) que es la presión ejercida por una fuerza de 1 N (Newton) sobre una superficie de 1 m² normal a la misma, o sea N/m² .

Como el Pascal es una unidad muy pequeña se utiliza el bar equivalente a 100.000 pascal. Otras equivalencias del bar con unidades de presión son:

$1 \text{ Bar} = 0,987 \text{ atmósfera} = 1,02 \text{ kg/cm}^2 = 1,020 \text{ cm. c.d.a.} = 750 \text{ mm. c.d.Hg}$

Ec. (1.106)

Para comodidad de cálculo se utiliza la fuerza en newton, la presión en bar, el diámetro en mm. Y la superficie en mm². De este modo, la fórmula anterior pasa a ser:

$$F = P_{\text{aire}}(\text{bar}) * 100000 * \frac{\text{Area pistón (mm)}^2}{1000000} = \frac{P_{\text{Aire}}(\text{bar}) * \text{Area pistón mm}^2}{10}$$

Ec. (1. 107)

Para los cilindros de simple efecto, la fuerza es la diferencia entre la fuerza del aire y la del muelle.

$$F = \frac{P_{\text{aire}} * \text{area pistón}}{10} - f_{\text{muelle}} = P_{\text{aire}} * \frac{\pi * d^2}{40} - f_{\text{muelle}} \quad \text{Ec. (1.108)}$$

Con:

F = Fuerza (newton)

D = diámetro cilindro [mm].

P aire = presión del aire [bar].

F muelle = fuerza muelle [newton]

Los cilindros de doble efecto no cuentan con un resorte para volver a su posición de equilibrio, así su fuerza no disminuye en la carrera de avance, pero sí en su carrera de retroceso, debido a la disminución del área del émbolo por la existencia del vástago. Las expresiones matemáticas correspondientes son:

$$F_{\text{avance}} = P_{\text{aire}} * \frac{\pi * D^2}{40} - F_{\text{retroceso}} = P_{\text{aire}} * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{40} \quad \text{Ec. (1.109)}$$

El rozamiento del pistón en su movimiento equivale a un valor comprendido entre el 3% y el 10 % de la fuerza calculada.

En la tabla 8 del Anexo A pueden verse, para varios tamaños de cilindros, la fuerza de empuje y la fuerza a restar por el área del vástago del pistón en el retroceso.



1.2.21.2. Electroválvula

(Según DIN ISO 5599.;1996) Una **electroválvula** es una válvula electromecánica, diseñada para controlar el flujo de un fluido a través de un conducto como puede ser una tubería. La válvula está controlada por una corriente eléctrica a través de una bobina solenoidal.

Una electroválvula tiene dos partes fundamentales: el solenoide y la válvula.

El solenoide convierte energía eléctrica en energía mecánica para actuar la válvula.

La función de las válvulas es permitir, orientar o detener el flujo de aire para distribuir el aire hacia los elementos de trabajo.

Las válvulas se designan de acuerdo al número de vías y al número de posiciones de la forma siguiente:

Nº Vías / Nº posiciones

2/2 dos vías / dos posiciones

3/2 tres vías / dos posiciones

4/2 cuatro vías / dos posiciones

5/2 cinco vías / dos posiciones

5/3 cinco vías / tres posiciones

Examinando las características enumeradas a continuación puede deducirse de qué Tipo de válvula se trata:

- Número de conexiones
- Número de posiciones de maniobra
- Numeración de las conexiones

Para la numeración de las conexiones vale lo siguiente:

- Conexión de alimentación 1
- Conexiones de escape 3, 5
- Conexiones de utilización 2, 4 Figura 1.41

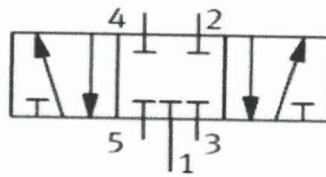


Figura 1.41: Válvula 5/2 con paso de aire de 1 a 2 y de 4 a 5 en posición de reposo.

Fuente: Construmatica

Identificación con letras

P Conexión de aire comprimido

R, S Conductos de escape

A, B Conductos de trabajo, Figura 1.42:

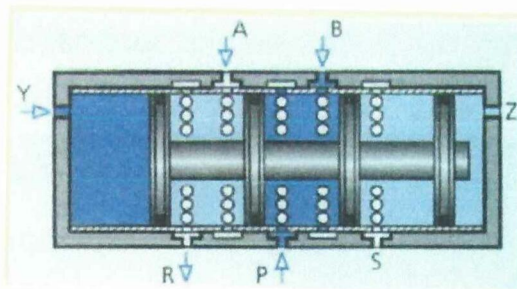


Figura 1.42: Vías a través de los cuales puede circular el aire en su proceso de trabajo o evacuación

Fuente: Construmatica

1.2.22. Comando y Protección de Motores Eléctricos.

El propósito de contar con comando y protección de motores eléctricos es:

- Comandar el motor(Encendido y apagado del motor)
- Proteger a sus componentes contra los efectos de falla de origen eléctrico
- Asegurar la seguridad del personal.
- Maximizar la continuidad del servicio.

Para cumplir estos objetivos el Código Eléctrico Nacional establece los requisitos mínimos para la protección de motores en baja tensión.

En todo circuito ramal de motores debe existir al menos: Figura 1.43.

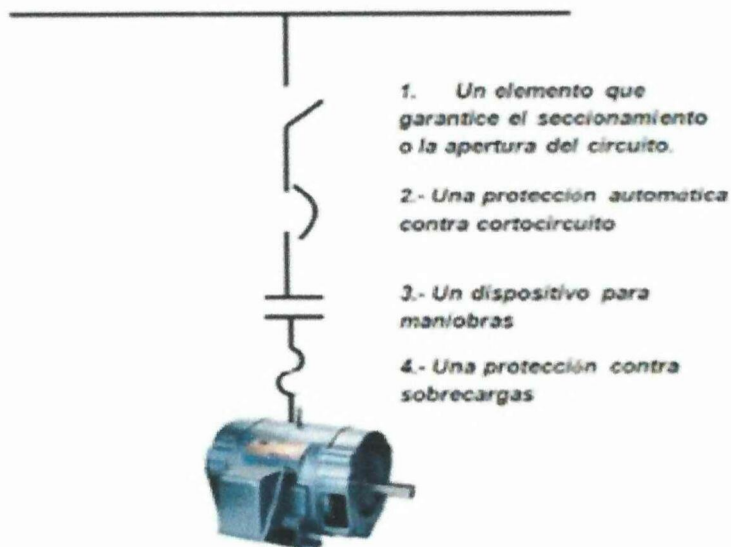


Figura 1.43: Requisitos mínimos para la protección de motores

Fuente: Código Eléctrico Nacional

1.- El Seccionamiento. Lo provee un dispositivo que sea capaz de abrir el circuito con indicación visual de **ON – OFF**.

El propósito es garantizar la apertura del circuito ramal con seguridad, para proteger a los usuarios y operadores. Figura 1.44

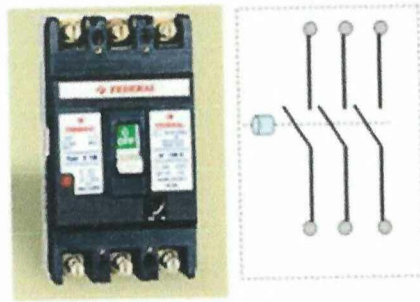


Figura 1.44: Interruptor magnetico

Fuente: Código Eléctrico Nacional

2.- La Protección Automática contra Cortocircuito. Se trata de un dispositivo de acción instantánea (magnético o electrónico) capaz de detectar y cortar cualquier corriente superior a la corriente de arranque del motor, la cual puede ser varias veces la corriente nominal, dependiendo de la Letra de Código del motor. Esta puede ser una protección de fusible, bobina magnética o relé electrónico acoplado a un transformador de corriente.

3.- El Dispositivo para Maniobras. Habitualmente se utilizan contactores electromagnéticos o arrancadores de compuerta electrónica.

Realmente no es una protección, aunque puede soportar las corrientes de arranque. Aunque es para controlar el arranque y parada del motor, de hecho es el dispositivo que abre y cierra el circuito ramal del motor tanto en operación normal como en sobrecarga. Figura 1.45

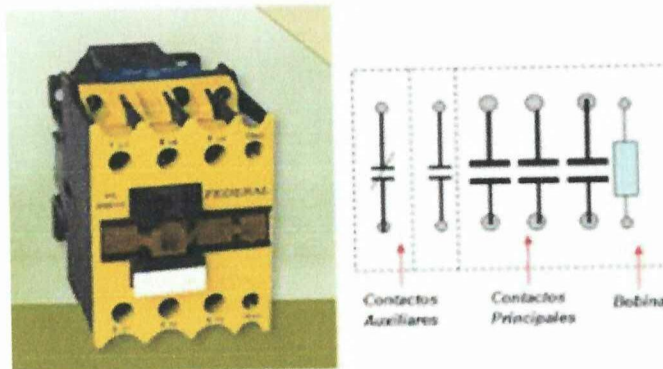


Figura 1.45: Contactor Electromagnetico

Fuente: Código Eléctrico Nacional

4.- La Protección contra Sobrecarga. Este dispositivo está llamado a detectar las corrientes de sobrecarga comprendidas por encima de la corriente nominal; pero inferiores a las corrientes de cortocircuito.

Aunque sensa también a estas últimas, su accionamiento es retardado y no actúa suficientemente rápido para despejarlas.

Esto lo debe hacer la protección de cortocircuito. En este caso suelen utilizarse relés bimetálicos, fusibles de acción retardada y relés electrónicos. Figura 1.46

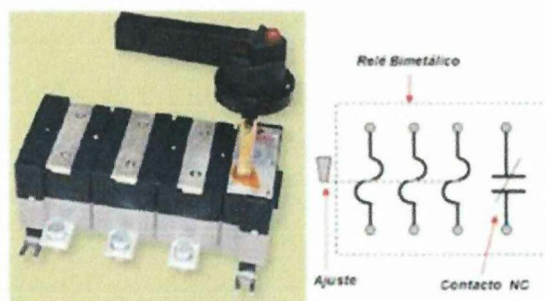


Figura 1.46: Relay de Sobrecarga.

Fuente: Código Eléctrico Nacional

Inclusive se han desarrollado dispositivos que son capaces de cubrir todas juntas las exigencias de la norma. Son los llamados protectores integrales o “salva motores” Figura 1.47

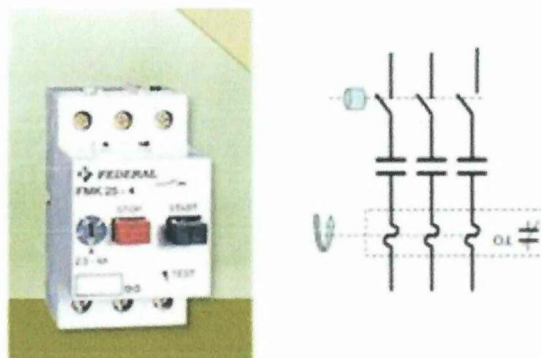


Figura 1.47: Guardamotor Integral.

Fuente: Código Eléctrico Nacional

Modernamente, se fabrican relés o dispositivos electrónicos multifunción para la protección de motores. Los más modernos incorporan puertos de comunicación serial para transmitir en forma digital todos los datos del circuito motor donde están instalados.

Los datos se envían a un microprocesador o computador para producir las señales de alarma y acciones correctivas necesarias. Con este tipo de relés pueden detectarse las siguientes condiciones de falla.

1.2.23. Automatización.

Según, García, Emilio (1999) la automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción, realizadas habitualmente por operadores humanos a un conjunto de elementos tecnológicos.

Un sistema automatizado consta de dos partes principales:

1.2.23.1. Parte Operativa.

Es la parte que actúa directamente sobre la máquina. Son los elementos que hacen que la máquina se mueva y realice la operación deseada.

Los elementos que forman la parte operativa son los accionadores de las máquinas como motores, cilindros, compresores y los captadores como fotodiodos, finales de carrera, etc.

1.2.23.2. Parte de Mando.

Suele ser un autómata programable (tecnología programada), aunque hasta ahora se utilizaban relés electromagnéticos, tarjetas electrónicas o módulos lógicos neumáticos (tecnología cableada).

En un sistema de fabricación automatizado el autómeta programable está en el centro del sistema. Este debe ser capaz de comunicarse con todos los constituyentes de sistema automatizado.

1.2.23.3. IBALogic-V4

Un sistema para muchas aplicaciones ibaLogic-V4 es un sistema para el procesamiento de la señal y la automatización.

La cuarta generación del sistema ibaLogic, que ya funciona de forma fiable en muchas aplicaciones industriales, ha sido programada de una manera nueva y provista de una interfaz.

Basado en la arquitectura de un sistema de automatización programable Controller (PAC) ibaLogic-V4 utiliza tanto para PCs potentes y ambientes especiales en tiempo de ejecución, tales como ibaPADU-S-TI a resolver los problemas de un PLC clásica.

IbaLogic es principalmente utilizado en la medición y la tecnología de control para una rápida y procesos dinámicos. Tiempos de ciclo de programa corto de 1 ms y tiempo de ejecución determinista permitir esto.

Gracias a su fácil manejo, perfecta integración de IBA-productos para la medición tecnología y una excelente relación precio / rendimiento relación de muchos campos de aplicación están disponibles.

1.2.23.3.1. El concepto de programa

IbaLogic-V4.;2010 Menciona que para satisfacer las demandas en constante cambio a la automatización y tecnología de medición, hemos desarrollado un programa concepto que garantiza la flexibilidad necesaria para el futuro desarrollo. Entre otras cosas, se caracteriza por:

- Arquitectura Multi-Client/Server
- A partir de una base de datos (base de datos SQL)
- Plataformas separadas pueden ser utilizados para el sistema de ejecución

Estas características permiten a varios usuarios trabajar en un proyecto. Los datos del proyecto (por ejemplo, programas y configuraciones) son almacenado en el centro de una base de datos.

Grandes proyectos de automatización por tanto, se puede dividir en diferentes paquetes de trabajo y distribuido a varios operadores. Mecanismos especiales ayudan a prevenir conflictos cuando varios los usuarios están programando.

1.2.23.3.2. Arquitectura PAC

IbaLogic-V4 se ha programado de acuerdo a la arquitectura del controlador de automatización programable (PAC). La característica de la PAC-arquitectura es la combinación de características de PC típicos y estándares de TI con la automatización funciones de la tecnología PLC. Esto permite combinar las funciones del proceso y control del sistema con aplicación de las normas tales como Windows XP / CE, HTML, SMTP, FTP y SQL, así como Ethernet, TCP / IP, USB, CAN-Bus, etc.

En caso de ibaLogic-V4 la arquitectura PAC se ha ampliado adicionalmente con la medición y funciones de grabación de datos. Por lo tanto, IBA AG define el sistema como "Medición y Automatización Programable Controller "(PMAC).

La interfaz de usuario se divide en dos áreas principales.

- Diseñador
- Programa

El diseñador del programa en la ventana principal de la programación interfaz.

En esta ventana la programación real " trabajo " se lleva a cabo, es decir, aquí se puede poner la función bloques y vincularlos entre sí.

Sobre la base del color de fondo se puede determinar directamente si el programa está funcionando en el modo de edición, o si los resultados del proceso se activan.

Si un cálculo se está ejecutando actualmente, los valores reales de todos los conectores del bloque se visualizan de forma alfanumérica.

Los estados falsos / verdaderos para las señales binarias son se indica el uso de los colores azul / rojo de las líneas de conexión.

1.2.23.3.3. Diferentes entornos de ejecución (plataformas)

El tiempo de ejecución puede funcionar independientemente del IbaLogic sistema de programación (servidor), siempre y cuando hay un adecuado medio ambiente. Servidor y el cliente IbaLogic sólo son necesarios durante la creación del programa o modificación.

Hay dos plataformas para IbaLogic -V4 en este momento:

- De Windows -PC (sin extensión en tiempo real requerido)
- IbaPADU - S –IT

Interfaces al proceso

IbaLogic -V4 ofrece toda la gama de IBA- Conectividad a procesar las señales de entrada y de salida.

La fibra óptica ibaNet se puede utilizar para conectar todos los dispositivos desde la familia ibaPADU, acopladores de bus y la interfaz del sistema conexiones.

Adicionalmente acoplamiento a través de bus de campo, Ethernet y protocolos especiales están disponibles.

Debido a estas características ibaLogic - V4 es especialmente adecuado para incrustación en heterogénea existente estructuras de automatización para la modernización.



CAPITULO II

2.1. DISEÑO METODOLÓGICO

La presente investigación en su modalidad de investigación es proyecto factible, porque comprende el diseño y la elaboración de una máquina empaquetadora para el área del tren de laminación (LPP), para optimizar los procesos de producción de la Planta industrial de la empresa Novacero de la Ciudad de Latacunga.

2.1.1. Investigación bibliográfica. La investigación bibliográfica permitirá realizar el análisis detallado, crítico y comparativo de las variables de la investigación, en la misma que se hace una reseña de los problemas que causa la falta de material didáctico en el aprendizaje.

2.1.2. Por objetivos. La investigación es aplicada, porque se encamina a resolver un problema práctico. Además es investigación aplicada porque los resultados los utiliza en forma inmediata en la superación del problema, pues llega a la ejecución de amplias generalizaciones y siempre orientada a la solución de problemas. Por el lugar. Es de campo, porque se realiza en el mismo lugar en donde se presenta el problema.

2.1.3. Por el alcance. El alcance expresa el grado de profundidad de la investigación y depende de la intensidad con la que el investigador realizará la investigación.

En este sentido, se puede hablar de investigación descriptiva, porque el problema investigado es descrito en una circunstancia tempo-espacial determinado, porque enfatiza aspectos cuantitativos cuando se presentan en cuadros y gráficos las categorías del fenómeno planteado.

Además la descripción ayuda a conocer las características externas del objeto de estudio y que se refieren a personas, hechos, relaciones naturales y sociales y se realiza en un tiempo y lugar determinado con el propósito de reunir argumentos para identificar un problema específico y además porque la investigación utiliza como auxiliares básicos para la presentación de una situación concreta.

La presente investigación se la considera también en el nivel explicativo porque señala la relación, en este caso, determina la relación entre causa y efecto, entre antecedente y consecuente de hechos y fenómenos socio-naturales y porque en este tipo de investigación en el problema se determina las variables de causa °y efecto.

2.2. Tipo de Investigación

La presente investigación es de **tipo experimental** porque consiste en la manipulación de una variable experimental no comprobada, en condiciones rigurosamente controladas, con el fin de describir de qué modo o por qué causa se produce una situación o acontecimiento en particular. Este método se utilizará puesto que se construirá una máquina empaquetadora para el Tren de Laminación LPP de la Planta Industrial Novacero S.A.

Se trata de un experimento porque precisamente los investigadores provocan una situación para introducir determinadas variables de estudio como lo es el diseño y construcción de la empaquetadora.

2.3 Métodos

2.3.1. Analítico.- Es aquél que distingue las partes de un todo y procede a la revisión ordenada de cada uno de sus elementos por separado.

A través del método analítico se revisó todas las partes del tema a investigar para estudiarlas parte por parte, es decir todo lo que corresponde a la construcción de un tren de laminación.

2.3.2. Inductivo.- Es un método científico que obtiene conclusiones generales a partir de premisas particulares.

2.3.3. Deductivo.- Es aquél que parte los datos generales aceptados como valederos, para deducir por medio del razonamiento lógico, varias suposiciones, es decir; parte de verdades previamente establecidas como principios generales, para luego aplicarlo a casos individuales y comprobar así su validez.

En esta investigación la aplicación de este método permitirá hacer un análisis de la situación general sobre la empaquetadora.

2.3.4. Documental.- Consiste en la adquisición de conocimiento, siendo este el que determinara la veracidad y la certeza de la información obtenida.

2.10. Técnicas

2.10.1. Observación.- Es una técnica de investigación que consiste en observar personas, fenómenos, hechos, situaciones, con el fin de obtener determinada información necesaria para una investigación, nos permitirá observar la manera de construcción del tren de laminación.

2.10.2. Encuesta.- Mediante la realización de la encuesta se aplicará al gerente y al jefe de producción de la Planta Industrial Novacero.

2.11. Población

Debido a que la población es pequeña se aplicará al universo es decir al total de las personas involucradas dentro de la investigación misma que se detalla a continuación:

Unidad de Estudio

GRUPO DE INVESTIGACIÓN	POBLACIÓN
Gerente	1
Jefe de Producción	1
Eléctrico	1
Mecánico	2
Jefes de turno	3
Obreros	12
TOTAL	20

Tabla 2.1: Población del Área de Laminación de Productos Pequeños LPP

Fuente: Planta Industrial Novacero

Elaborado por: Investigadores

2.6. ENTREVISTA DIRIGIDA AL GERENTE DE LA EMPRESA NOVACERO S.A.

2.6.1 ¿Cómo cree que afecta a la empresa la existencia de procesos lentos dentro del proceso de laminación de acero?

La empresa se ve afectada por la existencia de tiempos muertos ya que también se incurre en costos innecesarios por los que sería imprescindible optimizar todos los recursos de la empresa.

2.6.2 ¿De qué manera se puede mejorar el tiempo empleado en el proceso de laminación de acero?

Se puede mejorar el tiempo de la laminación de acero mediante el planteamiento de una reingeniería de procesos o a su vez automatizando procesos.

2.6.3 ¿La empresa estaría dispuesta a financiar el diseño y la implementación de una máquina que mejora el proceso de empaquetado?

Si siempre y cuando la adquisición de esta máquina implique la optimización de tiempo con una relación directa con la productividad y rentabilidad.

2.6.4 ¿Cómo afectaría la implementación de una empaquetadora automática al proceso de laminación de acero?

La implementación de una empaquetadora automática permitiría incrementar el nivel de producción y eliminar tiempos muertos.

2.6.5 Esta de acuerdo con la implementación de una empaquetadora automática ¿Porque?

Si estoy de acuerdo con la implementación de una empaquetadora automática porque la rentabilidad generada permita realizar esta inversión con mayor razón si se va a ampliar en ciclo operacional c la empresa.

ANALISIS DE LA ENTREVISTA DIRIGIDA AL GERENTE DE LA EMPRESA NOVACERO S.A

En la entrevista realizada al Ing. Guillermo Miño gerente de la planta Industrial NOVACERO menciona que la empresa se ve afectada por la existencia de tiempos muertos que se genera al momento del empaquetado y que también se puede mejorar el tiempo de laminación y empaquetado del acero mediante el planteamiento de una reingeniería de procesos o a su vez automatizando procesos, siempre y cuando implique la optimización de tiempo con una relación directa con la productividad y rentabilidad de la empresa.

Ya que la implementación de esta empaquetadora automática puede incrementar

el nivel de producción y eliminar tiempos muertos esta de acuerdo y apoya la construcción de la misma.

2.7 ENTREVISTA DIRIGIDA AL JEFE DE LAMINACIÓN DE LA EMPRESA NOVACERO S.A.

2.7.1 ¿Cómo cree que afecta a la empresa la existencia de procesos lentos dentro del proceso de laminación de acero?

Los procesos lentos de la empresa ocasionan incumplimiento de las órdenes emitidas en el día de labores.

2.7.2 ¿De qué manera se puede mejorar el tiempo empleado en el proceso de laminación de acero?

Requiriendo la compra de una maquina o con la implementación de nuevo personas.

2.7.3 ¿La empresa estaría dispuesta a financiar el diseño y la implementación de una máquina que mejora el proceso de empaquetado?

A mi parecer la empresa si estaría dispuesta de realizar esta inversión ya que estaríamos en capacidad de abarcar un segmento mayor dentro del mercado

2.7.4 ¿Cómo afectaría la implementación de una empaquetadora automática al proceso de laminación de acero?

Solicitando un número mayor de personas que labore dentro del departamento de laminación.

2.7.5 ¿Esta de acuerdo con la implementación de una empaquetadora automática ¿Porque?

Si ya que de esta manera se podrá aumentar el número de ordenes despachadas.

ANALISIS DE LA ENTREVISTA DIRIGIDA AL JEFE DE LAMINACIÓN DEL TREN (LPP) DE LA EMPRESA NOVACERO S.A.

En la entrevista realizada al jefe de laminación de la empresa menciona que por los procesos lentos que se dan en el Tren (LPP) de la empresa se ocasionan incumplimiento de las órdenes de producción emitidas en el día de labores, lo que requiere la urgente incorporación de más personal para el tren o la adquisición o construcción de una máquina que ayude en este trabajo y que para su manera de ver la empresa si estaría dispuesta de realizar esta inversión, ya que con esto estaríamos en capacidad de abarcar un segmento mayor dentro del mercado gracias a que se podrá aumentar el número de ordenes despachadas.

2.8 ENTREVISTA DIRIGIDA AL JEFE DE PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA NOVACERO S.A.

2.8.1 ¿Cómo cree que afecta a la empresa la existencia de procesos lentos dentro del proceso de laminación de acero?

Las órdenes de producción emitidas no se pueden cumplir a cabalidad por la existencia de cuellos de botella además de ser alta la demanda y poco el personal.

2.8.2 ¿De qué manera se puede mejorar el tiempo empleado en el proceso de laminación de acero?

Bancando el método para la automatización de procesos.

2.8.3 ¿La empresa estaría dispuesta a financiar el diseño y la implementación de una máquina que mejora el proceso de empaquetado?

Yo creo que si por que se podrían agilizar los procesos de laminación lo que implica que se estaría en capacidad de receptor mayor número de órdenes de laminación

2.8.4 ¿Cómo afectaría la implementación de una empaquetadora automática al proceso de laminación de acero?

El impacto sería positivo ya que al estar disponible a aumentar las órdenes de fabricación se podrá mejorar la producción del departamento de producción

2.8.5 ¿Esta de acuerdo con la implementación de una empaquetadora automática ¿Porque?

Si porque se pueden aumentar los estándares de calidad, los niveles de producción y el tiempo empleado.

ANALISIS DE LA ENTREVISTA DIRIGIDA AL JEFE DE PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA NOVACERO S.A.

En la entrevista realizada al jefe de producción de la empresa Novacero el Ing. J. Páez menciona que por la existencia de tiempos muertos no se pueden cumplir a cabalidad con las ordenes de producción por la generación de cuello de botella en el proceso de empaquetado lo que obliga a buscar métodos que permitan eliminar este inconveniente y que le ve excelente la construcción de esta empaquetadora automática, pues de esta forma se podrá mejorar la producción del departamento de producción, aumentar los estándares de calidad, los niveles de producción y reducir el tiempo empleado en el empaquetado de pletinas.

2.9 ENCUESTA DIRIGIDA PARA LOS TRABAJADORES DE LA EMPRESA NOVACERO S.A.

2.9.1 ¿El tiempo del proceso de laminación de acero es muy extenso?

Tiempo empleado en el proceso de laminación

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Si	17	85%
No	3	15%
Total	20	100%

Tabla 2. 2: Tiempo empleado en el proceso de laminación

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

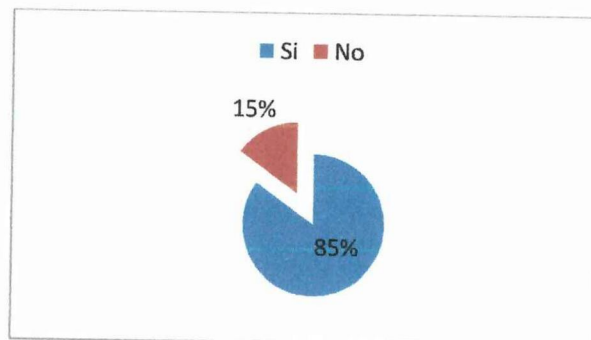


Figura 2.1: Tiempo empleado en el proceso de laminación

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 85% que equivale a 17 personas indican que si es extenso el tiempo del proceso de laminación del acero. El 15 % que corresponde a tres trabajadores mencionan que no.

Interpretación: Al tener porcentajes altos de tiempos de laminación se puede deducir fácilmente que la empresa pierde capacidad operativa por demora en los procesos debido al manejo manual de ciertos procesos de laminación genera productividad deficiente, por ende las mejoras radican en materiales y recursos.

2.9.2 ¿Los procesos de empaquetamiento son tediosos para los trabajadores?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Si	15	75
No	5	25
Total	20	100

Tabla 2. 3: Procesos de empaquetamiento

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

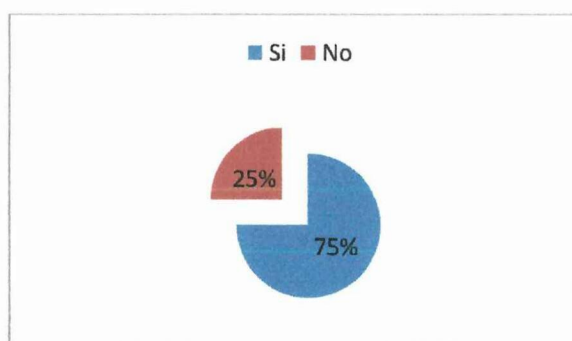


Figura 2.2: Procesos de empaquetamiento

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 75% que equivale a 15 personas indican que si conocen el tiempo que un trabajador se demora debido a la tediosidad de este trabajo. El 15 % que corresponde a tres trabajadores mencionan que no.

Interpretación: todo proceso manual implica aplicación de una gran cantidad de mano de obra, eso produce que se pueda generar un cuello de botella en los procesos debido a que a la tediosidad se la disminuye con procesos automáticos y mecánicos

2.9.3 ¿Cree Usted que existe pérdidas de tiempo en el proceso de laminación y empaquetamiento de las láminas de acero?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Si	15	75
No	4	20
Desconozco	1	5
Total	20	100

Tabla 2. 4: Perdida de tiempo en el proceso

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

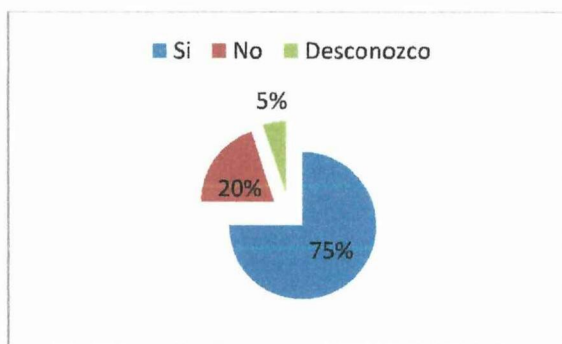


Figura 2.3: Perdida de tiempo en el proceso

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 75% que equivale a 15 encuestados creen que si existe pérdidas de tiempo en el proceso de laminación porque no se puede empaquetar rápido. El 20 % que corresponde a 4 trabajadores no creen que se esté perdiendo tiempo en el proceso de laminación y empaquetado. El 5% que equivale a un trabajador indica que desconoce.

Interpretación: se debe disminuir los tiempos de ejecución de debido a que si existen demasiados tiempos de holgura genera baja productividad y disminución competitiva de la empresa.

2.9.4 ¿Piensa usted que el tiempo del proceso se podrá mejorar?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Si	19	95
No	1	5
Desconozco	0	0
Total	20	100

Tabla 2. 5: Mejorar el tiempo del proceso

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

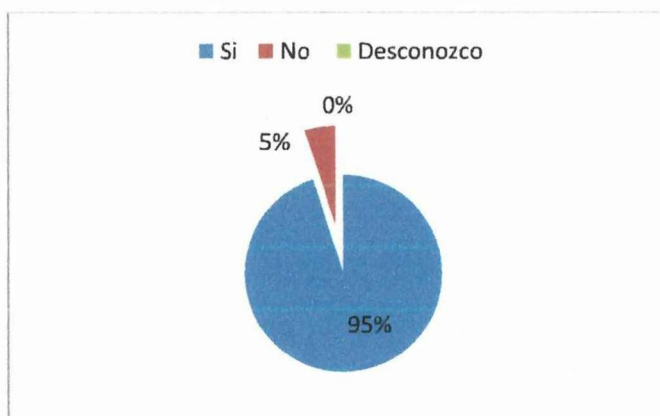


Figura 2.4: Mejorar el tiempo del proceso

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 95% que equivale a 19 trabajadores piensan que si se puede mejorar el proceso de laminación. El 5% que corresponde a 1 trabajador piensa que no se puede mejora el tiempo empleado en el proceso.

Interpretación: la manera más efectiva de mejoramiento de tiempos se lo realiza automatizando los procesos y mecanizando instrumentos lo cual mejorará el rendimiento de la máquina.

2.9.5 ¿De qué manera piensa usted que se pueda mejora el tiempo del proceso de laminación?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Aumentando la mano de obra	3	15
Retirando procesos	1	5
Adquiriendo una máquina	16	80
Total	20	100

Tabla 2. 6: Como se puede mejorar el proceso

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

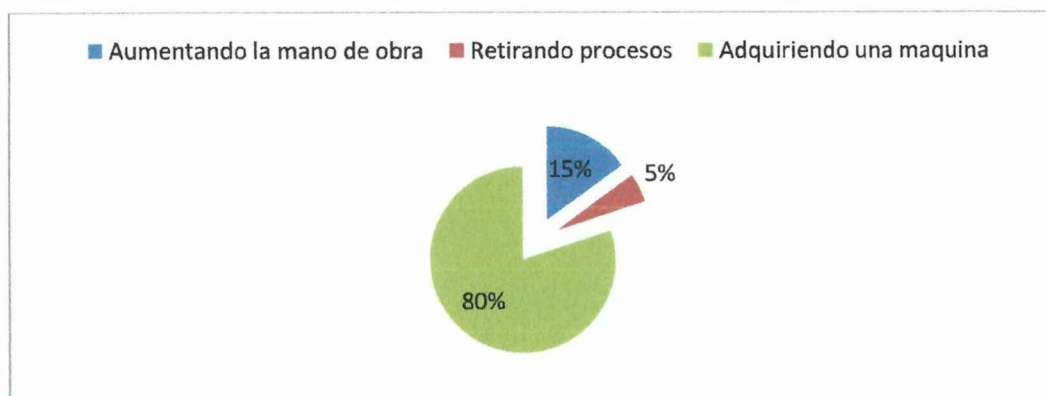


Figura 2.5: Como se puede mejorar el proceso

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 80% que equivale a 16mencionan que el proceso se podrá mejorar adquiriendo una máquina. El 15 % que corresponde a 3 trabajadores mencionan que el proceso se puede mejorar aumentando la mano de obra. Y el 5% de los trabajadores mencionan que el proceso se pude mejorar retirando actividades del proceso.

Interpretación: es importante reconocer que las máquinas son instrumentos valiosos en los procesos de producción y si puede implantarse una en los procesos de laminación sin duda elevaría el nivel de rendimiento en la producción.

2.9.6 ¿Conoce cómo funciona una empaquetadora automática?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Si	2	10
No	18	90
Total	20	100

Tabla 2. 7: Cómo funciona una empaquetadora

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

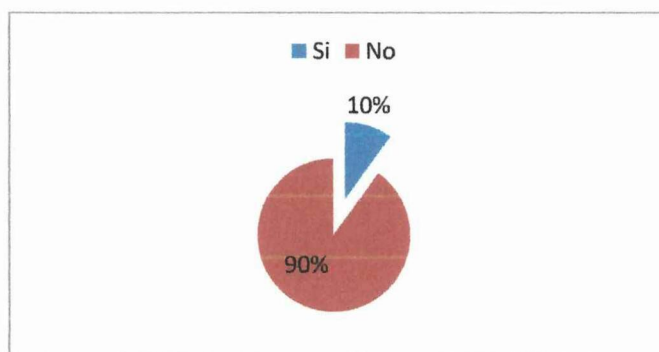


Figura 2.6: Cómo funciona una empaquetadora

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 90% que equivale a 18 personas mencionan que no conocen como funciona una empaquetadora automática.

El 10 % que corresponde a 2 trabajadores mencionan que si conocen como funciona una empaquetadora automática.

Interpretación: es importante poseer un manual en el cual se detalle detenidamente el manejo de una máquina empaquetadora para mejorar los tiempos de ejecución de la empaquetadora.

2.9.7 ¿Cuántos trabajadores cree que sean necesarios para operar una máquina empaquetadora?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
4 trabajadores	6	30
5 trabajadores	9	45
8 trabajadores	5	25
Total	20	100

Tabla 2. 8: Trabajadores necesarios

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

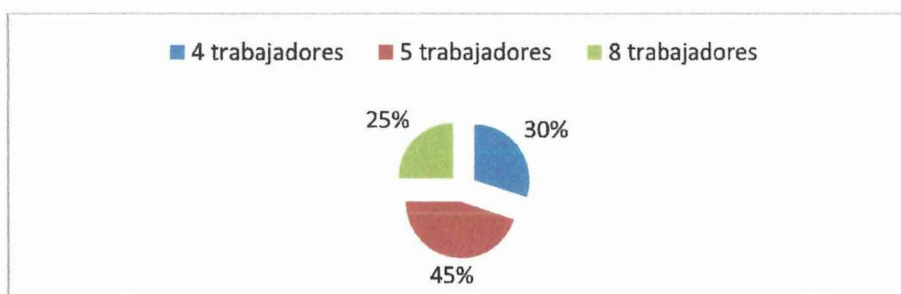


Figura 2.7: Trabajadores necesarios

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 45% que corresponde a 9 trabajadores creen que para una empaquetadora automática se necesita 5 trabajadores.

El 30 % que corresponde a 6 trabajadores piensan que para una empaquetadora automática se necesita 4 trabajadores.

Y el 25% que equivale a 5 trabajadores indican que se necesita 8 trabajadores.

Interpretación: esto indica que no se encuentra dentro del rango operativo que posea la empresa esto es importante para incrementar un ítem a la factibilidad de incremento de una empaquetadora.

2.9.8 ¿Cree que se pueda anexar al tren de laminación una máquina empaquetadora?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Si	15	75
No	1	5
Desconozco	4	20
Total	20	100

Tabla 2.9: Tren de laminación

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores



Figura 2.8: Tren de laminación

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 75% que corresponde a 15 personas mencionan que si se puede anexar al tren de laminación una máquina empaquetadora. El 20% que equivale a 4 trabajadores indican que desconocen la posibilidad de anexar al tren de laminación una máquina empaquetadora. Y el 5% que equivale a un trabajador indican que no se puede anexar al tren de laminación una máquina empaquetadora.

Interpretación: la mayoría de trabajadores indica una factibilidad técnica en la cual mejorará los procesos de laminación gracias a la implementación de una empaquetadora, debido a que las condiciones externas de los procesos establecidos permiten un mejoramiento.

2.9.9 ¿Piensa que se debería diseñar una máquina empaquetadora exclusiva para estos procesos?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Si	19	95
No	1	5
Total	20	100

Tabla 2.10: Diseño de una máquina empaquetadora

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

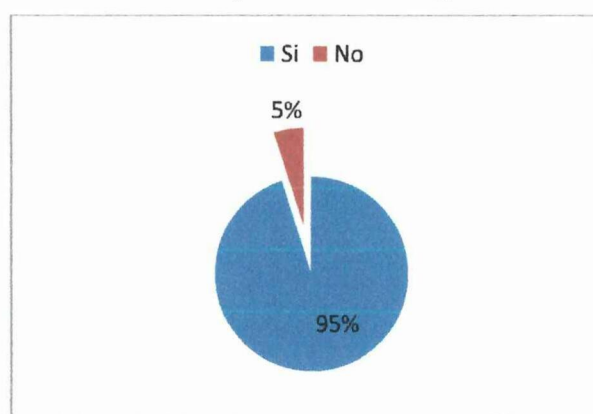


Figura 2.9: Diseño de una máquina empaquetadora

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 95% que corresponde a 19 trabajadores manifiestan que si se debería diseñar e implementar una máquina empaquetadora.

Y el 5% restante menciona que no ven la necesidad para que se diseñe e implemente una máquina empaquetadora.

Interpretación: él tener la necesidad de una máquina con características únicas para este proceso constituirá un precedente importante a tomarse en cuenta debido a que logrará satisfacer las necesidades exactas de empaquetamiento.

2.9.10 ¿Está de acuerdo con la implementación de una empaquetadora automática para el tren de laminación de acero?

Respuesta	Frecuencia	Porcentaje
Si	19	95
No	1	5
Total	20	100

Tabla 2. 11 Implementación de una empaquetadora

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

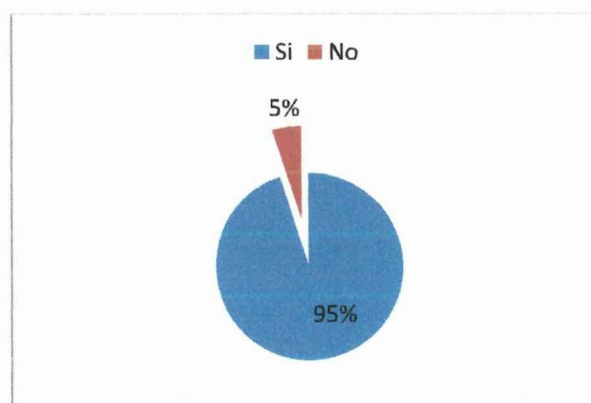


Figura 2.10: Implementación de una empaquetadora

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

Elaborado por: Los Investigadores

Análisis: El 95% de trabajadores mencionan que si están de acuerdo con la implementación de una empaquetadora automática para el tren de laminación. Y el 5% restante que corresponde a un trabajador manifiesta que no está de acuerdo con que se diseñe e implemente una empaquetadora automática para el tren de Laminación.

Interpretación: al contar con una empaquetadora automática se va poder mejorar el tiempo y la calidad del producto considerablemente de esta forma se optimizara las ventas.

2.10 VERIFICACIÓN DE LA HIPOTESIS

2.10.1 HIPOTESIS.

“La implementación de la empaquetadora mejorará la producción dentro del área del tren de laminación (LPP) de la planta industrial de la empresa Novacero de la ciudad de Latacunga”

2.10.2 HIPOTESIS NULA; HO

“La implementación de la empaquetadora no mejorará la producción dentro del área del tren de laminación (LPP) de la planta industrial de la empresa Novacero de la ciudad de Latacunga”

2.10.3 HIPOTESIS ALTERNATIVA: HA

“La implementación de la empaquetadora si mejorará la producción dentro del área del tren de laminación (LPP) de la planta industrial de la empresa Novacero de la ciudad de Latacunga”

2.10.4. TABULACIÓN DE ENCUESTAS EMPLEADAS.

N°	SI	NO	TOTAL
1	17	3	20
2	15	5	20
3	15	5	20
4	19	1	20
5	20	0	20
6	2	18	20
7	20	0	20
8	15	5	20
9	19	1	20
10	19	1	20

Tabla 2.12 Tabulación de encuestas empleadas

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

2.10.5 RESUMEN DE FRECUENCIAS OBSERVABLES (fo).

N°	SI	NO	TOTAL(tf)
1	17	3	20
2	15	5	20
3	15	5	20
4	19	1	20
5	20	0	20
6	2	18	20
7	20	0	20
8	15	5	20
9	19	1	20
10	19	1	20
TOTAL (tc) : 161		39	(tg) 200

Tabla 2.13 Resumen de frecuencias observables (fo).

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

2.10.6 RESUMEN DE FRECUENCIAS ESPERADAS (fe)

$$fe = \frac{tf \times tc}{tg}$$

tg

$$fe = \frac{20 \times 161}{200}$$

200

$$fe = 16.1 \text{ (SI)}$$

$$fe = \frac{tf \times tc}{tg}$$

tg

$$fe = \frac{20 \times 39}{200}$$

200

$$fe = 3.9 \text{ (NO)}$$



N°	SI	NO
1	16.1	3.9
2	16.1	3.9
3	16.1	3.9
4	16.1	3.9
5	16.1	3.9
6	16.1	3.9
7	16.1	3.9
8	16.1	3.9
9	16.1	3.9
10	16.1	3.9

Tabla 2.14 Resumen de frecuencias esperadas (fe)

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

2.10.7 CALCULO DEL χ^2

$$\chi^2 = \frac{(f_o - f_e)^2}{f_e}$$

N°	f _o	f _e	f _o -f _e	(f _o - f _e) ²	$\chi^2 = \frac{(f_o - f_e)^2}{f_e}$
1	17	16.1	0.9	0.81	0.05
2	15	16.1	-1.1	1.21	0.07
3	15	16.1	-1.1	1.21	0.07
4	19	16.1	2.9	8.41	0.52
5	20	16.1	3.9	15.21	0.94
6	2	16.1	-14.1	198.81	12.34
7	20	16.1	3.9	15.21	0.94
8	15	16.1	-1.1	1.21	0.07

9	19	16.1	2.9	8.41	0.52
10	19	16.1	2.9	8.41	0.52
11	3	3.9	-0.9	0.81	0.20
12	5	3.9	1.1	1.21	0.31
13	5	3.9	1.1	1.21	0.31
14	1	3.9	-2.9	8.41	2.15
15	0	3.9	-3.9	15.21	3.9
16	18	3.9	14.1	198.8	50.97
17	0	3.9	-3.9	15.21	3.9
18	5	3.9	1.1	1.21	0.31
19	1	3.9	-2.9	8.41	2.15
20	1	3.9	-2.9	8.41	2.15
TOTAL					82.39

Tabla 2.15 Calculo del χ^2

Fuente: Encuesta realizada a los trabajadores del departamento de laminación

2.10.8 GRADOS DE LIBERTAD

$$gl = (mf - 1) \times (m - c - 1)$$

$$gl = (10 - 1) \times (2 - 1)$$

$$gl = 9 \times 1$$

$$gl = 9$$

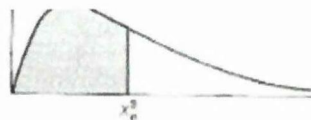
$$x_{t^2} = 16.9 \quad x_{c^2} = 82.39 \quad x_{t^2} < x_{c^2} \quad 16.9 < 82.39$$

Una vez determinado el (x_{t^2}) y el (x_{c^2}) se establece que el x_{t^2} (16.9) es menor que el x_{c^2} (82.39); Por lo tanto se rechaza la hipótesis nula (H_0) y se acepta la hipótesis Alternativa (H_A) que dice:

“La implementación de la empaquetadora si mejorará la producción dentro del área del tren de laminación (LPP) de la planta industrial de la empresa Novacero de la ciudad de Latacunga”

Apéndice IV

Valores percentiles (χ^2_p) para la distribución ji-cuadrado con v grados de libertad (área en sombra = p)



v	$\chi^2_{.995}$	$\chi^2_{.99}$	$\chi^2_{.975}$	$\chi^2_{.95}$	$\chi^2_{.90}$	$\chi^2_{.85}$	$\chi^2_{.80}$	$\chi^2_{.75}$	$\chi^2_{.70}$	$\chi^2_{.65}$	$\chi^2_{.60}$	$\chi^2_{.55}$	$\chi^2_{.50}$
1	7.88	6.63	5.02	3.84	2.71	1.32	.455	.102	.0158	.0039	.0010	.0002	.0000
2	10.6	9.21	7.38	5.99	4.61	2.77	1.39	.575	.211	.103	.0506	.0201	.0100
3	12.8	11.3	9.25	7.81	6.25	4.11	2.37	1.21	.584	.352	.216	.115	.072
4	14.9	13.3	11.1	9.49	7.78	5.39	3.36	1.93	1.06	.711	.484	.297	.207
5	16.7	15.1	12.8	11.1	9.24	6.63	4.35	2.67	1.61	1.15	.831	.554	.412
6	18.5	16.8	14.4	12.6	10.6	7.84	5.35	3.45	2.20	1.64	1.24	.872	.676
7	20.3	18.5	16.0	14.1	12.0	9.04	6.35	4.25	2.83	2.17	1.69	1.24	.989
8	22.0	20.1	17.5	15.5	13.4	10.2	7.34	5.07	3.49	2.73	2.18	1.65	1.34
9	23.6	21.7	19.0	16.9	14.7	11.4	8.34	5.90	4.17	3.33	2.70	2.09	1.73
10	25.2	23.2	20.5	18.3	16.0	12.5	9.34	6.74	4.87	3.94	3.25	2.56	2.16
11	26.8	24.7	21.9	19.7	17.3	13.7	10.3	7.58	5.58	4.57	3.82	3.05	2.60
12	28.3	26.2	23.3	21.0	18.5	14.8	11.3	8.44	6.30	5.23	4.40	3.57	3.07
13	29.8	27.7	24.7	22.4	19.8	16.0	12.3	9.30	7.04	5.89	5.01	4.11	3.57
14	31.3	29.1	26.1	23.7	21.1	17.1	13.3	10.2	7.79	6.57	5.63	4.66	4.07
15	32.8	30.6	27.5	25.0	22.3	18.2	14.3	11.0	8.55	7.26	6.26	5.23	4.60
16	34.3	32.0	28.8	26.3	23.5	19.4	15.3	11.9	9.31	7.96	6.91	5.81	5.14
17	35.7	33.4	30.2	27.6	24.8	20.5	16.3	12.8	10.1	8.67	7.56	6.41	5.70
18	37.2	34.8	31.5	28.9	26.0	21.6	17.3	13.7	10.9	9.39	8.23	7.01	6.26
19	38.6	36.2	32.9	30.1	27.2	22.7	18.3	14.6	11.7	10.1	8.91	7.63	6.81
20	40.0	37.6	34.2	31.4	28.4	23.8	19.3	15.5	12.4	10.9	9.59	8.26	7.43
21	41.4	38.9	35.5	32.7	29.6	24.9	20.3	16.3	13.2	11.6	10.3	8.90	8.03
22	42.8	40.3	36.8	33.9	30.8	26.0	21.3	17.2	14.0	12.3	11.0	9.54	8.64
23	44.2	41.6	38.1	35.2	32.0	27.1	22.3	18.1	14.8	13.1	11.7	10.2	9.26
24	45.6	43.0	39.4	36.4	33.2	28.2	23.3	19.0	15.7	13.8	12.4	10.9	9.89
25	46.9	44.3	40.6	37.7	34.4	29.3	24.3	19.9	16.5	14.6	13.1	11.5	10.5
26	48.3	45.6	41.9	38.9	35.6	30.4	25.3	20.8	17.3	15.4	13.8	12.2	11.2
27	49.6	47.0	43.2	40.1	36.7	31.5	26.3	21.7	18.1	16.2	14.6	12.9	11.8
28	51.0	48.3	44.5	41.3	37.9	32.6	27.3	22.7	18.9	16.9	15.3	13.6	12.5
29	52.3	49.6	45.7	42.6	39.1	33.7	28.3	23.6	19.8	17.7	16.0	14.3	13.1
30	53.7	50.9	47.0	43.8	40.3	34.8	29.3	24.5	20.6	18.5	16.8	15.0	13.8
40	66.3	63.7	59.3	55.8	51.8	45.6	39.3	33.7	29.1	26.5	24.4	22.2	20.7
50	79.5	76.3	71.4	67.5	63.3	56.3	49.3	42.9	37.7	34.8	32.4	29.7	28.0
60	92.0	88.4	83.3	79.1	74.4	67.0	59.3	52.3	46.5	43.2	40.5	37.5	35.5
70	104.2	100.4	95.0	90.5	85.5	77.6	69.3	61.7	55.3	51.7	48.8	45.4	43.3
80	116.3	112.3	106.6	101.9	96.6	88.1	79.3	71.1	64.3	60.4	57.2	53.5	51.2
90	128.3	124.1	118.1	113.1	107.6	98.6	89.3	80.6	73.3	69.1	65.6	61.8	59.2
100	140.2	135.8	129.6	124.3	118.5	109.1	99.3	90.1	82.4	77.9	74.2	70.1	67.2

Fuente: Catherine M. Thompson, Table of percentage points of the χ^2 distribution, Biometrika, Vol. 32 (1941), con autorización del autor y del editor.

Tabla 2.16 Valores percentiles para la distribución Ji-Cuadrado con V grados de libertad

Fuente: Catherine M. Thompson, Vol, 32 (1941).

2.11. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

2.11.1. Conclusiones

- Al momento de empaquetar el producto terminado generado en el tren de laminación en el proceso de empaquetado se emplea demasiado tiempo (3min) generando pérdidas para la Empresa.
- Los procesos de laminación requieren de gran actividad física y son muy repetitivos, lo que genera agotamiento físico afectando desempeño laboral de los obreros.
- La inexistencia de una empaquetadora automática está causando problemas tanto a los trabajadores como a la empresa ya que el proceso de laminación es demorado y reporta pérdidas económicas por que al momento de empaquetado se forma un cuello de botella lo que obliga a parar el tren de Laminación.

2.11.2. Recomendaciones

- Buscar el método más factible para mejorar el proceso de empaquetado del producto terminado proveniente del tren de laminación.
- Diseñar una empaquetadora automática para que mejore el tiempo de empaquetado ya que al empaquetar a mano lleva mucho tiempo.
- Implementar la mesa empaquetadora automática al final del tren de laminación para de esta forma disminuir el tiempo que se utiliza en el proceso de empaquetado.

CAPÍTULO III

DISEÑO DE UNA EMPAQUETADORA AUTOMÁTICA PARA EL PRODUCTO TERMINADO DEL TREN DE LAMINACIÓN DE PRODUCTOS PEQUEÑOS (LPP).

JUSTIFICACIÓN Y SIGNIFICACIÓN

La industria metalúrgica del Ecuador es muy importante y representativa en relación a la creación de nuevas fuentes de trabajo e ingresos para el país, una de las actividades que se encuentran dentro de esta rama, es la fabricación de productos metalúrgicos a gran escala, entre estos productos tenemos las platinas de varias dimensiones que generara la planta industrial de la empresa NOVACERO con la implementación del Nuevo Tren de Laminación (LPP).

La implementación de una empaquetadora para el tren de laminación de la planta industrial Navacero ha generado que el nivel de productos terminados se eleve de acuerdo a la demanda existente en el mercado, pero es necesaria la implementación de una empaquetadora, para la correcta optimización de los tiempo y recursos de empaquetado, de modo que se promuevan mejores márgenes de ganancia para la empresa.

El presente proyecto se realiza con la finalidad de diseñar e implementar la máquina empaquetadora automática en el área correspondiente al tren de laminación (LPP), que permitirá efectivizar el proceso de empaquetado de una forma más rápida del producto terminado, esta empaquetadora se diseñará con una base establecida de elementos estructurales, mecánicos, trabajos eléctricos, electrónicos y neumáticos que serán necesarios para la culminación de dicho proyecto.

Pues se ha cotizada la importación de la misma empaquetadora por parte de la empresa, pero obteniendo una diferencia elevada en el precio frente a fabricación de la misma máquina, además de que la instalación de la empaquetadora por construir puede adaptarse de una mejor manera a las necesidades existentes de la planta industrial de Novacero.

OBJETIVOS

GENERAL

Diseñar e implementar una empaquetadora de producto terminado para el tren de laminación (LPP), para la empresa NOVACERO S.A. Planta (LASSO) que mejore los procesos de producción de la misma.

ESPECÍFICOS

- Recopilar fundamentos teóricos que ayuden al diseño e implementación de la máquina empaquetadora en el área del tren de laminación (LPP) y la construcción de la misma.
- Fabricación e implementación mecánica de una empaquetadora en el área del tren de laminación en la planta industrial NOVACERO para el mejoramiento de productividad de la misma.
- Realizar la automatización del sistema mecánico diseñado utilizando el programa proporcionado por la empresa (IBA LOGIC) para la optimización de uso de la máquina empaquetadora en el área del tren de laminación (LPP)

En el presente capítulo se abordaron temas involucrados con el diseño y construcción de una máquina empaquetadora que será empleada en el proceso de empaquetado en el Tren Pequeño de Laminación de la Planta Industrial de la Empresa NOVACERO.

3.1. DESARROLLO DE LA PROPUESTA

En este capítulo se detalló el diseño de las partes a construirse y la selección de los elementos y dispositivos de la máquina, considerando las características que deben reunir cada uno de ellos, en lo referente a materiales y dimensiones, para satisfacer de mejor manera las especificaciones descritas por la empresa.

En la figura 3.1 se indican las partes principales de la máquina, y que sirvieron de guía para el diseño y selección de las diferentes piezas y elementos.

El diseño pretende reducir tiempos de empaquetado, la empaquetadora cuenta con una guía de 6000[mm] donde se mide mediante un sensor óptico, posteriormente se corta el producto terminado gracias a una cuchillas ubicadas al inicio de la máquina, luego la parte inferior de la guía accionada por pistones libera el producto que cae en la guía vertical que posee una inclinación de 25° transportándola hacia un transferidor de cadena, este a su vez lleva el producto terminado (Pletina) hacia un acumulador donde se almacena momentáneamente el producto hasta que el paquete sea evacuado.

Antes de que el paquete de Pletina de 100 unidades de (12x3x600)mm sea evacuada es sunchada en cuatro partes donde se coloca la marca e información del producto para que finalmente sea transportada por caminos de rodillos hacia las bodegas de almacenamiento

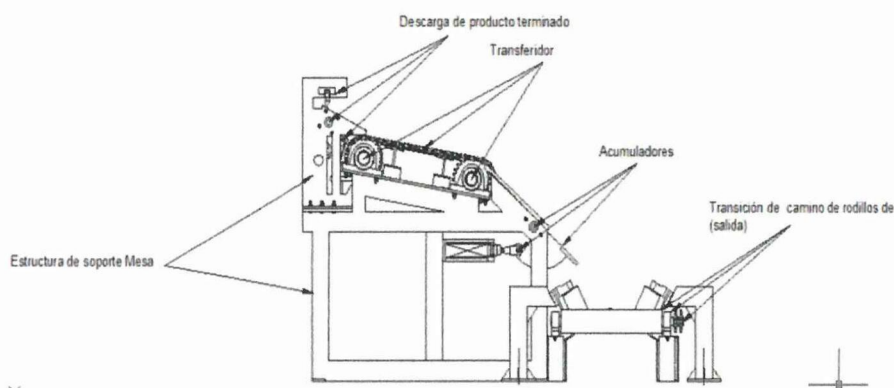


Figura 3.1: Empaquetadora automática.

Fuente:Propia (SolidWorks 2012).

3.2. Parámetros para el Diseño.

Los parámetros considerados para el diseño se obtuvieron en base a las necesidades expuestas por la empresa NOVACERO.

- La empaquetadora deberá ser de alta resistencia ya que trabajara en ambiente hostil (ambiente con agua y calor).
- Deberá adaptarse a las alturas y espacios del tren de laminación (1407mm).
- Deberá soportar temperaturas entre 150°C y 200°C
- Deberá trabajar a una velocidad superior a la del tren de laminación (1 m/s) para una mejor evacuación del producto terminado.
- La empaquetadora deberá ajustarse a las dimensiones de las pletinas (12x3x6000) mm
- La empaquetadora deberá construirse recuperando partes de máquinas que fueron separadas del proceso de producción de la planta.
- Se empleara el IBALOGIC para la automatización.

Para la selección y desarrollo de las partes constructivas del proyecto se lo realizará por partes según se indica en la figura 3.1.

3.3. Estructura de Soporte (Mesa)

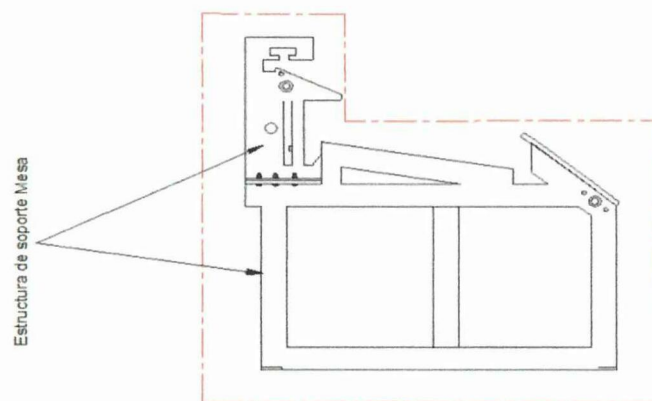


Figura 3.2: Empaquetadora (Estructura soporte Mesa).

Fuente: Propia (SolidWorks 2012).

3.3.1. Estudio de las deformaciones (Estructura de soporte) Análisis Estático

Para el diseño de la estructura de soporte se realizó el cálculo y análisis de cada uno de los elementos que componen la estructura de soporte.

Las dimensiones generales de los marcos rígidos vigas se muestran en la figura 3.3

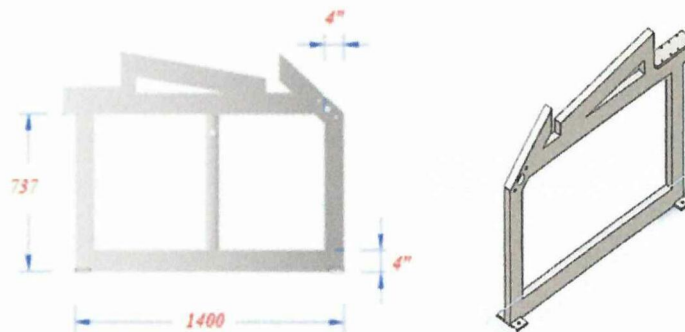


Figura 3. 3 Esquema de la estructura de soporte

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

De la figura 3.3 se puede observar las dimensiones principales que son:

Longitud de vigas = 1400[mm]

Alto de las columnas = 737[mm]

Distancias de los rigidizadores = 700[mm]

Por facilidad constructiva bajo costo y disponibilidad en la Planta industrial Novacero emplearemos tubo estructural de (101.6 x50.8 x3) mm para todos los elementos que componen la estructura de soporte de la máquina.

Estos están unidos por conexiones rígidas mediante soldadura.

3.3.1.1.Cálculos para el dimensionamiento de marcos rígidos

Los cálculos que se realizaron para el dimensionamiento de marcos rígidos están determinados por el peso de todo los elementos que componen la máquina.

El peso total que soporta la estructura de soporte se obtiene de sumar el peso de cada elemento que esta sobre la estructura estos pesos se obtienen mediante la aplicación de un software informático (Solidworks) donde se tiene: $W_T = 931[\text{Kg}]$.

Pero ya que el diseño cuenta con 7 estructuras de soporte de iguales dimensiones entonces el W_T se divide para 7 de donde se tiene un peso individual $W_1 = 133[\text{Kg}]$ para cada estructura base de soporte.

Por seguridad hay que aumentar el 10% del peso total aplicado. Entonces la carga total a aplicarse en los marcos rígidos es de:

$$C_T = 133 + 13.3$$

$$C_T = 146.3 [\text{kg}]$$

Esta carga esta dividida entre dos porque son dos marcos rígidos que soportan la carga. Por lo tanto la carga final es:

$$C_f = \frac{C_T}{2}$$

$$C_f = \frac{146.3}{2}$$

$$C_f = 73.150 [\text{Kg}]$$

Los tipos de apoyo en la parte inferior de los marcos rígidos son de rotación libre ya que están sujetadas al piso.

La carga final esta distribuida a lo largo de la viga transversal por lo que se determina su valor.

$$q_f = \frac{73.150}{1400}$$

$$q_f = 0.052 [\text{Kg/mm}]$$

Con esto haremos el diagrama de cuerpo libre para el margo rígido Figura 3. 4.

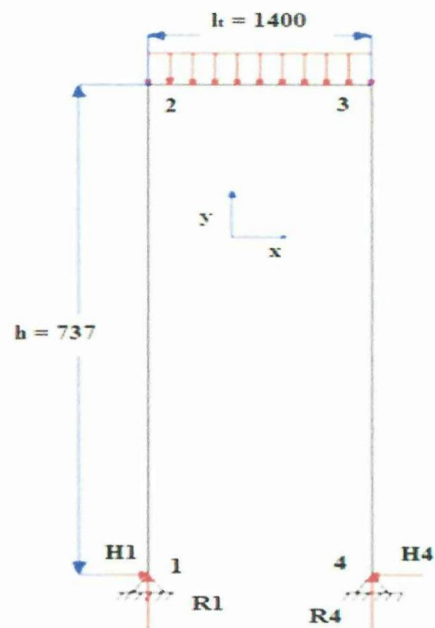


Figura 3. 4 Diagrama de cuerpo libre de los marcos rígidos

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Con el diagrama y las ecuaciones de fuerzas y momento flector se determino las relaciones producidas en los marcos rígidos.

$$\sum F_x = 0$$

$$H1 - H4 = 0$$

$H1 - H4 = 0$ por que tenemos cargas en este sentido.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_4 = q * l$$

$$R_1 + R_4 = 0.052[\text{Kg/mm}] * 1400[\text{mm}]$$

$$R_1 + R_4 = 73.150 [\text{Kg}]$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_4 * l - q * l * \frac{l}{2} = 0$$

$$R_4 = q * \frac{l}{2} = 0.0524 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}} \right] * \frac{1400}{2}$$

$$R_4 = 36.575 \text{ [Kg]}$$

Donde:

$$R_1 = 73.150[\text{kg}] - R_4$$

$$R_1 = 73.150[\text{Kg}] - 36.575[\text{Kg}]$$

$$R_1 = 36.575 \text{ [Kg]}$$

Una vez que se obtuvo las reacciones en los apoyos se procedió a determinar la fuerza normal, cortante y momento flector en cada elemento para así analizar la sección más crítica.

Por razones de cálculos se dividirá el marco rígido en tres partes Figura 3. 5.

Parte 1-2

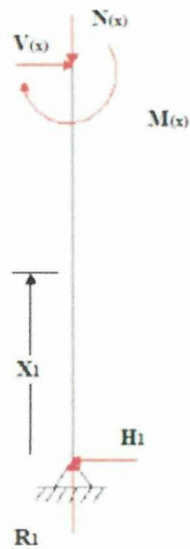


Figura 3. 5: Cargas en el primer tramo

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Se resolvió las ecuaciones para fuerza normal, fuerza cortante y momento flector y se tendrá Figura 3. 6:

$$\sum F_N = 0$$

$$R_1 = N_{(x)}$$

$$N_{(x)} = 36.575 \text{ [Kg]}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$-H_1 + V_{(x)} = 0$$

$$H_1 = V_{(x)} = 0$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$M_{(x)} = 0$$

Parte 2-3

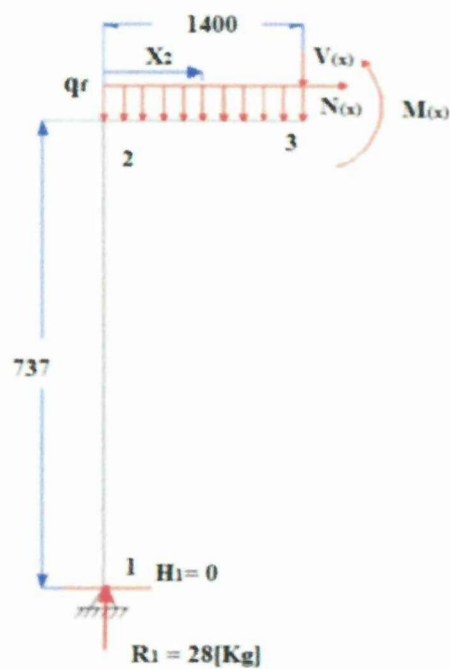


Figura 3. 6: Cargas que actuaran en el segundo tramo

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

$$\sum F_N = 0$$

$$H_1 = N_{(x)}$$

$$N_{(x)} = 36.575 \text{ [Kg]}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$V_{(X)} = R_1 - q * X_2$$

$$X_2 = V_{(X)} = R_1 = 0$$

$$X_2 = \frac{l_t}{2} = V_{(X)} = 36.575 - (0.052 * 700) = 0$$

$$X_2 = l_t = V_{(X)} = 36.575 - (0.052 * 1400) = -36.575 [Kg]$$

$$\sum M_3 = 0$$

$$M_{(X)} = q \frac{X_2^2}{2} - R_1 X_2$$

$$X_2 = 0 \rightarrow M_{(X)} = 0$$

$$X_2 = \frac{l_t}{2} \rightarrow M_{(X)}$$

$$X_2 = 0.052 * \frac{700^2}{2} - 36.575 * 700$$

$$X_2 = -12862.5 [kg - mm]$$

$$X_2 = l_t \rightarrow M_{(X)}$$

$$X_2 = 0.052 * \frac{1400^2}{2} - 36.575 * 1400$$

$$X_2 = 0 [kg - mm]$$

En el tramo 3-4 las fuerzas que actúan sobre el marco rígido son iguales a las de la primera parte por lo que no será necesario determinar nuevamente la fuerza normal, cortante y momento flector.

Es necesario realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector para determinar zonas críticas en esta estructura

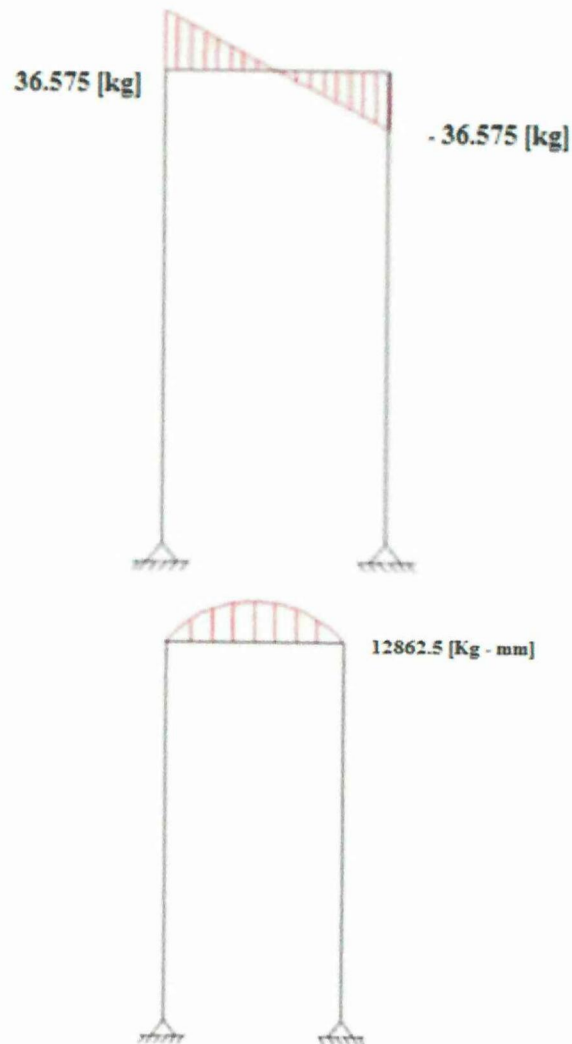


Figura 3. 7: Diagramas de fuerza cortante y momento flector

Fuente: Propia (AutoCAD 2012)

3.3.1.2.Cálculo de columnas

Para el diseño de columnas se determino el esfuerzo de compresión a la que están sometidas y para esto fue esencial determinar el área transversal del tubo rectangular y su fuerza de compresión, puesto que la Empresa genera tubo estructural rectangular de (101.6 x 50.8 x 3) mm,empleados estas características se detalla en la tabla 9 del Anexo B.

Por lo tanto se obtuvo que la fuerza de compresión que actúa axialmente sobre la columna es:

$$R_1 = V = 36.757 \text{ [Kg]} = 80.465 \text{ [lb]} = F_c$$

Se determino el esfuerzo a compresión en la columna mediante la ecuación 1.49 del capítulo I:

$$\begin{aligned} \sigma_{cm} &= \frac{F_c}{A} \\ \sigma_{cm} &= \frac{80.465}{1.162} \quad 7.495 \text{ cm}^2 \Rightarrow 1.162 \text{ pulg}^2 \\ \sigma_{cm} &= 69.247 \left[\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \right] \Rightarrow 0.069 \text{ [Kpsi]} \end{aligned}$$

Luego con la ecuación 1.46 determino los coeficientes de apoyo, para apoyos simples $G=10$ según manual de la AISC por tanto: $G_1 = 10$ Y luego G_2 será:

$$\begin{aligned} G_2 &= \frac{\sum \left(\frac{I_c}{L_c} \right)}{\sum \left(\frac{I_g}{L_g} \right)} \\ G_2 &= \frac{\sum \left(\frac{I_{12}}{L_{12}} \right)}{\sum \left(\frac{I_{23}}{L_{23}} \right)} \end{aligned}$$

Como se utilizo el mismo tubo para la columna y para la viga se tiene que:

$$\begin{aligned} I_{12} &= I_{23} \\ G_2 &= \frac{I_{23}}{L_{12}} \\ G_2 &= \frac{1400}{737} \\ G_2 &= 1.9 \end{aligned}$$

Con estos valores y la figura 3.7 se determino el factor de apoyo que es:

$$K_{12} = 1.80$$

Verificando la relación de esbeltez máxima se cumpla primero es necesario determinar el radio de giro según la ecuación 1.47 del capítulo I

$$r_{min}x = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r_{min}x = \sqrt{\frac{18.122cm^4}{7.495cm^2}}$$

$$r_{min}x = 2.418 [cm] \Rightarrow 0.952 [\text{pulg}]$$

La longitud efectiva de la columna depende de las restricciones en cada uno de los extremos, y cuando tenemos un extremo libre y otro fijo se tiene que la longitud efectiva es:

$$L = 737 [mm] \Rightarrow 29.016 [\text{pulg}]$$

Ya encontrado estos valores y aplicando la ecuación 1.48 se tiene que la relación de esbeltez es:

$$\lambda = \frac{1.80 * 29.016}{0.952} < 200$$

$$\lambda = \frac{52.229}{0.952} < 200$$

$$\lambda = 54.862 < 200$$

Por lo tanto la esbeltez de la columna diseñada está dentro del límite de la relación ya que cumple la relación recomendada.

Se determino si la columna trabajara correctamente cumpliero con la reacción expresada en la ecuación 1.49 $\sigma_{cm} \leq \sigma_c \text{ admisible}$

Del manual de AISC se encuentro que:

$$\sigma_c \text{ admisible} = 3.19 [\text{kpsi}]$$

Entonces el valor de σ_{cm} es: $0.069 < 3.19$

Por lo tanto si se cumple con la relación de esfuerzos que planteamos en el capítulo I.

Por ultimo determinamos el índice de trabajo aplicando la ecuación 1.50:

$$I_a = \frac{\sigma_{cm}}{\sigma_{c\text{admisible}}}$$
$$I_a = \frac{0.069}{3.19} \quad I_a = 0.022$$

Una vez determinado el valor de I_a podemos comparar y ver que se cumple la relación de la ecuación 1.50

$$I_a \leq 1$$

Luego de hacer todo este proceso calculando podemos concluir que la columna trabajara correctamente bajo la compresión ejercida por los elementos que irán sobre ella.

3.3.1.3.Cálculo de vigas

Las vigas diseñadas principalmente soportaron cargas a flexión Únicamente hicimos cálculos para el diseño de viga transversal para seleccionar adecuadamente el perfil que se va a utilizar como viga transversal sobre los marcos rígidos.

El momento máximo se determino en la figura 3.8 y es:

$$M_{max} = 12862.5 \text{ [Kg-mm]}$$

$$M_{max} = 1114.037 \text{ [lb-pulg]}$$

Con la ecuación 1.56 se determino el esfuerzo admisible para el acero estructural A-36 con un factor de seguridad FS = 3

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

$$\sigma = \frac{36000}{4}$$

$$\sigma = 9000 \frac{[lb]}{[pulg^2]}$$

Con este valor y la ecuación 1.54

$$W \geq \frac{M_{\max}}{\sigma}$$
$$W \geq \frac{1114.037 \text{ [lb} \cdot \text{pulg]}}{9000 \frac{\text{[lb]}}{\text{[pulg}^2\text{]}}}$$

$$W = 0.01214 \text{ pulg}^3 \Rightarrow 0.203 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Como ya mencionamos anteriormente empleamos tubo rectangular de [(4x2) [pulg] cuyo módulo de resistencia a la flexión es Figura 3. 8:

$$W_{xx} = 9.51 \text{ [cm}^3\text{]} \Rightarrow 0.580 \text{ [pulg}^3\text{]}$$

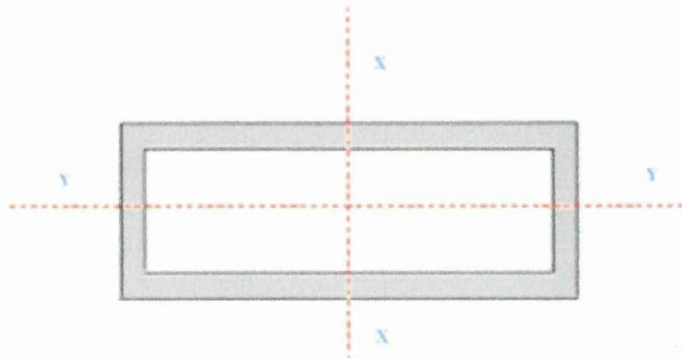


Figura 3. 8: Ubicación del tubo rectangular en la viga transversal

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Para comprobar lo calculado se realizó simulaciones en el paquete informático Solidwork versión 2012.

La fuerza aplicada se obtuvo de sumar todas las masas de los elementos que deberá soportar la estructura, una vez realizada la modelación se obtiene las propiedades que se presentan a continuación.

El software también proporciono un reporte técnico, el reporte generado indica los desplazamientos de cada elemento de la estructura que se indican más adelante Figura 3. 9.

	Mín.	Máx.
Tensión de von Mises	0.000925137 N/mm ² (MPa)	21.4995 N/mm ² (MPa)

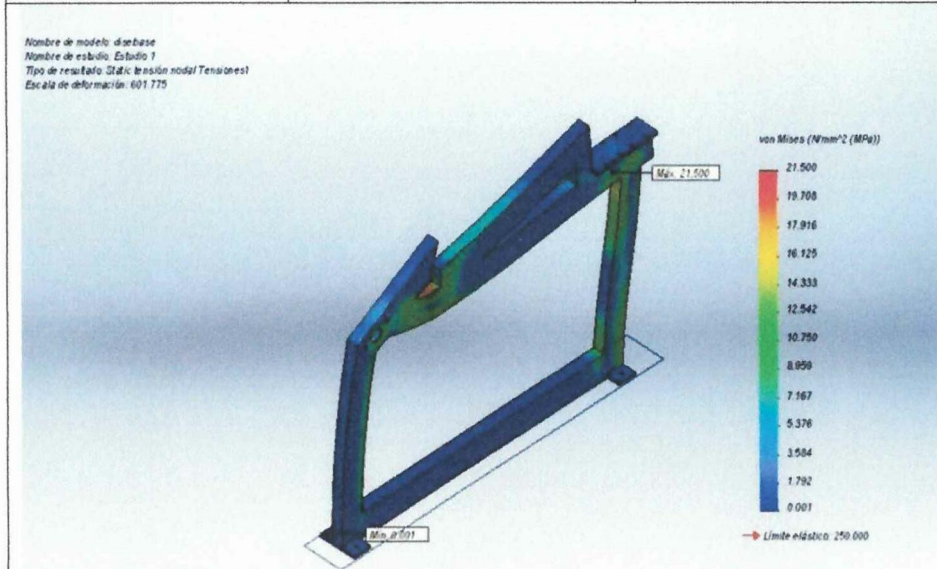


Figura 3.9: Tensión de Von Mises

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

Desplazamiento resultante	Mín.	Máx.	Figura
	0 mm	3.10 0.274635 mm	

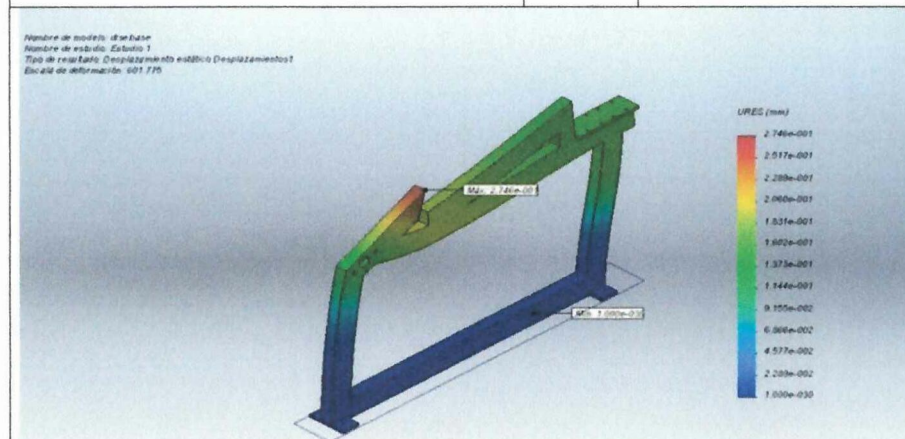
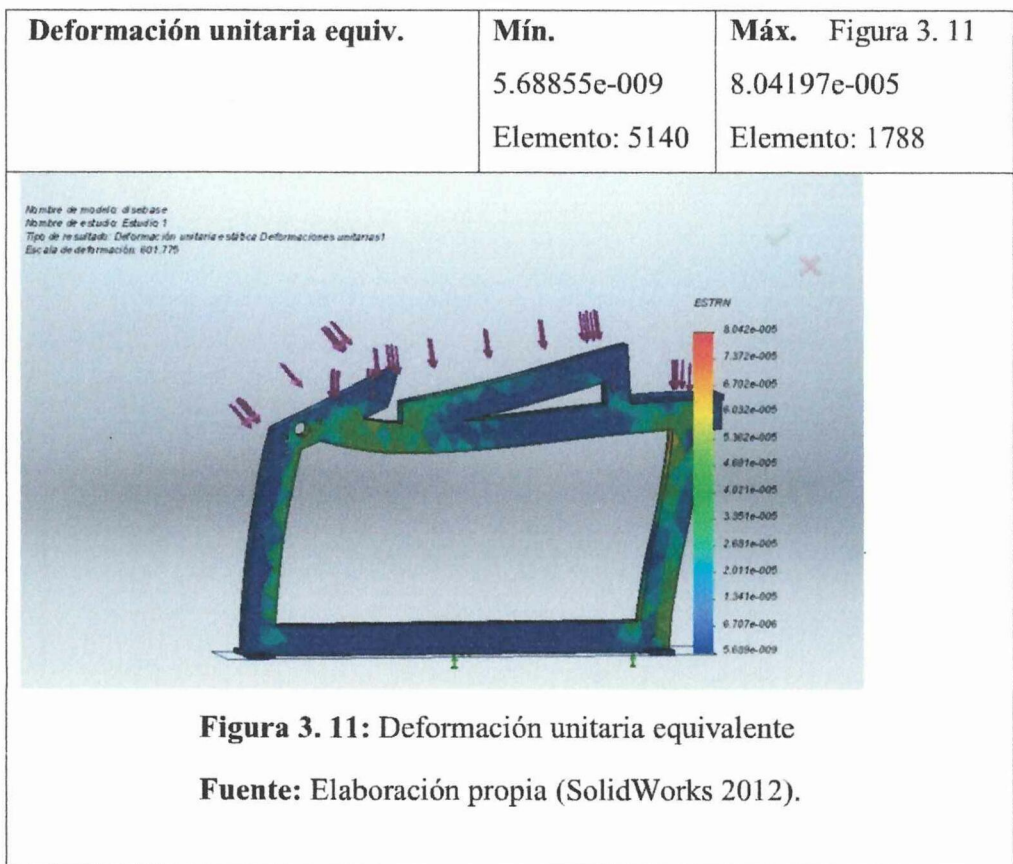


Figura 3.10: Desplazamiento resultante

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).



Los datos obtenidos en el estudio demostraron que la fuerza aplicada de 1306.96 [N] sobre la estructura diseñada con tubo rectangular de (4 x 2) pulg y 3mm de espesor es adecuada ya que la estructura tiene deformaciones con valores inferiores de cero.

3.3.2. Cálculo de Soldadura

3.3.2.1. Cálculo de soldadura para cargas estáticas a tope Figura 3.12

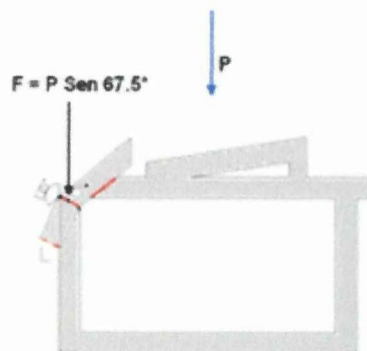


Figura 3.12: Esquema de una junta a tope

Fuente: Propia (SolidWorks y AutoCAD)

Para calcular longitud de la junta se realizo un cálculo geométrico como se muestra en el siguiente gráfico Figura 3. 13.

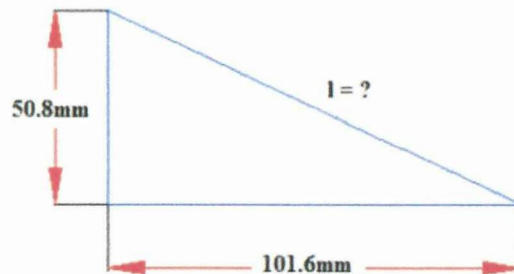


Figura 3. 13: Esquema de una junta a tope

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Donde aplicando el teorema se obtuvo que:

$$l = \sqrt{(101.6)^2 + (50.8)^2}$$

$$l = 113.592 [mm] \Rightarrow 4.472 [\text{pulg}]$$

Ahora se calculo el esfuerzo contante mediante la ecuación 1.65

$$\tau = \frac{1.414 F}{lh}$$

Donde:

$$F = P \text{ Sen } 67.5^\circ \Rightarrow 133[\text{Kg}] * \text{ Sen } 67.5^\circ \Rightarrow 122.87 [\text{Kg}]$$

$$\tau = \frac{1.414 * 122.87}{\frac{1}{8} * 4.472}$$

$$\tau = 310.802 [\text{lb/pulg}^2] \Rightarrow 0.219[\text{Kg/mm}^2]$$

A los esfuerzos permisibles se los determino mediante la tabla 4 del anexo A del código AISI:

$$\sigma_{admisible} = 0.6 S_y$$

$$\sigma_{admisible} = 0.6 * 50000$$

$$\sigma_{admisible} = 30000 [\text{lb/pulg}^2] \Rightarrow 2.13 [\text{Kg/mm}^2]$$

Entonces el esfuerzo normal debe cumplir la siguiente condición

$$\sigma \leq \sigma_{admissible}$$
$$0.219 [Kg/mm^2] \Rightarrow 2.13 [Kg/mm^2]$$

Ya que cumplió la condición y que el esfuerzo normal es menor que el esfuerzo permisible por lo que la soldadura cumplió con su trabajo y con un factor de seguridad de $FS = 1.67$. El FS se estableció en la tabla 4 del Anexo A.

3.3.2.2. Cálculo de soldadura para cargas dinámicas a tope

Para los cálculos con cargas dinámicas se determinó el límite de resistencia a la fatiga mediante la siguiente condición.

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ [Kpsi]}$$

La resistencia última de tracción para el tubo (101.6 x 50.8 x 3) mm de Acero al carbono A36

$$S_{ut} = 58 \text{ [Kpsi]}$$

Por lo que el límite de resistencia es

$$S'_e = 0.5 * 58 = 29 \text{ [Kpsi]}$$

De la ecuación (1.12 a 1.23) se determinó los valores modificadores de la resistencia a la fatiga que son:

- Factor de superficie $k_a = a * S_{ut}^b$ $a = 1.34 \text{ [kpsi]}$ $b = -0.085$

De donde el factor **a** y el factor **b** se obtuvo de la Tabla 2 del Anexo A de Parámetros para el factor de superficie de Marín

$$k_a = 1.34 * (29)^{-0.085} \quad k_a = 1.006$$

- Factor de superficie $k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.0107}$ como en este caso no poseemos diámetro pues el diámetro se determino mediante la ecuación:

$$d = 0.808 (bh)^{\frac{1}{2}} \quad d = 0.808 \left(\frac{1}{8} * 2\right)^{\frac{1}{2}} \quad d = 0.404 \text{ [pulg]}$$

$$k_b = \left(\frac{0.404}{0.3}\right)^{-0.0107} \quad k_b = 0.997$$

Para el caso de flexión los factores son:

- Factor de confiabilidad $k_c = 1$
- Factor de temperatura $k_d = 1$ si $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$
- Factor de concentración de tensiones

$$k_f = 1 + 0.6(2.7 - 1) = 2.02$$

- factor de efectos diversos:

$$k_e = \frac{1}{k_f} \Rightarrow k_e = \frac{1}{2.02} \Rightarrow k_e = 0.495$$

Por tanto la resistencia a la fatiga se determino empleando la ecuación 1.6 y se tendrá :

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * k_e * S'_e$$

$$S_e = 1.006 * 0.997 * 1 * 1 * 2.02 * 0.495 * 29$$

$$S_e = 29.084 \text{ [Kpsi]}$$

Ahora se determinó el factor de seguridad de fatiga Goodman, el cual se calculó con la ecuación 1.66:

$$FS = \frac{1}{\frac{\tau_a + \tau_m}{s_e + s_{ut}}}$$

Donde los esfuerzos de corte en las juntas son análogos:

$$\tau_a = 1077.9 \text{ [psi]} \text{ y } \tau_m = \frac{1077.9}{2} = 538.9 \text{ [psi]}$$

Donde el FS es:

$$FS = \frac{1}{\frac{1077.9}{29084} + \frac{538.9}{58000}} \quad FS = 21.710$$

Ya obtenido el FS se concluye que la soldadura resistirá perfectamente las cargas dinámicas.

3.3.2.3. Simulación del elemento dos (Guía Vertical) de la estructura de soporte.

Ya que el elemento dos (Figura 3.14) de la estructura no está expuesta a grandes esfuerzos y además está fabricado en plancha de acero ASTM A-36 no se realizó cálculos si no únicamente se realizó una simulación para asegurar que el elemento no sufrirá deformaciones por acción de la fuerza y la temperatura para esto se aplicara el software informático solidworks de donde se presentó los siguientes valores Figura 3. 14.

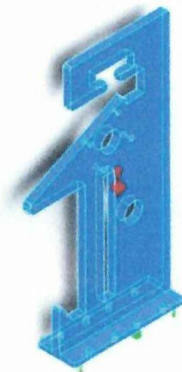


Figura 3. 14: Guía Vertical

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

El peso aplicado en esta simulacion se lo tomo del caso anterior $W_1 = 133 \text{ [Kg]}$

La Tensión de von Mises Máx. es: $0.287793 \text{ N/mm}^2 \text{ (MPa)}$ Figura 3. 15

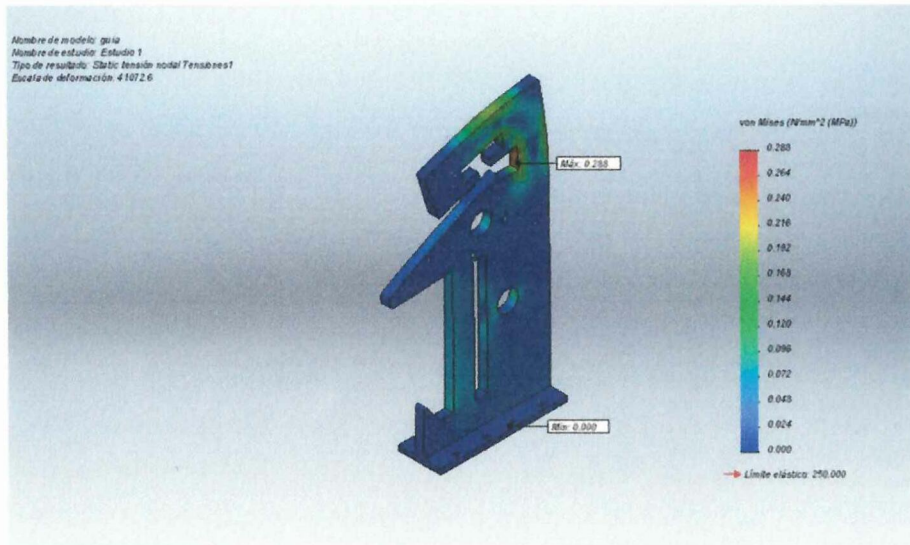


Figura 3. 15: Tensión de von Mises

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

El Desplazamiento resultante Máx. es: 0.00171191 mm Figura 3. 16

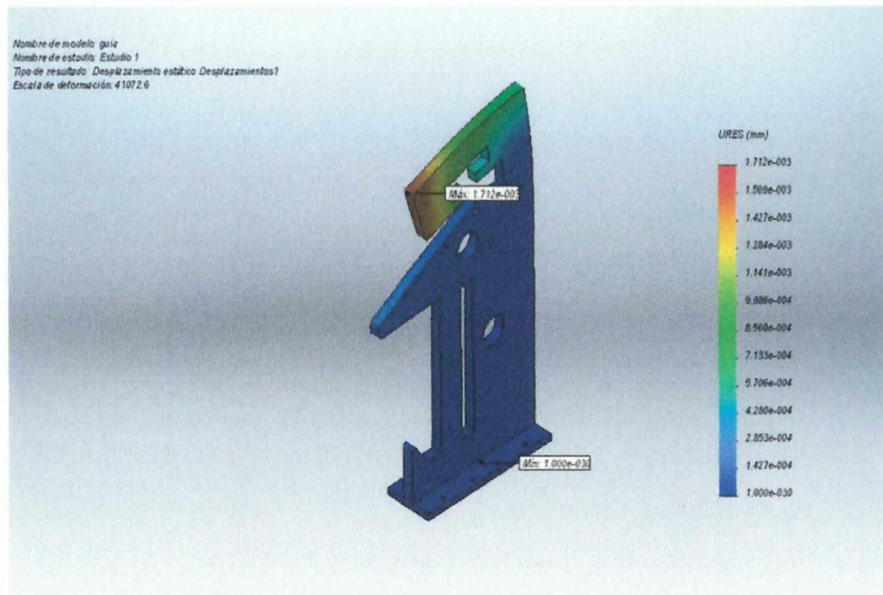


Figura 3. 16: Desplazamiento

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

La Deformación unitaria equivalente Máx. Es: 1.06428e-006 Figura 3. 17

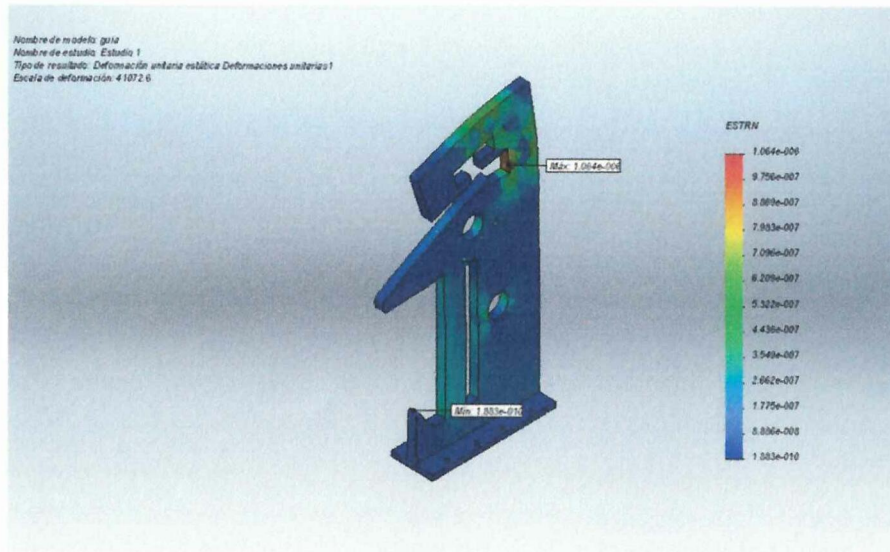


Figura 3. 17: Deformación unitaria

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

Los resultados presentados llevaron a concluir que el elemento simulado no sufrirá daños en su estructura ni por acción de las fuerzas y temperatura ya que la temperatura a la cual el acero empieza a deformarse es 450°C y la temperatura máxima a la que estará expuesto este elemento es de 80°C .

3.3.2.4. Cálculo de Pernos para union de elementos de Estructura de soporte.

Los pernos que se calcularon son los que unirán la guía vertical ya que soportara cargas por la acción del pistón y mecanismo de descarga de Producto terminado, ya que estos tienen mayor importancia.

A continuación seleccionamos los pernos mas adecuados para hacer las uniones requeridas y calcularemos los esfuerzos máximos a los que están sometidos de manera que garanticen la sujeción.

3.3.2.5. Selección de pernos para elementos de Estructura de soporte

Para seleccionar un perno hay que tener en cuenta los siguientes aspectos:

- El espesor de la junta de unión que estará dado por la suma de los espesores de espesor de base de la chumacera, arandelas planas, de presión y tuerca.
- Los materiales a unir son Acero A36.

3.3.2.6. Cálculo del perno para cargas estáticas

Los pernos que empleamos los seleccionamos de la tabla 10 del Anexo C, seleccionamos de acuerdo al diámetro, área y el paso de rosca.

El perno adecuado para este caso es el M10 de Fine Pitch Series que tiene las siguientes características:

Diámetro Nominal	$d = 10[\text{mm}]$
Paso	$p = 1.25$
Área de esfuerzo de tensión	$A_t = 61.2 [\text{mm}^2]$
Área del diámetro menor	$A_r = 56.3 [\text{mm}^2]$

Las propiedades mecánicas de los pernos de acuerdo al grado métrico son las siguientes:

Grado métrico = 8.8

Resistencia de prueba mínima $S_p = 600[\text{MPa}] \Rightarrow 87.08 [\text{Kpsi}]$

Resistencia última a la tracción $S_{ut} = 830[\text{MPa}] \Rightarrow 120.46 [\text{Kpsi}]$

Resistencia mínima a la fluencia $S_{ut} = 660 [\text{MPa}] \Rightarrow 95.79 [\text{Kpsi}]$

Módulo de elasticidad $E = 207 [\text{GPa}] \Rightarrow 30 [\text{Mpsi}]$

Una vez obtenidos todos estos datos se calculo la constante de rigidez del perno.

La altura del perno se determino por la suma de los espesores de la tuerca arandelas plana y presión, planchas base.

$$l_t = l_{plana} + l_{presion} + l_{tuerca} + l_{plancha 1} + l_{plancha 2}$$

$$l_t = 3 + 3 + 11 + 15 + 12$$

$$l_t = 49 \text{ [mm]}$$

Los valores obtenidos remplazan en la ecuación 1.67 y se obtuvo :

$$k = \frac{A_t E}{l_t}$$

$$k = \frac{61.2 \times 10^{-4} * 207 \times 10^9}{49 \times 10^{-3}}$$

$$k = 258538775.5 \text{ [Pa]}$$

La constante de rigidez de los elementos que se sujetaron por medio de pernos se determinaron mediante la ecuación 1.67.

$$K_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)}$$

Para el caso de la plancha 1 cuyo módulo de elasticidad es el mismo del perno se tendrá:

$$K_{m1} = \frac{0.5774 * 3.1416 * 207 \times 10^9 * 12 \times 10^{-3}}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 * 49 \times 10^{-3} + 0.5 * 12 \times 10^{-3}}{0.5774 * 49 \times 10^{-3} + 2.5 * 12 \times 10^{-3}} \right)}$$

$$K_{m1} = 2088190601 \text{ [Pa]}$$



Para el caso de la plancha 2 y también cuyo módulo de elasticidad es el mismo del perno se obtuvo :

$$K_{m2} = \frac{0.5774 * 3.1416 * 207 \times 10^9 * 15 \times 10^{-3}}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 * 49 \times 10^{-3} + 0.5 * 15 \times 10^{-3}}{0.5774 * 49 \times 10^{-3} + 2.5 * 15 \times 10^{-3}} \right)}$$

$$K_{m2} = 2814275687 \text{ [Pa]}$$

Con los valores de K_{m1} y K_{m2} y aplicando la ecuación 1.68 se determino la constante de rigidez de la junta y se tendrá :

$$K_m = \frac{K_{m1} * K_{m2}}{K_{m1} + K_{m2}}$$

$$K_m = \frac{2088190601 * 2814275687}{2088190601 + 2814275687} \quad K_m = 1198732167 \text{ [Pa]}$$

Mediante la ecuación 1.69 se determino la constante de rigidez de la junta y del perno entonces:

$$C = \frac{k}{k + K_m}$$

$$C = \frac{258538775.5}{258538775.5 + 1198732167}$$

$$C = 0.18$$

Utilizando las ecuaciones 1.70 y 1.71 calculamos las porciones de carga que se aplican en los pernos y en la unión y se tendrá :

$$P_b = c P$$

$$P_m = P - P_b$$

La fuerza aplicada sobre cada perno se determino a partir de la carga total aplicada sobre las 7 guías verticales, obteniendo:

$$P = \frac{W_p}{7}$$

$$P = \frac{3101.41}{7}$$

$$P = 443.06 \text{ [N]}$$

Entonces se remplazaron los valores en las ecuaciones 1.70 y 1.71 y se tendrá :

$$P_b = 0.18 * 443.06 \quad P_b = 79.75 \text{ [N]}$$

$$P_m = 443.06 - 79.75 \quad P_m = 363.31 \text{ [N]}$$

Determinamos la carga resultante que actúa sobre el perno aplicando la ecuación 1.73:

$$F_b = P_b + F_i ; \quad F_m < 0$$

$$F_m = P_m - F_i$$

La precarga recomendable tanto para cargas estáticas como de fatiga se determina por la siguiente relación:

Donde F_p es la carga de la probeta y se la obtiene aplicando la ecuación 1.75:

$$F_p = A_t * S_p$$

Entonces la precarga aplicada será:

$$F_i = 0.75 A_t * S_p$$

$$F_i = 0.75 * 61.2 \times 10^{-04} \text{ [m}^2\text{]} * 600 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

$$F_i = 2.7540 \text{ [MN]}$$

Como la carga resultante en el perno como en el apoyo se calculo a través de la ecuación 1.72 entonces se tendrá :

$$F_b = P_b + F_i$$

$$F_b = 79.75[N] + 2.754[MN]$$

$$F_b = 2.754[MN]$$

Donde:

$$F_m = P_m - F_i$$

$$F_m = 363.31[N] - 2.7540[MN]$$

$$F_m = -2.753716.44[N]$$

Ya obtenida la carga resultante que actua sobre el perno calculamos el esfuerzo máximo a tracción al que esta sometido el perno y se tendrá :

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

$$\sigma_b = \frac{2.754[MN]}{61.2 \times 10^{-04} [m^2]}$$

$$\sigma_b = 450[MPa]$$

Una vez calculado el esfuerzo máximo a tracción y utilizando la ecuación 1.76 se tendrá :

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$FS = \frac{660}{450}$$

$$FS = 1.5$$

Como cualquier valor de $FS > 1$ en la ecuación asegura que el esfuerzo en el perno es menor que la resistencia límite entonces nuestro perno resiste correctamente.

3.3.2.7. Cálculo de pernos para cargas a fatiga

Para el cálculo del perno que esta sometida a cargas de fatiga es necesario calcular el valor del componente alternante σ_a del esfuerzo del perno mediante la ecuación 1.77 que se detalla en el capítulo I y se tendrá

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{k_b P}{k_b + k_m 2A_t} = \frac{CP}{2A_t}$$

$$\sigma_a = \frac{0.398 * 443.06 \text{ [N]}}{(2)61.2 \times 10^{-04} \text{ [m}^2\text{]}}$$

$$\sigma_a = 1.4 \text{ [MPa]}$$

Ahora se determinaron los componente media del esfuerzo del perno empleando la ecuación 1.78 y tenemos:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$

$$\sigma_m = 14406.68 \text{ [Pa]} + \frac{2.7540 \text{ [MN]}}{61.2 \times 10^{-04} \text{ [m}^2\text{]}}$$

$$\sigma_m = 450014406.7 \text{ [Pa]}$$

Para calcular el factor de seguridad con el que está el perno es necesario determinar el valor de S_a mediante el uso de 1.82.

$$S_a = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{\left(1 + \frac{S_{ut}}{S_e}\right)}$$

El límite de fatiga incluido el efecto K_f para el perno que se está utilizando se extrajo de la Tabla 7 del Anexo A.

Donde $S_e = 129 [MPa]$. Ya con estos valores se tendrá que:

$$S_a = \frac{830[MPa] - \frac{2.7540[MN]}{61.2 \times 10^{-04} [m^2]}}{\left(1 + \frac{830[MPa]}{129[MPa]}\right)}$$

$$S_a = 59060240.96[Pa]$$

Entonces el factor de seguridad con el que esta el perno se le calculo a través de la ecuación 1.83 y se obtuvo :

$$FS = \frac{59060240.96[Pa]}{1.4 [MPa]}$$

$$FS = 42.18$$

El FS asegura que el perno no fallará por cargas alternantes y que este factor es justificable porque el grado métrico seleccionado no incrementa el costo del proyecto a relación de que se hubiere elegido un perno con grado métrico más bajo.

Por último comprobamos si el perno seleccionado fallara por fluencia y para hacer esto aplicamos la ecuación 1.84 y tenemos:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a}$$

$$FS = \frac{660[MPa]}{1.4 [MPa] + 59060240.96[Pa]}$$

$$FS = 1.9$$

Este factor de seguridad llevo a concluir que los pernos seleccionados no podrán fallar por fluencia.

3.4. Descarga de producto terminado

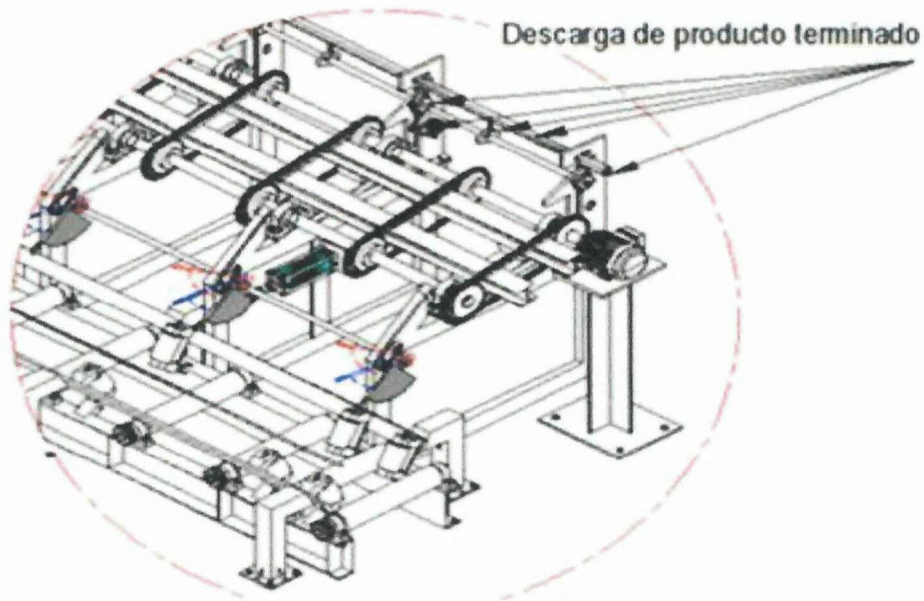


Figura 3. 18: Deformación unitaria

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

3.4.1. Diseño y Selección de los Elementos que Constituirán la descarga de producto terminado.

Realizamos cálculos para el diseño y la selección de los diferentes elementos mecánicos normalizados que formaran parte de la máquina empaquetadora.

3.4.2. Cálculos de las Dilataciones de la Guía Superior

Debido a que los elementos guías (superior e inferior) estarán expuestas directamente a temperatura fue necesario hacer un estudio para determinar los cambios que sufrirán los elementos por acción de la temperatura Figura 3.19.

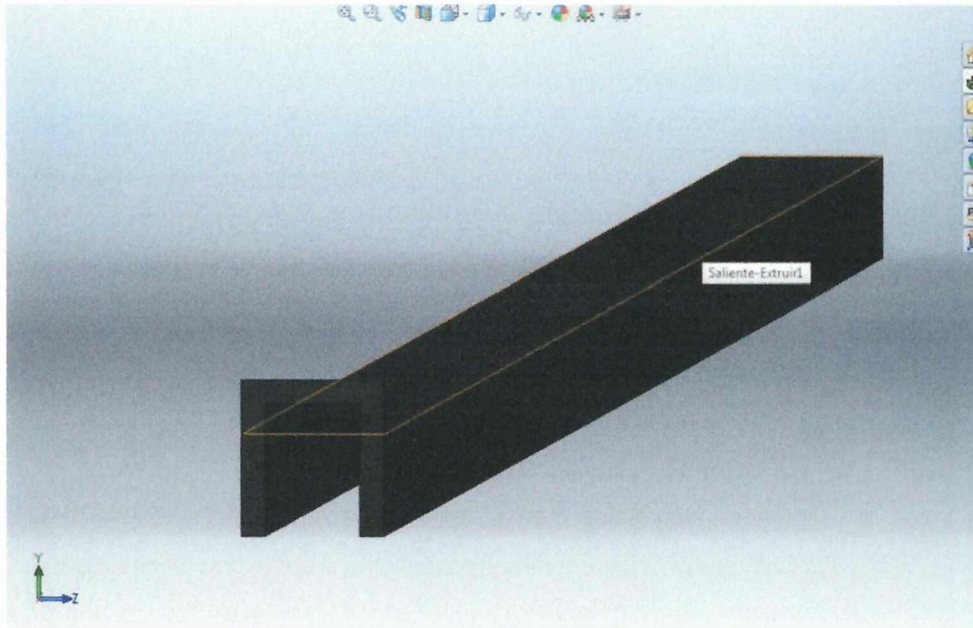


Figura 3.19: Guía superior de la empaquetadora para P.T.

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

Densidad Hierro Fundición Gris = 7200 kg/m³

Masa = 21330.75 gramos

Volumen = 2962603.80 milímetros cúbicos

Área de superficie = 1061247.03 milímetros cuadrados

Longitudes = 6000mm

Para determinar si la guía de hierro fundido se deformara calculamos los tres tipos de dilataciones que pudieran sufrir por acción de la temperatura mediante el empleo de las ecuaciones 1.9, 1.10 y 1.11 descritas en el capítulo anterior.

Dilatación lineal

$$\Delta L = \alpha L_0 \Delta T$$

$$\Delta L = 1.2 \times 10^{-5} \times 6\text{m} \times 180^\circ \text{C}$$

$$\Delta L = 0.01296\text{m}$$

Dilatación Superficial

$$\Delta A = \gamma A_0 \Delta T$$

$$\Delta A = 2.4 \times 10^{-5} \times 1.061247 \text{ m}^2 \times 180^\circ \text{ C}$$

$$\Delta A = 0.00458458704 \text{ m}^2$$

Dilatación Volumétrica

$$\Delta V = \beta V_0 \Delta T$$

$$\Delta V = 3.6 \times 10^{-5} \times 0.0297 \text{ m}^3 \times 180^\circ \text{ C}$$

$$\Delta V = 0.000192456 \text{ m}^3$$

3.4.3. Cálculos de las dilataciones de la guía Inferior Figura 3.20

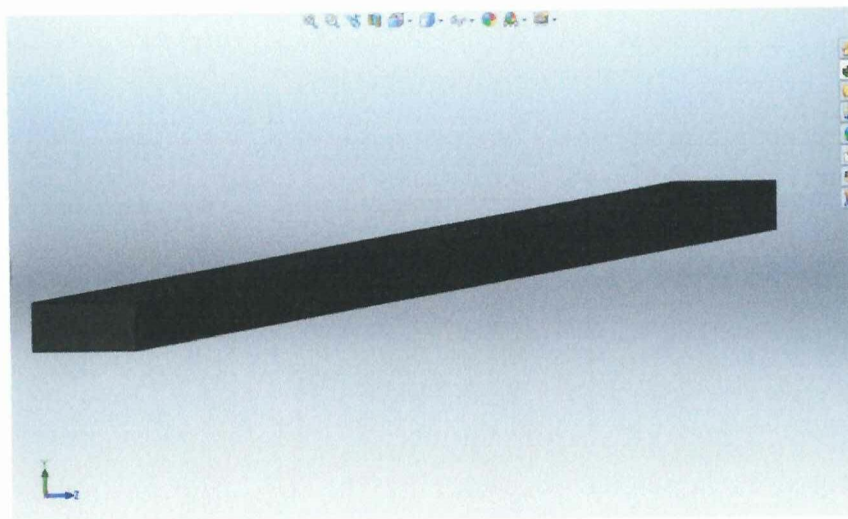


Figura 3.20. Guía inferior de la empaquetadora para P.T

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

Densidad Hierro Fundición Gris = 7200 kg/m³

Masa = 19440.00 gramos

Volumen = 2700000.00 milímetros cúbicos

Área de superficie = 540900.00 milímetros cuadrados

Longitudes = 6000mm

Dilatación lineal

$$\Delta L = \alpha L_0 \Delta T$$

$$\Delta L = 1.2 \times 10^{-5} \times 6\text{m} \times 180^\circ \text{C}$$

$$\Delta L = 0.01296\text{m}$$

Dilatación Superficial

$$\Delta A = \gamma A_0 \Delta T$$

$$\Delta A = 2.4 \times 10^{-5} \times 0.5409\text{m}^2 \times 180^\circ \text{C}$$

$$\Delta A = 0.002336688\text{m}^2$$

Dilatación Volumétrica

$$\Delta V = \beta V_0 \Delta T$$

$$\Delta V = 3.6 \times 10^{-5} \times 0.0027\text{m}^3 \times 180^\circ \text{C}$$

$$\Delta V = 0.0000017\text{m}^3$$

3.4.4. Estudio de la deformaciones Soporte Guía Inferior Análisis Estático

Para determinar las cargas aplicadas en la estructura se utilizó el programa Solidworks 2012 Figura 3.21

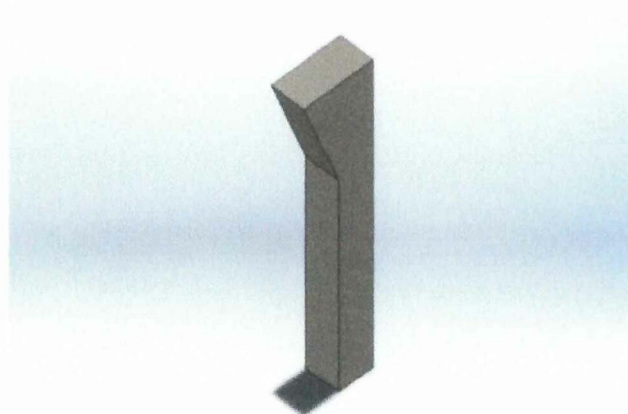


Figura 3.21: Simulación del Soporte Guía Inferior en SolidWorks

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

Una vez que se realizó la modelación se obtiene las propiedades que se presentan a continuación.

Nombre:	ASTM A36 Acero
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Límite elástico:	2.5e+008 N/m ²
Límite de tracción:	4e+008 N/m ²
Módulo elástico:	2e+011 N/m ²
Coefficiente de Poisson:	0.26
Densidad:	7850 kg/m ³
Módulo cortante:	7.93e+010 N/m ²
Masa:	0.227321 lb
Volumen:	0.801557 in ³
Densidad:	0.283599 lb/in ³

El software también proporciona un reporte técnico, el reporte generado indica los desplazamientos de cada elemento de la estructura que se indican más adelante Figura 3.22.

VON: Tensión de von Mises

Mín.: 0.000195359 N/mm² (MPa)

Máx.: 1.25616 N/mm² (MPa)

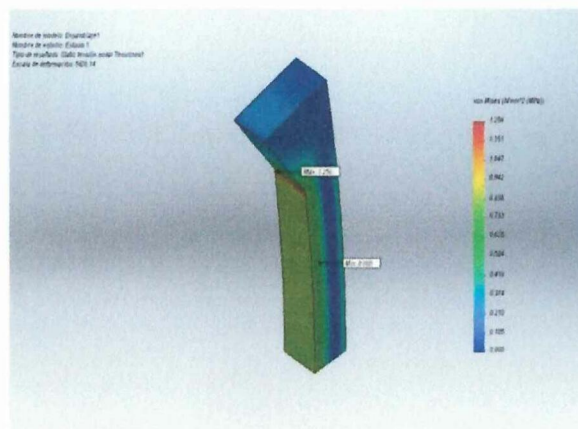


Figura 3.22: Tensión de von Mises

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).



URES: Desplazamiento resultante Figura 3.23

Mín.: 0.000195359 N/mm² (MPa) **Máx.:** 1.25616 N/mm² (MPa)

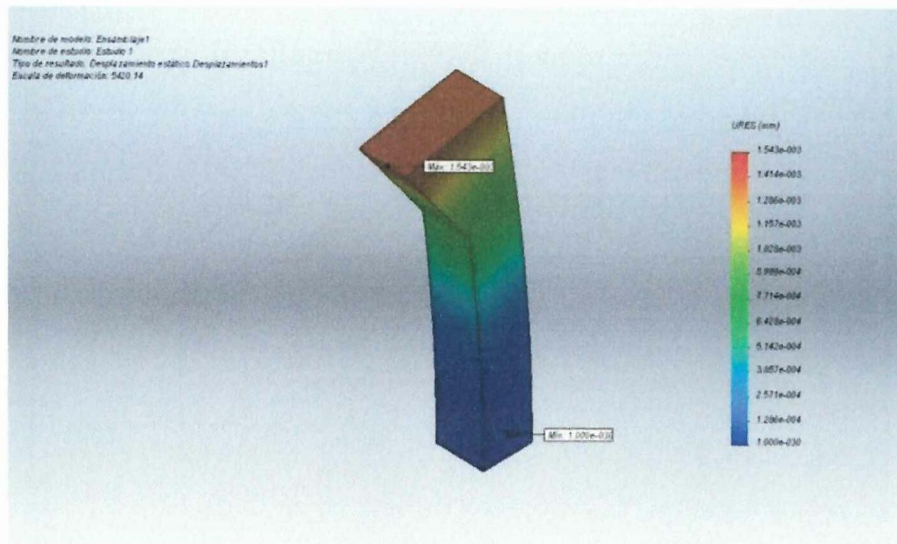


Figura 3.23: Desplazamiento resultante

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

ESTRN: Deformación unitaria equivalente Figura 3.24

Mín.: 0 mm **Máx.:** 0.00154273 mm

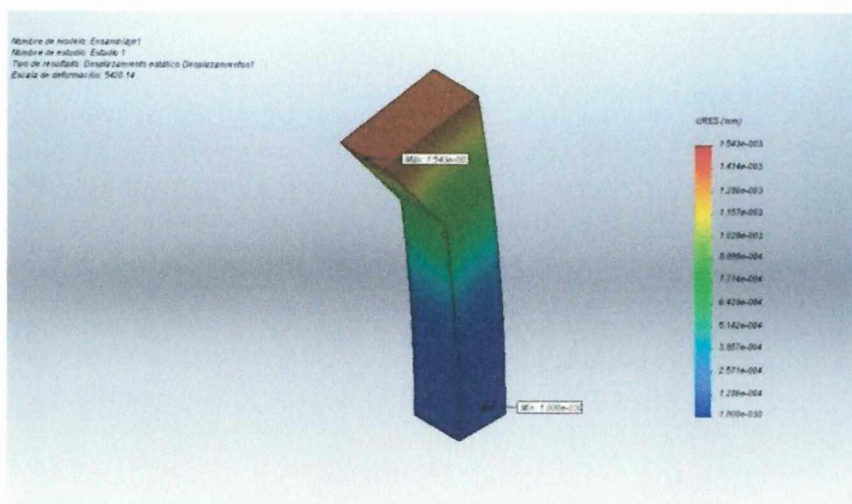


Figura 3.24: Deformación unitaria equivalente

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

3.4.5. Cálculo de los Ejes Motriz y Conducido

Debido a que los ejes a ser utilizados en la construcción del proyecto son simétricos y sus apoyos están a las mismas distancias se realizó el Cálculo para un tramo (1010mm) de uno de ellos para luego generalizar para los otros.

Para realizar el cálculo de estos ejes Motriz y Conducido se lo hizo de acuerdo al proceso expuesto anteriormente ya que aquí únicamente cambiara el diámetro del eje

3.4.5.1. Cálculos del Eje Motriz (elemento del mecanismo de descarga del P.T.) para Cargas Estáticas

Realizaremos el un diagrama de cuerpo libre Figura 3.25

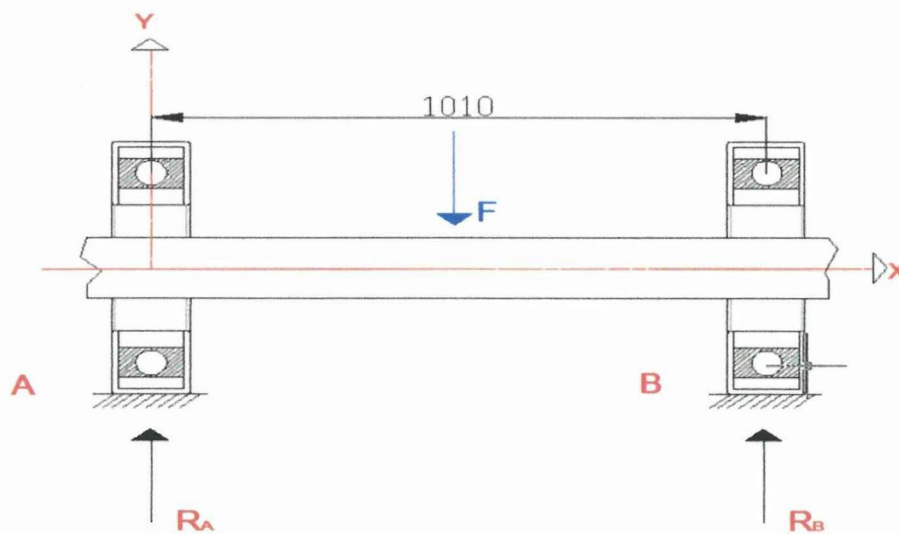


Figura 3.25: Diagrama del cuerpo libre eje del mecanismo guía inferior

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Las cargas son simétricas: $F_A + F_B = F = 6.82 \text{ Kg}$

$$F_A = F_B$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - F = 0$$

$$R_A + R_B = F$$

$$R_A + R_B = 6.82 \text{ Kg}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$1010 * R_B - 505 * F = 0$$

$$1010 * R_B - 505 * 6.82 = 0$$

$$R_B = 3.41 \text{ Kg}$$

Aplicamos ecuaciones necesarias para calcular Fuerza cortante, Momento Flector y Deformación en un punto Figura 3.26.

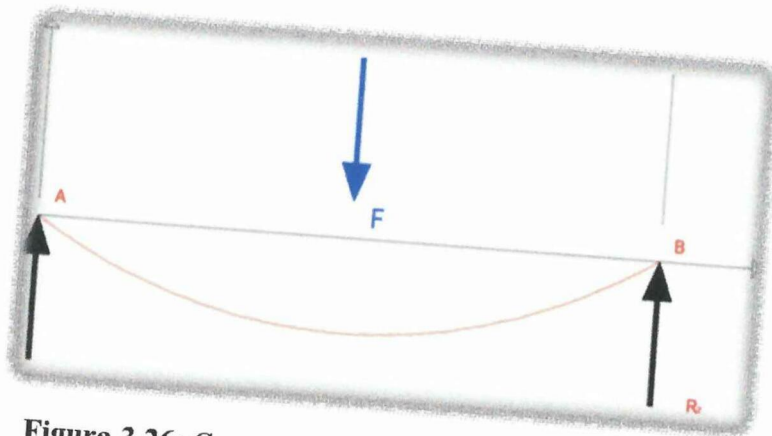


Figura 3.26: Cargas y reacciones que actúan sobre el eje

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Las ecuaciones citadas fueron necesarias para el cálculo de fuerza cortante, momento flector y la deformación máxima simplemente apoyadas como se muestra en la figura.

$$V_{AB} = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = \frac{6.82}{2} \quad V_{AB} = 3.4 \text{ [Kg]}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{2} \times \quad M_{AB} = 3444.1 \text{ [Kg-mm]}$$

Con esto se pudo graficar diagramas de fuerza cortante y momento flector Figura

3.27- 3. 28

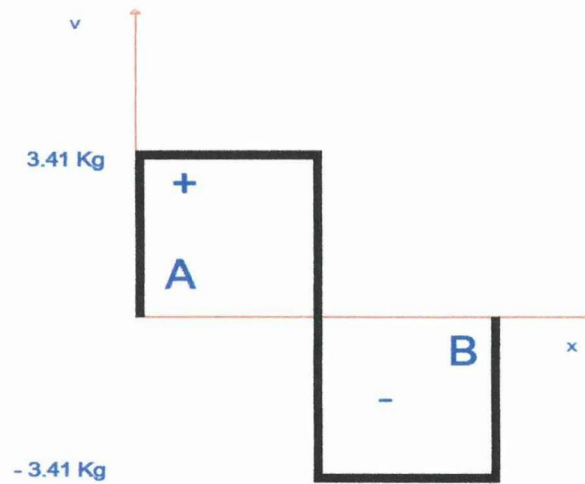


Figura 3.27: Fuerza cortante

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

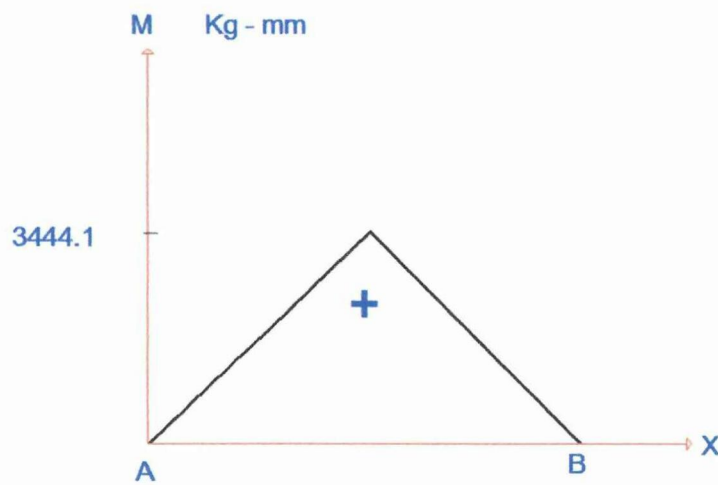


Figura 3. 28: Momento Flector

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

En el diagrama tenemos el momento máximo en el punto medio de la sección AB que es: $M_{\text{máx.}} = 3444.1 \text{ [Kg-mm]} \Rightarrow 298.94 \text{ [lb-in]}$ con este valor calculamos el diámetro del eje para el estado de cargas estáticas en un tramo de 1010 mm especificada en el apartado anterior con la ecuación 1. 39

$$d = \left(\frac{32M * FS}{\pi S_y} \right)^{1/3}$$

El material con que esta construido el eje es acero AISI 1018 que tiene las siguientes características:

$$S_{ut} = 86.74 \text{ [kpsi]}$$

$$S_y = 32 \text{ [kpsi]}$$

Para un factor de seguridad $FS = 2$ el diámetro del eje será:

$$d = \left(\frac{32 * 298.94 * 2}{\pi * 32000} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.58 \text{ [pulg]} \Rightarrow 14.73 \text{ [mm]}$$

El diámetro resultante para cargas estáticas es 0.58 [pulg] y para ver el mínimo factor de seguridad realizamos el siguiente cálculo

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * M}$$

$$FS = \frac{\pi * \left(\frac{9}{16} \right)^3 * 32000}{32 * 298.94}$$

$$FS = 1.87$$

Como debemos sujetarnos a las decisiones de le Empresa Novacero el eje que emplearemos para la construcción del proyecto será de diámetro 1 [Pulg] ya que la empresa produce varilla lisa de este diámetro en sus instalaciones.

3.4.5.2. Cálculos del Eje (elemento del mecanismo de descarga del P.T.) Para Cargas Dinámicas

Para determinar el diámetro del eje para un estado de cargas dinámicas se aplicó la ecuación.

$$d = \left(\frac{32M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

Se necesito considerar factores modificadores de la resistencia a la fatiga para calcular S_e que esta dada por la ecuación 1.12.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * k_e * S'_e$$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \Rightarrow 0.5 * 86.74$$

$$S'_e = 43.37 \text{ [kpsi]}$$

De la ecuación (1.13 a 1.21) se determino los valores modificadores de la resistencia a la fatiga que son:

- Factor de superficie $k_a = a * S_{ut}^b$ $a = 2.70 \text{ [kpsi]} \quad b = -0.265$

De donde el factor **a** y el factor **b** se obtienen de la Tabla 2 del Anexo A
Parámetros para el factor de superficie de Marín

$$k_a = 2.70 * (86.74)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.82$$

- Factor de superficie $k_b = \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.0107}$

$$k_b = \left(\frac{1 \frac{3}{16}}{0.3} \right)^{-0.0107}$$

$$k_b = 0.985$$

- Factor de confiabilidad $k_c = 1 - 0.08Z_a$ con la desviacion estandar del 8% de donde $Z_a = 3.719$

$$k_c = 1 - 0.08 * (3.719)$$

$$k_c = 0.702$$

- Factor de temperatura $k_d = 1$ si $T \leq 450$ °C
- Factor de concentración de tensiones $k_f = 0.8$

El factor de efectos diversos $k_e = 1$ esta dada por la curva de sensibilidad a la muesca mostrada en la Figura 1.18 del capítulo 1.

Por tanto la resistencia a la fatiga es

$$S_e = 0.82 * 0.985 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 19.67 \text{ [Kpsi]} \Rightarrow 19672.82 \text{ [psi]}$$

El momento alternante M_a se calcula con la ecuación 1.25

$$M_a = \left| \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \right|$$

$$M_a = \left| \frac{3444.1 - (-3444.1)}{2} \right|$$

$$M_a = 3444.1 \text{ [Kg/mm}^2\text{]} \Rightarrow 298.31 \text{ [psi]}$$

Entonces se determino el diámetro del eje para cargas dinámicas que es:

$$d = \left(\frac{32M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32 * 298.31 * 2}{\pi * 19672.82} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.68 \text{ [pulg]} \Rightarrow 17.19 \text{ [mm]}$$

Recalculando el factor de tamaño para el diámetro del eje calculado se obtuvo:

$$k_b = \left(\frac{0.68}{0.3} \right)^{-0.0107} \quad k_b = 0.99$$

Entonces recalcularemos la resistencia a la fatiga que será:

$$S_e = 0.82 * 0.99 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 19.77 \text{ [Kpsi]}$$

Entonces el nuevo diámetro del eje es:

$$d = \left(\frac{32 * 298.31 * 2}{\pi * 19772.68} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.68 \text{ [pulg]} \Rightarrow 17.95 \text{ [mm]}$$

3.4.5.3. Estudio de la Deformaciones del Eje motriz Elemento del Mecanismo de Descarga del P.T Figura 3.29



Figura 3.29: Eje motriz elemento de descarga del P.T.

Fuente: Elaboración Propia (SolidWorks 2012)

Propiedades del material

Nombre:	ASTM A36 Acero
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Límite elástico:	2.5e+008 N/m ²
Límite de tracción:	4e+008 N/m ²
Módulo elástico:	2e+011 N/m ²
Coefficiente de Poisson:	0.26

Densidad:	7850 kg/m ³
Módulo cortante:	7.93e+010 N/m ²
Masa:	12.3547 lb
Volumen:	43.5638 in ³
Densidad:	0.283599 lb/in ³
Peso:	12.3463 lbf

VON: Tensión de von Mises Figura 3. 30

Mín. 0.0141476 N/mm² (MPa) **Máx.** 3.5117 N/mm² (MPa)

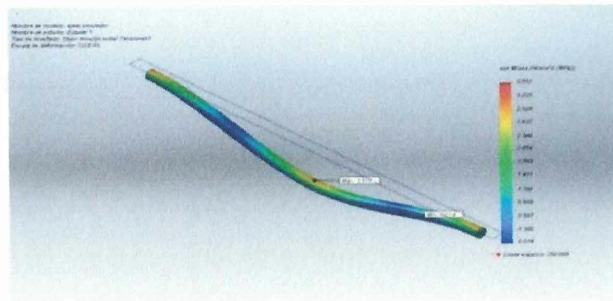


Figura 3. 30: Tensión de von Mises

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

URES: Desplazamiento resultante Figura 3.31

Mín. 0 mm **Máx.** 0.00154273 mm

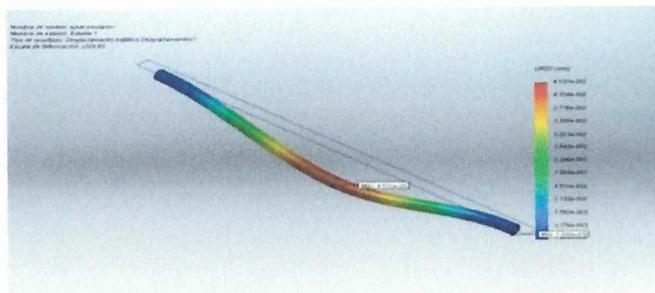


Figura 3.31: Tensión de von Mises

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

ESTRN: Deformación unitaria equivalente Figura 3.32

Mín. 1.18217e-007 **Máx.** 1.19157e-005

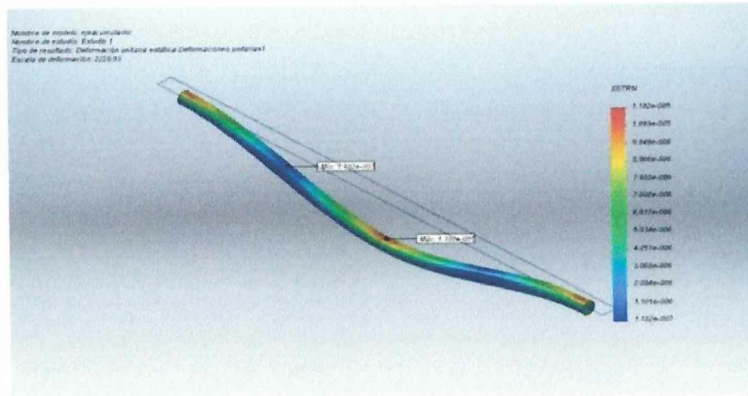


Figura 3.32: Tensión de von Mises

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

3.4.6. Selección de Chumaceras

Para la selección de chumaceras consideramos las capacidades de: carga, duración, límite de velocidad, lubricación a la que van estar sometidos.

3.4.6.1. Selección de Chumaceras para (elemento del mecanismo de descarga del P.T.)

Fue necesario determinar la carga radial que va a actuar sobre el rodamiento, del diagrama de cuerpo libre para el diseño de ejes se determina las cargas a soportar por cada uno de los rodamientos es:

$$P_d = 3.41 \text{ [Kg]} \Rightarrow 3.41 * 9.8 = 33.418 \text{ [N]}$$

Como los ejes que empleamos en la construcción son de diámetro 1 [Pulg] o 25.4 [mm] entonces en la Tabla 3 del Anexo A de horas de servicio de acuerdo al tipo de máquina se tendrá que la duración nominal en horas de servicio (L_{10h}) viene dada por la ecuación 1.103 y se tendrá que:

$$L_{10h} = \frac{\text{Límite Inferior} + \text{Límite Superior}}{2}$$

$$L_{10h} = \frac{40000 + 50000}{2}$$

$$L_{10h} = 45000 \text{ [h]}$$



Se determino la duración nominal realizando un promedio entre los valores de 40000 a 50000 tomada de la tabla 3 del Anexo A correspondiente al tipo de máquina para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento a tiempo completo y remplazando los valores correspondientes en la ecuación 1.104 se tendrá que la capacidad de carga dinámica es:

$$C = Pd \left(\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$C = 33.418 \left(\frac{45000 * 60 * 71.61}{10^6} \right)^{1/3} \quad C = 193 \text{ [N]}$$

Por disponibilidad en la bodega de la planta se decide emplear chumaceras de la marca SKF de designación SY1.TF cuyas características se muestran en la tabla 1 del Anexo B ya que al comparar la relación Cr y C se determina que la unidad completa (chumacera) de designación SY1. TF es la correcta para nuestro diseño.

3.4.7. Cálculos para la selección de los pistones para (GUIA)

Velocidad del Émbolo

La velocidad del embolo para este proyecto está comprendido entre 0.1 y 1.5 [m/s]

Cilindros especiales de impacto que alcanza velocidades de hasta 10m/s

La velocidad angular W y la tangencial V están relacionadas por:

$$V = WT$$

$$V = \frac{1.5 \text{ m/s}}{0.2 \text{ m}} \Rightarrow 7.5 \text{ [rad]}$$

Entonces

$$w = 7.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * \frac{60(\text{s})}{2\pi} \Rightarrow 71.61 \text{ [rpm]}$$

71.61 [rpm] \Rightarrow será la velocidad a la que girara el eje.

Fuerza del cilindro

La fuerza del cilindro se obtuvo mediante la ecuación 1.105 que se.

$$F = P_{\text{aire}} * A_{\text{Piston}}$$

$$F = P_{\text{aire}}(\text{Bar}) * 100000 * \frac{A_{\text{Piston}}(\text{mm}^2)}{100000} \rightarrow \frac{P_{\text{aire}} * A_{\text{Piston}}}{10}$$

$$\text{Fuerza neta} = 300 \text{ [N]}$$

Los pistones proporcionados por la empresa Novacero tienen una $F=76.81 \text{ [N]}$ y la presión que se tiene en el circuito cerrado de la Empresa es de 4 Bar Figura 3.33.

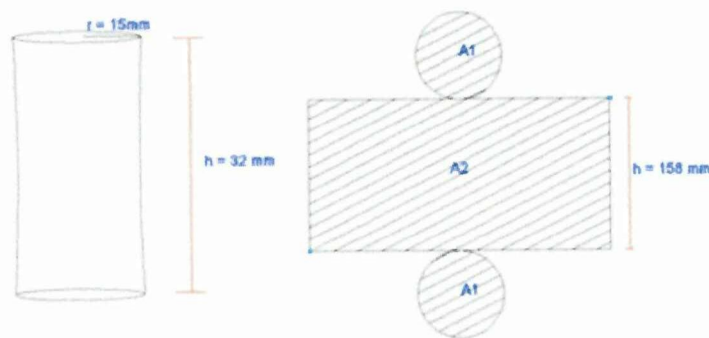


Figura 3.33: Cilindro del pistón empleado para la guía

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

$$F = \frac{P_{\text{aire}} * A}{10}$$

$$A_T = 2A_1 + A_2$$

$$A_1 = \pi r^2$$

$$A_1 = \pi * (15\text{mm})^2 \Rightarrow 225\pi \text{ mm}^2$$

$$A_2 = b * h = (2\pi * r) * h \Rightarrow 2\pi (15\text{mm}) * (32\text{mm})$$

$$A_2 = 960 \pi \text{ mm}^2$$

$$A_T = 2A_1 + A_2$$

$$A_T = 2(225 \pi \text{ mm}^2) + 960 \pi \text{ mm}^2 \quad A_T = 1410 \pi \text{ mm}^2$$

$$A_T = 4429.65 \text{ mm}^2$$

$$F = \frac{3 \text{ (bar)} * 4429.65 \text{ mm}^2}{10} \quad F = 13.29 \text{ [kgf]} \Rightarrow 130 \text{ [N]}$$

Ya que la fuerza de cada pistón es de 130 [N] , con este valor obtenemos las características que tendrá nuestro pistón según la tabla 8 del Anexo A, es necesario 3 pistones ya que la fuerza neta que debemos vencer es de 300[N]

3.4.8. Cálculos para Determinar Tiempos de Caída en la Pendiente de la Guía Vertical

Para determinar el tiempo que transcurrirá en trasladarse desde el lugar de descarga del P.T. (Producto terminado) hasta el Transferidor realizamos un diagrama de cuerpo libre Figura 3.34: .

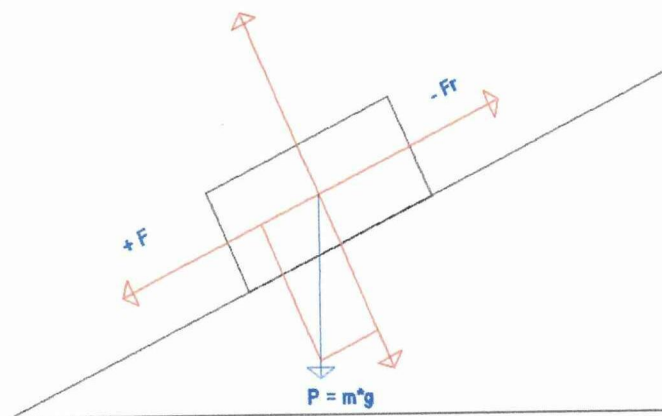


Figura 3.34: Diagrama de cuerpo libre para tiempos de caída del P.T.

Fuente: Elaboración propia (AutoCAD 2012).

Donde:

Masa: 1.69 [Kg] peso de la pletina de media.

Pendiente Guía vertical: 25°

$\mu = 0.02$ para acero con acero.

Al multiplicar la masa por la gravedad obtengo el peso que a la vez es igual a la fuerza normal donde:

$$P = N \Rightarrow 16.61 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F = mg \text{ Sen } 25^\circ$$

$$F = 16.61 \text{ Sen } 25^\circ \quad F = 6.9 \text{ [N]}$$

Determinar el tiempo que necesito en recorrer la pendiente de la guía vertical para comparar con el tiempo que dispongo con la velocidad de laminación, mediante el uso de las ecuaciones 1.1 y 1.8, la velocidad inicial es nula ya que la caída empieza cuando el producto terminado llega al reposo.

$$a = \frac{F}{m} \quad a = \frac{6.9}{1.69} = 4.08 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$v^2 = 2ae \quad v^2 = 2[4.08 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 0.28 \text{ [m]}] \quad v^2 = 2.88 \frac{m^2}{s^2} \quad v = 1.51 \frac{m}{s}$$

$$v = \frac{e}{t} \quad t = \frac{e}{v} \quad t = \frac{0.28 \text{ m}}{1.51 \text{ m/s}} \quad t = 0.18 \text{ [s]}$$

Como se puede observar el tiempo que tenemos antes de que la pletina caiga de la guía es de 0.28 [s] y el tiempo que necesito para recorrer la pendiente de la guía vertical es de 0.18 [s] lo cual me da un tiempo de 0.10 [s] que estará libre la guía vertical antes del descargue de la siguiente pletina.

3.5. Transferidor Figura 3.35

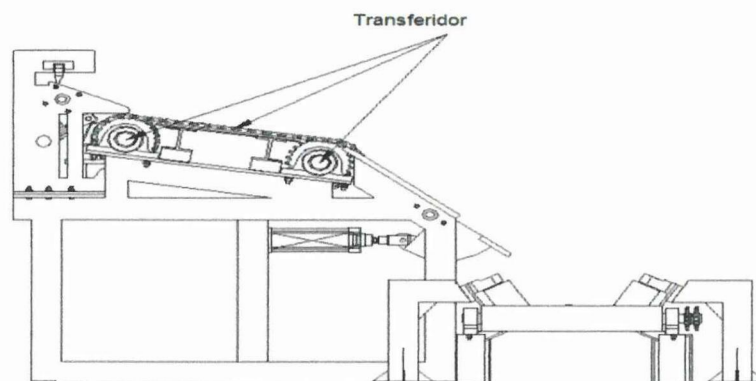


Figura 3.35: Elementos del transferidor

Fuente: Elaboración propia (AutoCAD 2012).

3.5.1. Selección de los Elementos que constituirán el transferidor de la empaquetadora automática.

Realizamos cálculos para el diseño y la selección de los diferentes elementos mecánicos normalizados que formaran parte del transferidor de la máquina empaquetadora.

3.5.2. Cálculos del Eje motriz (Elementos del transferidor de la mesa) Para Cargas Estáticas

Diagrama de cuerpo libre Figura 3. 36.

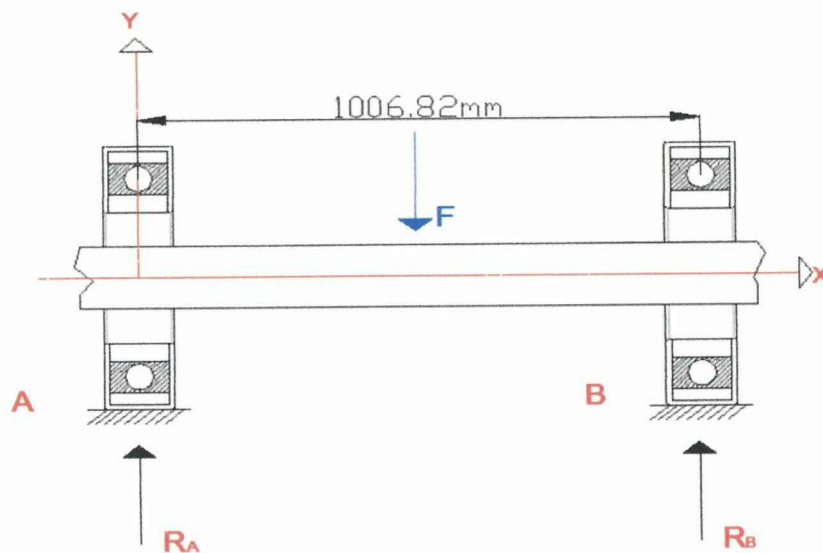


Figura 3. 36: Diagrama del cuerpo libre Eje Motriz

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Catalina masa.= 7.67 [Kg]

Platina masa = 1.69 [Kg] $\Rightarrow (1.69/10) = 0.17$ [Kg]

Las cargas son simétricas: $F_A + F_B = F = 7.84$ Kg

$$F_A = F_B$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - F = 0$$

$$R_A + R_B = F$$

$$R_A + R_B = 7.84 \text{ [Kg]}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$1006.82 * R_B - 503.41 * F = 0$$

$$1006.82 * R_B - 503.41 * 7.84 = 0$$

$$R_B = 3.92 \text{ [Kg]}$$

Calculamos Fuerza cortante, Momento Flector y Deformación en un punto Figura 3.37.

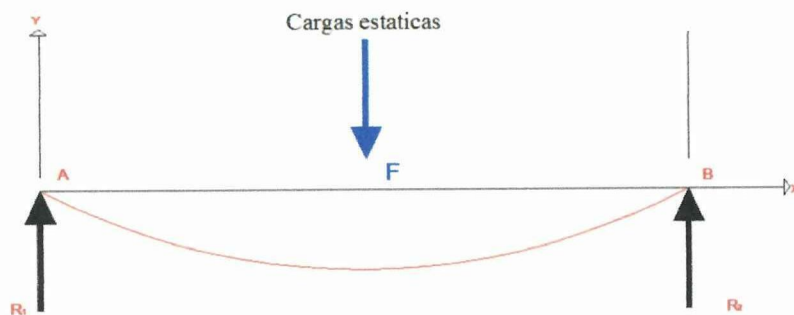


Figura 3.37: Cargas y reacciones que actúan sobre el eje

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Las ecuaciones son necesarias para calcular la fuerza cortante, momento flector y la deformación máxima apoyadas como se muestra en la figura 3.38.

$$V_{AB} = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = 3.92 \text{ [Kg]}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{2} x \quad M_{AB} = 3946.73 \text{ [Kg-mm]}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector Figura 3. 38-3. 39

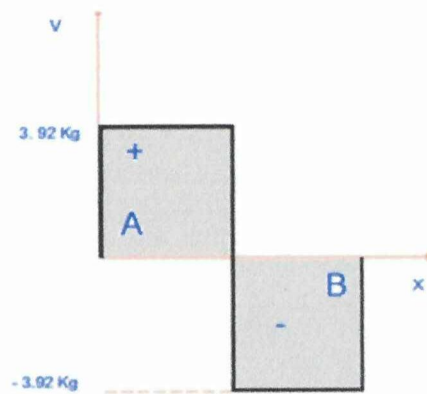


Figura 3. 38: Fuerza cortante

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

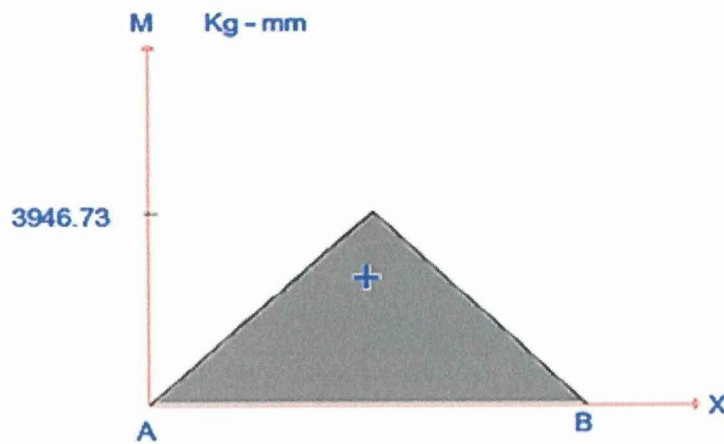


Figura 3. 39: Momento Flector

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Momento máximo en el punto medio de la sección AB que es:

$$M_{\text{máx}} = 3946.73 \text{ [Kg-mm]} \Rightarrow 342.58 \text{ [lb-in]}$$

Diámetro del eje para el estado de cargas estáticas en un tramo de 1006.82 [mm]

$$d = \left(\frac{32M * FS}{\pi S_y} \right)^{1/3}$$

El material del eje es acero AISI 1018 que tiene las siguientes características:

$$S_{ut} = 86.74 \text{ [kpsi]}$$

$$S_y = 32 \text{ [kpsi]}$$

Para un factor de seguridad FS = 2 el diámetro será:

$$d = \left(\frac{32 * 342.584 * 2}{\pi * 32000} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.60[\text{pulg}] \Rightarrow 15.28 \text{ [mm]}$$

El diámetro resultante para cargas estáticas es 0.60 [pulg]

3.5.3. Cálculos del Eje (Elementos el transferidor de la mesa) Para Cargas Dinámicas

El diámetro del eje para cargas será:

$$d = \left(\frac{32M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

Se necesito considerar factores modificadores de la resistencia a la fatiga para calcular S_e

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * k_e * S'_e$$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \Rightarrow 0.5 * 86.74$$

$$S'_e = 43.37 \text{ [kpsi]}$$

Como en el caso anterior empleamos las ecuaciones (1.13-1.21) para determina los valores modificadores de la resistencia a la fatiga que son:

- Factor de superficie $k_a = a * S_{ut}^b$ $a = 2.70 \text{ [kpsi]} \quad b = -0.265$

De donde el factor **a** y el factor **b** se obtienen de la tabla 1 del Anexo A.

$$k_a = 2.70 * (86.74)^{-0.265} \quad k_a = 0.82$$

- Factor de superficie $k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.0107}$

$$k_b = 0.879$$

- Factor de confiabilidad $k_c = 1 - 0.08Z_a$ con la desviación estandar del 8% de donde $Z_a = 3.719$

$$k_c = 1 - 0.08 * (3.719)$$

$$k_c = 0.702$$

- Factor de temperatura $k_d = 1$ si $T \leq 450$ °C
- Factor de concentración de tensiones $k_f = 0.8$
- El factor de efectos diversos $k_e = 1$ esta dada por la curva de sensibilidad a la muesca mostrada en la Figura 18 del capítulo 1.

Por tanto la resistencia a la fatiga es

$$S_e = 0.82 * 0.879 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 17.556 \text{ [Kpsi]} \Rightarrow 17556 \text{ [psi]}$$

El momento alternante M_a será:

$$M_a = \left| \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \right|$$

$$M_a = 3946.73 \text{ [Kg/mm}^2\text{]} \Rightarrow 342.58 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto el diámetro del eje para cargas dinámicas es:

$$d = \left(\frac{32M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.735 \text{ [pulg]} \Rightarrow 18.67 \text{ [mm]}$$

Recalculando k_b para el diámetro del eje calculado se tiene:

$$k_b = \left(\frac{0.735}{0.3}\right)^{-0.0107}$$

$$k_b = 0.99$$

Por lo que el valor recalculado para la resistencia a la fatiga será:

$$S_e = 0.82 * 0.99 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 19.772 \text{ [Kpsi]}$$

Y el diámetro del eje es:

$$d = \left(\frac{32 * 342.58 * 2}{\pi * 19772}\right)^{\frac{1}{3}} \quad d = 0.70 \text{ [pulg]} \Rightarrow 17.95 \text{ [mm]}$$

Los ejes empleados en la construcción del transferidor de mesa será de diámetro 30 ya que reutilizaremos de una maquina separada del proceso de producción.

3.5.4. Estudio de las Deformaciones del Eje Motriz elemento del Transferidor de mesa Análisis Estático



Figura 3.40: Simulación del Eje Motriz elemento del Transferidor de mesa

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

Una vez realizada la modelación se obtiene las propiedades que se presentan a continuación



Nombre:	ASTM A36 Acero
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Límite elástico:	2.5e+008 N/m ²
Límite de tracción:	4e+008 N/m ²
Módulo elástico:	2e+011 N/m ²
Coefficiente de Poisson:	0.26
Densidad:	7850 kg/m ³
Módulo cortante:	7.93e+010 N/m ²
Masa:	55.0093 lb
Volumen:	193.968 in ³
Densidad:	0.283599 lb/in ³
Peso:	54.972 lbf

El software informático proporciona un reporte técnico que nos permite verificar si el elemento diseñado para este proyecto trabajara sin presentar problemas por acciones cíclicas además el reporte generado indica los desplazamientos de cada elemento de la estructura que se indican más adelante los cuales son minimos lo cual lleva a concluir que el elemento esta perfectamente diseñado.

VON: Tensión de von Mises

Mín. 0.0141476 N/mm² (MPa) **Máx.** 3.5117 N/mm² (MPa) Figura 3.41

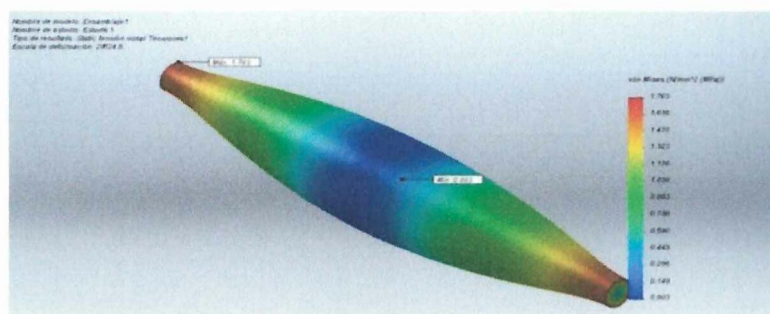


Figura 3.41: Tensión de von Mises

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

URES: Desplazamiento resultante

Mín. 0mm

Máx. 0.00358007 mm Figura 3. 42

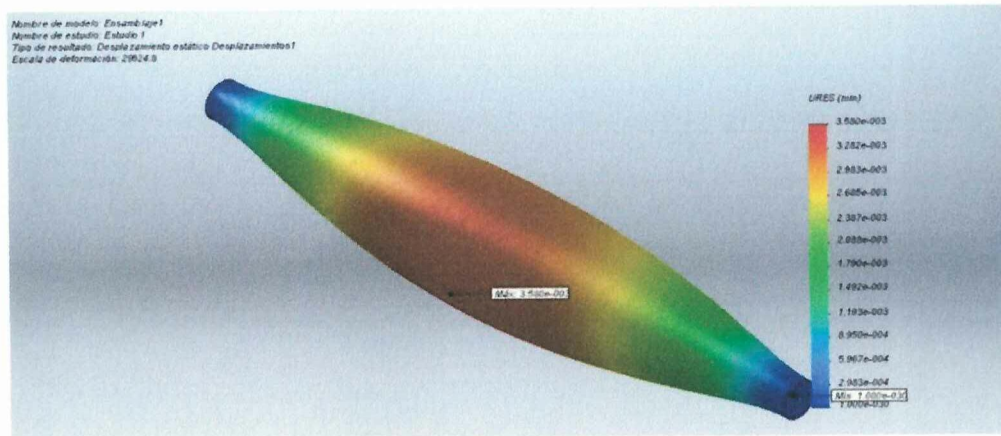


Figura 3. 42: Desplazamiento resultante

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

ESTRN: Deformación unitaria equivalente

Mín. 3.47288e-009

Máx. 6.7188e-006 Figura 3. 43

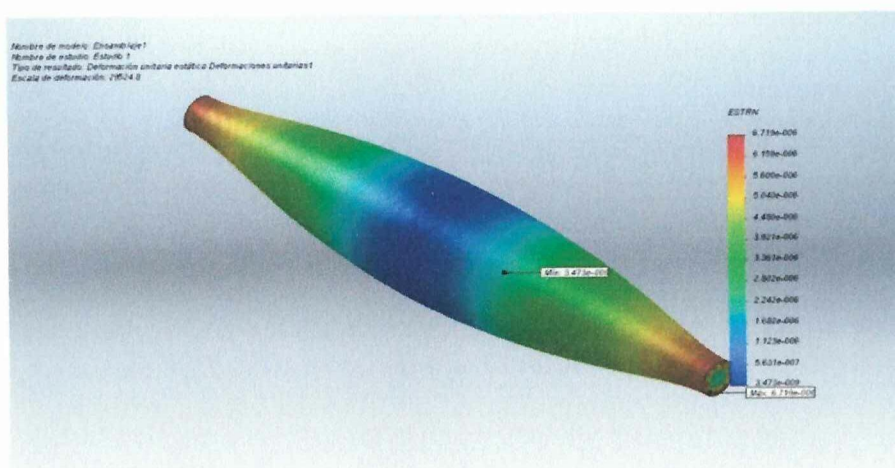


Figura 3. 43: Deformación unitaria equivalente

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2012).

3.5.5. Selección de Chumaceras (Empleadas en el Transferidor de Mesa.)

La carga radial para este caso será:

$$P_d = 7.84 \text{ [Kg]} \Rightarrow 7.84 * 9.8 = 76.83 \text{ [N]}$$

La empresa nos provee ejes de diámetro 30[mm] y empleando la misma tabla 4 y la ecuación 1.103 y remplazando los valores 40000 a 50000 detallados en la tabla 3 del anexo A, que trabajan con alta fiabilidad de funcionamiento y las 24 horas del día. Se tendrá que:

$$L_{10h} = \frac{\text{Límite Inferior} + \text{Límite Superior}}{2}$$

$$L_{10h} = \frac{40000 + 50000}{2}$$

$$L_{10h} = 45000[h]$$

La carga dinámica para nuestro caso será:

$$C = P_d \left(\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$C = 76.85 \left(\frac{45000 * 60 * 297}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 713 \text{ [N]}$$

Las Chumacera empleadas para el eje del transferidor de mesan las chumaceras marca NTN con denominación UCPG206D1 cuyas características se encuentran detalladas en la tabla 3 del Anexo B.

3.5.6. Motor para el Transferidor (Mesa)

Calculamos para determinar la potencia requerida del motor que se usara para el accionamiento del transferidor aplicando lo empleado anteriormente Fig. 3.44.

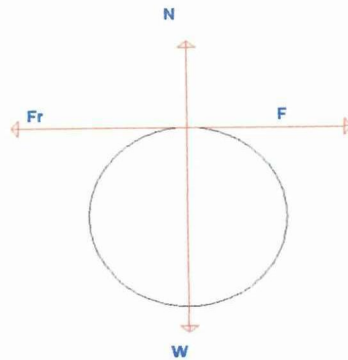


Figura 3.44: Eje del transferidor de mesa

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

La masa para este caso es $M_{\text{Neta}} = 516.28[\text{Kg}]$ que deberá estar rotando a una velocidad de $V = 230[\text{rpm}] \Rightarrow 230 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * 0.03\text{m} * \frac{2\pi}{60}$

A una velocidad de $V = 0.72 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \Rightarrow 0.72 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 60[\text{s}] = 43.35[\text{m}]$

Donde.

$$W = N$$

$\mu = 0.15$ para el caso de acero con acero.

$$F = Fr = \mu_c * N = 0.15(W) = 0.15 (516.28) = 77.44 [\text{Kg}] = 758.93[\text{N}]$$

$$\tau = F * d \Rightarrow 758.93[\text{N}] * 0.03[\text{m}] = 22.76 [\text{Nm}]$$

Puesto que el torque que requerimos es de 22.76 [Nm]. Entonces se tendrá que:

$$P = \tau * n \Rightarrow 22.76 [\text{Nm}] * 230 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{1\text{rev}} * \frac{1\text{min}}{60 [\text{s}]} = 548.37 [\text{Watt}]$$

$$P = 548.37 [\text{Watt}] \Rightarrow 0.75 [\text{HP}] \Rightarrow 1[\text{HP}]$$

$$22.76 [\text{Nm}] \Rightarrow 206.09[\text{lb} - \text{in}]$$

Ya que la empresa tiene un stock de moto-reductores de 1 Hp a 230 rpm emplearemos este para el transferidor de mesa.

Moto-reductor de 1HP para el Transferidor diagrama de fuerza y control Figura3.45..

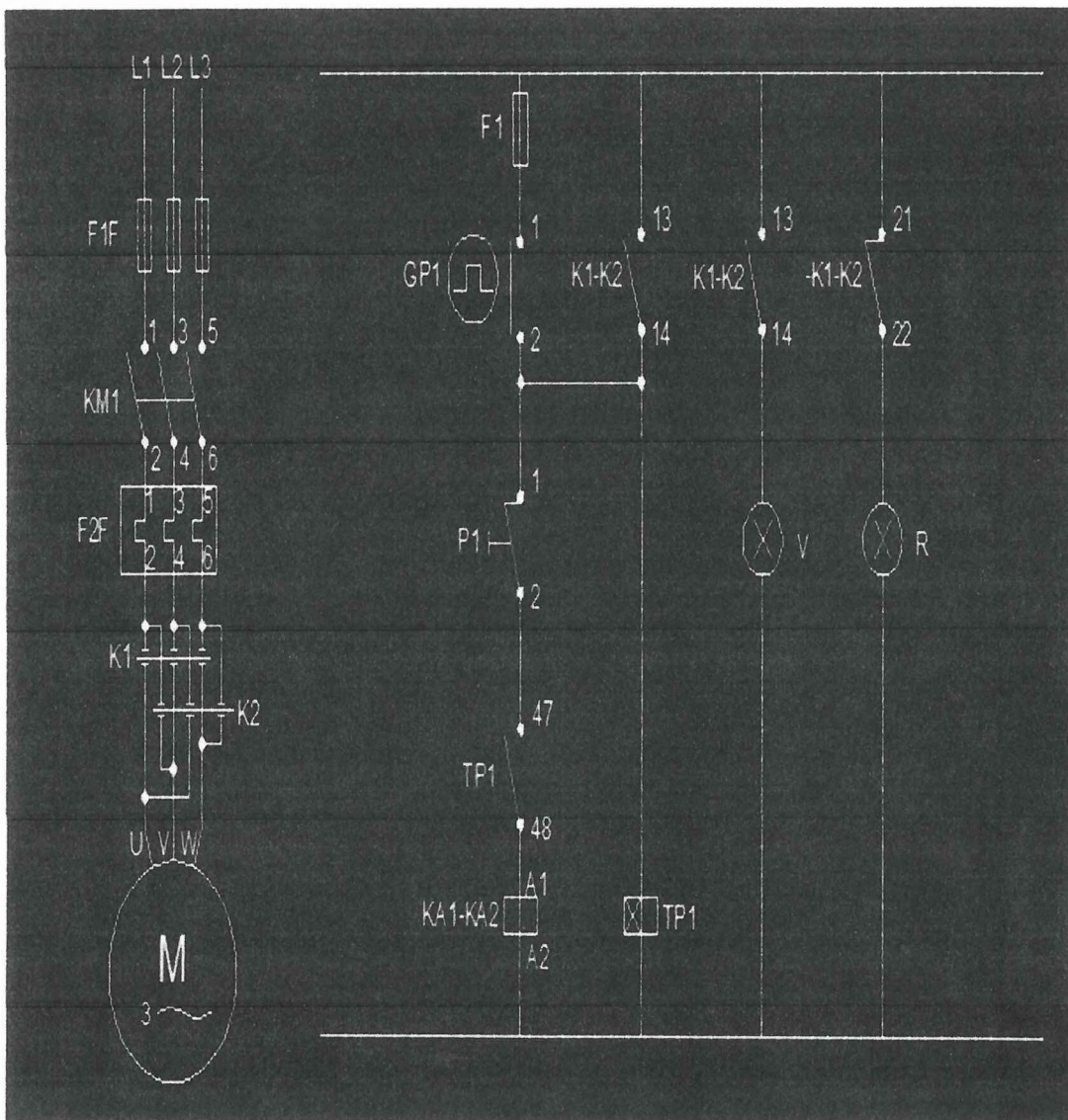


Figura 3.45: Diagrama Unifilar

Fuente: Elaboración Propia

3.5.7. Cálculo de la chaveta para transmisión de potencia del reductor hacia el eje motriz

La chaveta a diseñar deberá transmitir la potencia generada por el moto-reductor desde el acople así el eje motriz.

Para este caso la chaveta fue diseñada de acuerdo a las dimensiones del diámetro del eje motriz que es de 1 [in] que se calcula anteriormente. Con los datos de diseño, calculamos la longitud de la chaveta por dos modos de falla.

Tomamos desde un prontuario de metales una chaveta de sección rectangular para el diámetro de eje establecido 1.18 [in] con las siguientes dimensiones:

$$W_c = 10[\text{mm}] \Rightarrow 0.393[\text{Pulg}]$$

$$H_c = 10[\text{mm}] \Rightarrow 0.393 [\text{Pulg}]$$

Para la construcción de la chaveta empleamos un acero $S_t 60$ el diseño se basa en una resistencia de fluencia $S_y = 48500 \text{ lb/pulg}^2$. El momento torsor T se lo obtiene de la ecuación 1.41, utilizando la potencia del motor seleccionado ($H = 1 \text{ HP}$)

$$T = \frac{63000 * H}{n}$$

$$T = \frac{63000 * 1}{230}$$

$$T = 274 [\text{lb/pulg}]$$

Parte 1.- Usando el modo de falla por corte máximo y empleando la ecuación 1.90 y la longitud de la chaveta es:

$$L_c = \frac{2 * 274 * 3}{0.5 * 48500 * 1.18 * 0.393}$$

$$L_c = 0.29 [\text{pulg}] \Rightarrow 7.42 [\text{mm}]$$

Parte 2.- usando el modo de falla por compresión a través de la ecuación 1.90 se determino la longitud de la chaveta que es:

$$L_c = \frac{4 * 274 * 3}{1 * 0.393 * 48500}$$

$$L_c = 0.17 \text{ [pulg]} \Rightarrow 4.38 \text{ [mm]}$$

Ya que los valores resultantes para la longitud de la chaveta son muy bajos empleamos la longitud del cubo del acople como criterio de diseño para estimar el largo de la chaveta es así que la longitud de la chaveta deberá ser:

$$L_c = 25 \text{ [mm]}$$

3.5.8. Dimensionamiento del acople

En este punto determinamos el par nominal que deberá transmitir el acople utilizando la ecuación 1.94 citada en el Capitulo I

$$C = \frac{7160 * H}{n}$$

$$C = \frac{7160 * 1}{230}$$

$$C = 31.13 \text{ [Nm]}$$

Los factores de corrección que emplearemos están detallados en las tablas 4, 5, 6 del Anexo B y serán:

$$k_1 = 1; \text{ máquina motriz y receptora}$$

$$k_2 = 1; \text{ frecuencia de arranque}$$

$$k_3 = 24 \text{ horas del día}$$

Con estos datos se determinó el factor de corrección o de servicio pues k es el producto entre los factores de corrección citados anteriormente.

$$k = k_1 * k_2 * k_3$$

$$k = 1 * 1 * 24$$

$$k = 24$$

Con el valor obtenido de k y empleando la ecuación 1.95 calculamos el par nominal efectivo del acople

$$C_e = k * C$$

$$C_e = 24 * 107$$

$$C_e = 2568 \text{ [Nm]} \Rightarrow 23112 \text{ [lb/pulg]}$$

Con el valor obtenido para el par nominal efectivo y el diámetro de los ejes, del catalogo de del libro de Shigley seleccionamos el acople tipo L-150 que tiene la capacidad de transmitir un par nominal efectivo de hasta 32000[lb/pulg] y puede alojar ejes de hasta 35[mm] de diámetro.

3.5.9. Selección de Cadenas y Catalinas (Transferidor- Mesa)

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

La velocidad angular de salida del moto-reductor es:

$$W_{MR} = \frac{W_M}{r_R}$$

Donde:

W_{MR} = Velocidad angular del moto-reductor

W_M = Velocidad angular del motor

r_R = Razón del reducción del reductor

Por lo tanto:

$$W_{MR} = 230 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

Por lo tanto la velocidad a la que girara el eje es de:

$$W_{E \text{ TRANS.}} = 474 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

De donde la razon de reduccion de la transmision es:

$$R = \frac{W_{RM}}{W}$$

$R = 0.48$ del eje del reductor al eje del transferidor.

Potencia de diseño es:

$$DHp = Hp * SF$$

$$DHp = \text{Potencia de diseño en [Hp]}$$

$$Hp = \text{Potencia total [Hp]}$$

$$SF = \text{Factor de Servicio}$$

El factor de servicio que FS que empleamos es 2.5 ya que estos elementos trabajaran en un ambiente Hostil.

Entonces:

$$DHp = 1 \text{ [Hp]}$$

$$DHp = 1 \text{ [Hp]} * 2.5 \Rightarrow 2.5 \text{ [Hp]}$$

$$DHp = 0.75 \text{ [KWatt]}$$

Con DHp y W_{MR} se escogió el número de cadena que utilizamos para nuestro proyecto de acuerdo a lo especificado en la figura 1.35 del capítulo I.

Para una catalina de $z = 26$ dientes se debe emplear cadena de paso $\frac{1}{2}$ cuyas especificaciones estan mostradas en la tabla 8 del Anexo B

La cadena de paso $\frac{1}{2}$ in de marca KANA denominada **08 B-1** es la ideal para nuestro caso, ya que la velocidad a la que puede girar la catalina es hasta de 863 $\left[\frac{\text{rev}}{\text{min}}\right]$ ya que la empresa tiene un stock de cadenas 08B y catalinas 08B con un $z = 26$ se utilizará dichos materiales para la ejecución del proyecto.

Entonces bajo estas condiciones se calculará la longitud de la cadena y la distancia entre centros

$$l_c = 2[dc] + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi (dc)}$$

$$l_c = 2[656.23\text{mm}] + \frac{26 + 26}{2} + \frac{(26 - 26)^2}{4\pi (656.23\text{mm})}$$

$$l_c = 1325.46 \text{ [mm]}$$

$$d_c = \frac{1}{4} \left[l_c - \frac{N_2 + N_1}{2} \right] \pm \sqrt{\left[l_c - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}}$$

$$d_c = \frac{1}{4} [1299.44] \pm \sqrt{1688596.29}$$

$$d_c = \frac{1}{4} [2598.92]$$

$$d_c = 649.73 \text{ [mm]}$$

La distancia entre centros y la longitud de la cadena están perfectamente diseñadas ya que entran el rango de las dimensiones (ancho) de la mesa, sugeridas por las necesidades de espacio que se tienen en el área de laminación de productos pequeños de la empresa.

3.6. Acumuladores

El objetivo de los acumuladores en este proyecto es acumular la pletina para dar tiempo a la evacuación de paquetes de 100 unidades que son zunchados en el



camino de rodillos para ser evacuados hacia las bodegas de almacenamiento
 Figura 3.45.

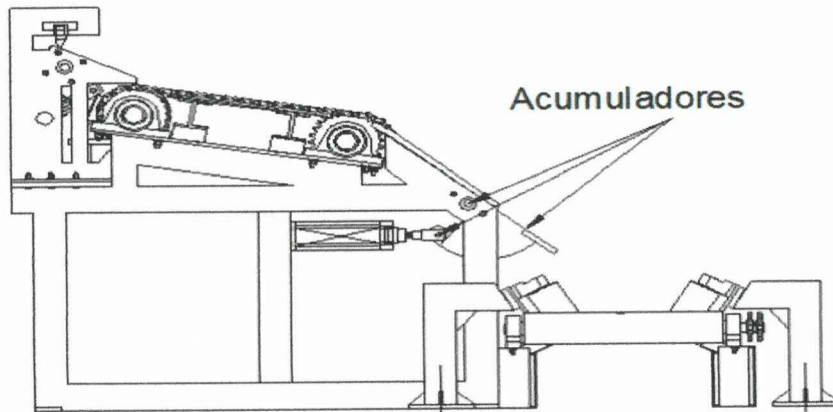


Figura 3.46: Elementos que constituyen el Acumulador.

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

3.6.1. Cálculos del Eje (empleado en el Acumulador) para Cargas Estáticas

Realizamos un diagrama de cuerpo libre Figura 3. 46

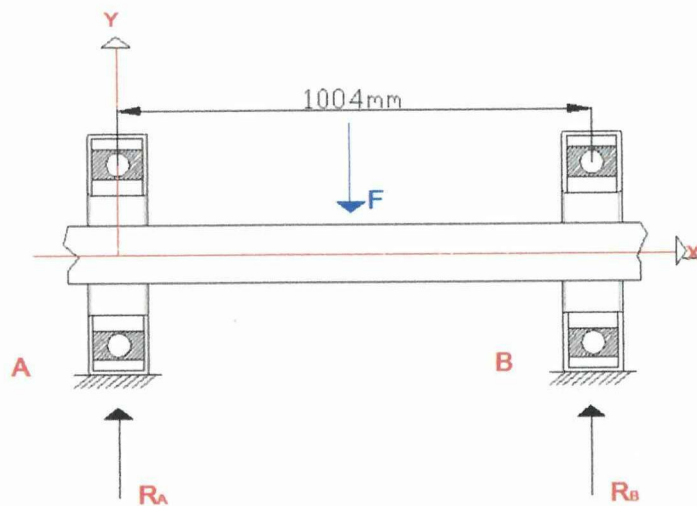


Figura 3. 47: Diagrama del cuerpo libre eje Acumulador

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Las cargas son simétricas: $F_A + F_B = F = 4.49 \text{ [Kg]}$

$$F_A = F_B$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - F = 0$$

$$R_A + R_B = F$$

$$R_A + R_B = 4.49 \text{ [Kg]}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$1010 \cdot R_B - 505 \cdot F = 0$$

$$R_B = 2.25 \text{ [Kg]}$$

Se calculo la Fuerza cortante, Momento Flector y Deformación en un punto
 Figura 3. 47.

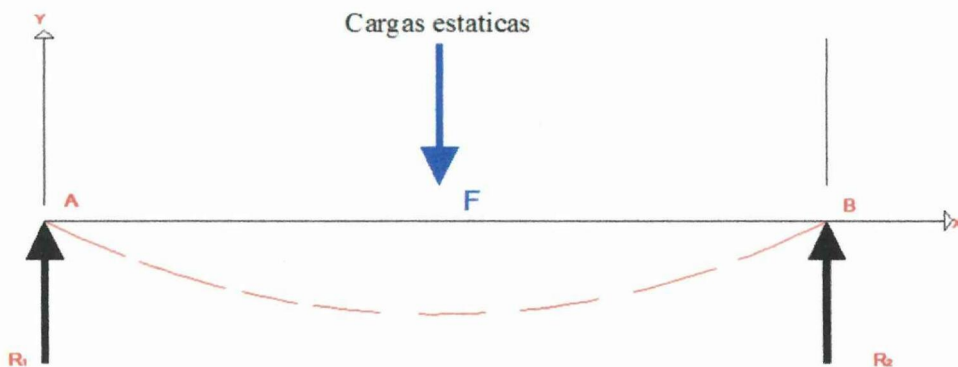


Figura 3. 48: Cargas y reacciones que actúan sobre el eje

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Calculamos la fuerza cortante, momento flector y la deformación máxima como se muestra en la figura 3.48.

$$V_{AB} = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = 2.25 \text{ [Kg]}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{2} x \quad M_{AB} = 2259 \text{ [Kg-mm]}$$

Con esto podemos graficar diagramas de fuerza cortante y momento flector
 Figura 3.48

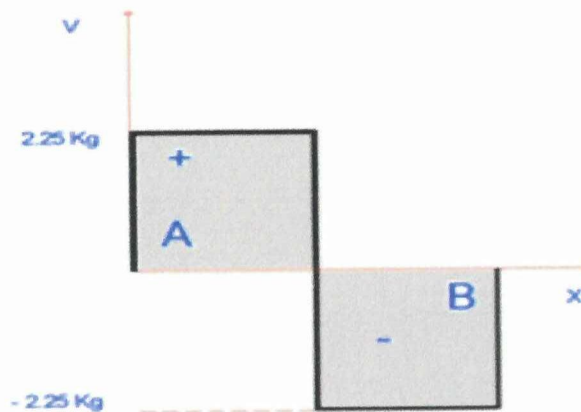


Figura 3.49: Fuerza cortante

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012). Figura 3.49.

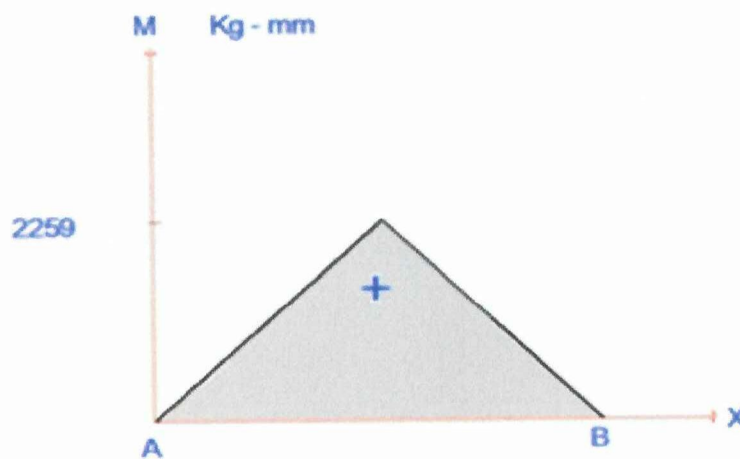


Figura 3.50: Momento Flector

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

En el diagrama tenemos el momento máximo en el punto medio de la sección AB que es:

$$M \text{ máx.} = 2259 \text{ [Kg-mm]}$$

$$M \text{ máx.} = 196.08 \text{ [lb-in]}$$

Calcularemos el diámetro del eje para el estado de cargas estáticas

$$d = \left(\frac{32M * FS}{\pi S_y} \right)^{1/3}$$

El material con que está construido el eje es acero AISI 1018 que tiene las siguientes características:

$$S_{ut} = 86.74 \text{ [kpsi]}$$

$$S_y = 32 \text{ [kpsi]}$$

Para un factor de seguridad $FS = 2$ el diámetro del eje será:

$$d = \left(\frac{32 * 196.08 * 2}{\pi * 32000} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.499[\text{pulg}] \Rightarrow 12.69 \text{ [mm]}$$

El diámetro resultante para cargas estáticas es 0.499[pulg]

3.6.2. Cálculos del Eje (empleado en el Acumulador) para Cargas Dinámicas

Para determinar el diámetro del eje para un estado de cargas dinámicas aplicamos la ecuación.

$$d = \left(\frac{32M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

Se considerara factores modificadores de la resistencia a la fatiga para calcular S_e .

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * k_e * S'_e$$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \Rightarrow 0.5 * 86.74$$

$$S'_e = 43.37 \text{ [kpsi]}$$

Factor de superficie $k_a = a * S_{ut}^b$

$$a = 2.70 \text{ [kpsi]} \quad b = -0.265$$

De donde el factor **a** y el factor **b** se obtienen de la tabla 1 del Anexo A de parámetros para el factor de superficie de Marin descritas en el apartado anterior.

$$k_a = 2.70 * (86.74)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.82$$

- Factor de superficie $k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.0107}$ $k_b = 0.879$
- Factor de confiabilidad $k_c = 1 - 0.08Z_a$ con la desviación estandar del 8% de donde $Z_a = 3.719$

$$k_c = 1 - 0.08 * (3.719)$$

$$k_c = 0.702$$

- Factor de temperatura $k_d = 1$ si $T \leq 450$ °C
- Factor de concentración de tensiones $k_f = 0.8$
- El factor de efectos diversos $k_e = 1$ esta dada por la curva de sensibilidad a la muesca mostrada en la Figura 18 del capítulo I.

Por tanto la resistencia a la fatiga es

$$S_e = 0.82 * 0.879 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 17.556 \text{ [Kpsi]} \Rightarrow 17556 \text{ [psi]}$$

El momento alternante M_a se calcula con la ecuación

$$M_a = \left| \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \right|$$

$$M_a = 2259 \text{ [Kg/mm}^2\text{]} \Rightarrow 196.08 \text{ [psi]}$$

Entonces se determino el diámetro del eje para cargas dinámicas que es:

$$d = \left(\frac{32M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32 * 196.08 * 2}{\pi * 17556} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.61 \text{ [pulg]} \Rightarrow 15.50 \text{ [mm]}$$

Recalculando el factor de tamaño para el diámetro del eje calculado se tiene:

$$k_b = \left(\frac{0.61}{0.3}\right)^{-0.0107} \Rightarrow k_b = 0.99$$

Entonces recalculamos la resistencia a la fatiga que será:

$$S_e = 0.82 * 0.99 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 19.77 \text{ [Kpsi]}$$

Entonces el nuevo diámetro del eje es:

$$d = \left(\frac{32 * 196.08 * 2}{\pi * 19772}\right)^{1/3}$$

$$d = 0.58 \text{ [pulg]} \Rightarrow 14.59 \text{ [mm]}$$

3.6.3. Selección de Chumaceras para (eje empleado en el Acumulador.)

La carga radial que va a actuar sobre el rodamiento será:

$$P_d = 4.49 \text{ [Kg]} \Rightarrow 4.49 * 9.8 = 44 \text{ [N]}$$

Para este caso al igual que en el caso anterior los ejes provistos por la empresa son de diámetro 1 [pulg] y también empleando la tabla 4 del anexo A y la ecuación 1.103 se tendrá :

$$L_{10h} = \frac{\text{Límite Inferior} + \text{Límite Superior}}{2}$$

$$L_{10h} = \frac{40000 + 50000}{2}$$

$$L_{10h} = 45000 \text{ [h]}$$

Remplazando los valores correspondientes en la ecuación 1.104 se tendrá que la capacidad de carga dinámica es:

$$C = Pd \left(\frac{L_{10h*60*n}}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$C = 44 \left(\frac{45000 * 60 * 71.61}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 254 \text{ [N]}$$

Al igual que en el apartado anterior empleamos chumaceras SKF ya que existen en stock en la bodega de la empresa las características de esta chumacera se detalla en la tabla 2 del Anexo B.

3.6.4. Selección de los elementos Neumáticos para la construcción de los acumuladores de producto terminado.

Como este proyecto debe construirse con elementos recuperados de máquinas que salieron de la línea de producción de la empresa, se recuperaron 2 pistones de marca festo que poseían un recorrido de 320 [mm] y funcionaban con una presión de 4 Bares, presión que se maneja en las líneas del circuito cerrado de la planta.

3.6.5. Cálculos para la selección de los pistones para (Acumulador)

En este apartado se calculó la fuerza que debe tener el cilindro para lograr el levantamiento de los acumuladores que forman parte de nuestro Prototipo Figura 3.50.

$$F = P_{\text{aire}} * A_{\text{Piston}}$$

$$F = P_{\text{aire}}(\text{Bar}) * 100000 * \frac{A_{\text{Piston}}(\text{mm}^2)}{100000} \Rightarrow \frac{P_{\text{aire}} * A_{\text{Piston}}}{10}$$

$$\text{Fuerza neta} = 2976 \text{ [N]}$$

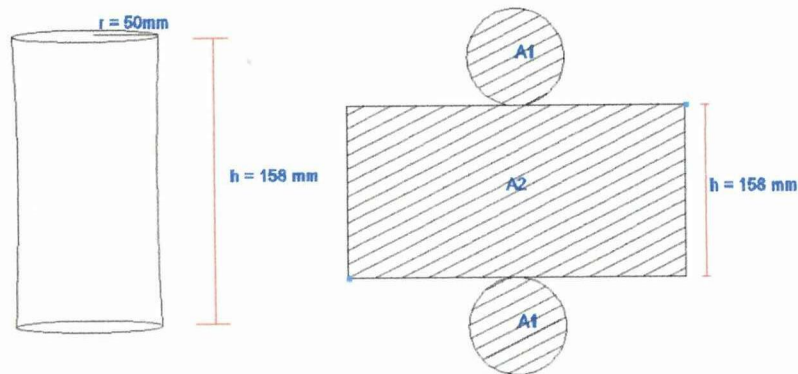


Figura 3.51: Cilindro del pistón empleado para el Acumulador

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

$$F = \frac{P_{aire} \cdot A}{10}$$

$$A_T = 2A_1 + A_2$$

$$A_1 = \pi r^2$$

$$A_1 = \pi * (50\text{mm})^2 \Rightarrow 2500\pi \text{ mm}^2$$

$$A_2 = b * h = (2\pi * r) * h \Rightarrow 2\pi (50 \text{ mm}) * (158\text{mm})$$

$$A_2 = 15800 \pi \text{ mm}^2$$

$$A_T = 2A_1 + A_2$$

$$A_T = 2(2500 \pi \text{ mm}^2) + 15800 \pi \text{ mm}^2$$

$$A_T = 20800 \pi \text{ mm}^2$$

$$A_T = 65345.12 \text{ mm}^2$$

$$F = \frac{3 (\text{bar}) * 65345.12 \text{ mm}^2}{10}$$

$$F = 196.04 [\text{kgf}] \Rightarrow 1922 [\text{N}]$$

Como se determino la fuerza de cada pistón es de 1922 [N], las características del pistón se muestran en la tabla 8 del Anexo A, y como la fuerza neta a vencer es de 2976[N], es necesario 2 pistones para el accionamiento de estos acumuladores.

3.7. Transmisión de camino de rodillos de salida Figura 3.51.

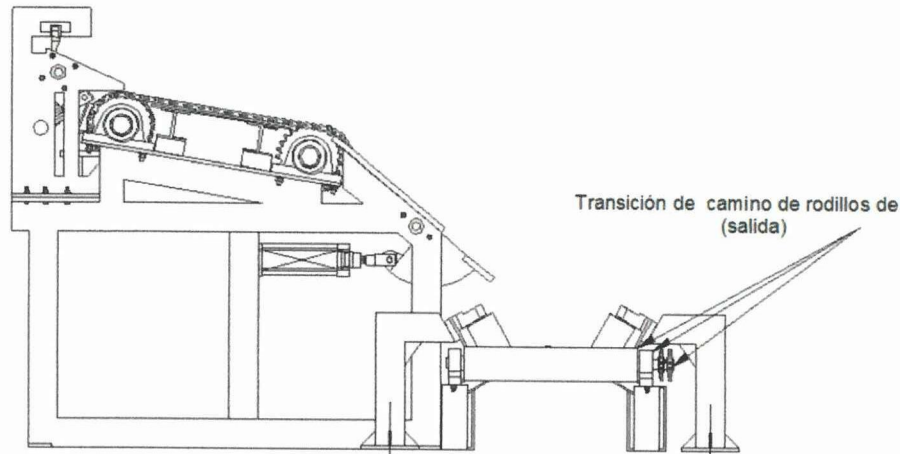


Figura 3.52: Elementos de la transmisión de potencia del camino de rodillos.

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

3.7.1. Dimensionamiento del Motor, Acoples a emplearse en el camino de rodillos de salida.

En este punto realizamos cálculos para determinar la potencia mínima de los motores que formaran parte de la máquina.

3.7.2. Motor para el camino de Rodillos

En este punto se determinó la potencia que deberá tener el motor para el accionamiento del camino de rodillos parte esencial del prototipo, este motor deberá evacuar paquetes de 100 unidades que tiene un peso de 500 [Kg] de Producto Terminado (pletina), como son 7 rodillos idénticos se calculara para uno y se generalizara para el resto Figura 3.52.

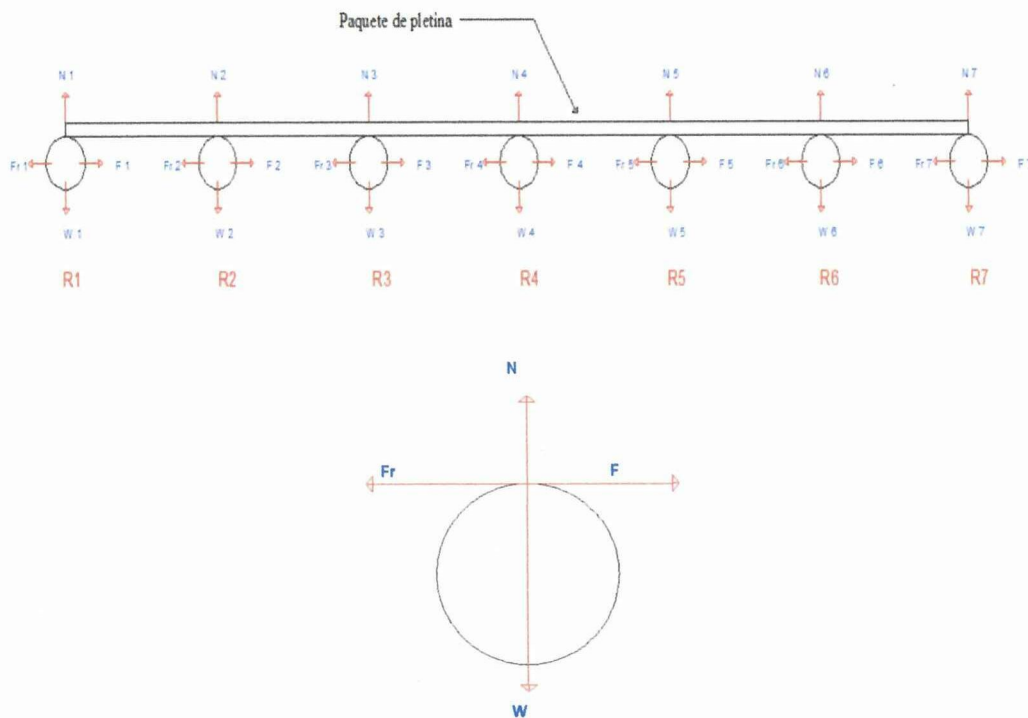


Figura 3.53: Diagrama del cuerpo libre del camino de rodillos

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

En el presente caso la masa neta es $M_{\text{Neta}} = 500[\text{Kg}]$ y la velocidad a la que deberán girar los rodillos será $V = 200[\text{rpm}] \Rightarrow 200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * 0.06\text{m} * \frac{2\pi}{60}$

A una velocidad lineal de $V = 1.25 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \Rightarrow 1.25 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 60[\text{s}] = 75.39 [\text{m}]$

Entonces tendemos

$$W = N$$

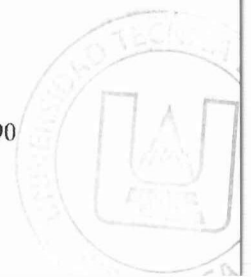
$\mu = 0.15$ para el caso de acero con acero.

$$F = Fr = \mu_c * N = 0.15(W) = 0.15 (500) = 75 [\text{Kg}] = 735[\text{N}]$$

$$\tau = F * d \Rightarrow 735[\text{N}] * 0.06[\text{m}] = 44.1 [\text{Nm}]$$

Donde el torque que debe entregar nuestro motor es de 44.1 [N]. Entonces

$$H = \tau * n \Rightarrow 44.1 [\text{Nm}] * 200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{1\text{rev}} * \frac{1\text{min}}{60 [\text{s}]} = 923.62 [\text{Watt}]$$



$$H = 923.62 \text{ [Watt]} \Rightarrow 1.25 \text{ [HP]}$$

$$44.1 \text{ [Nm]} \Rightarrow 399.33 \text{ [lb - in]}$$

Por disponibilidad de la planta emplearemos un moto-reductor BONFIGLIOLI de 3 HP y 200 rpm cuyas características se indican en la tabla 1 del Anexo D.

Moto-reductor de 3HP para el camino de rodillos diagrama de fuerza y control Figura 3.54..

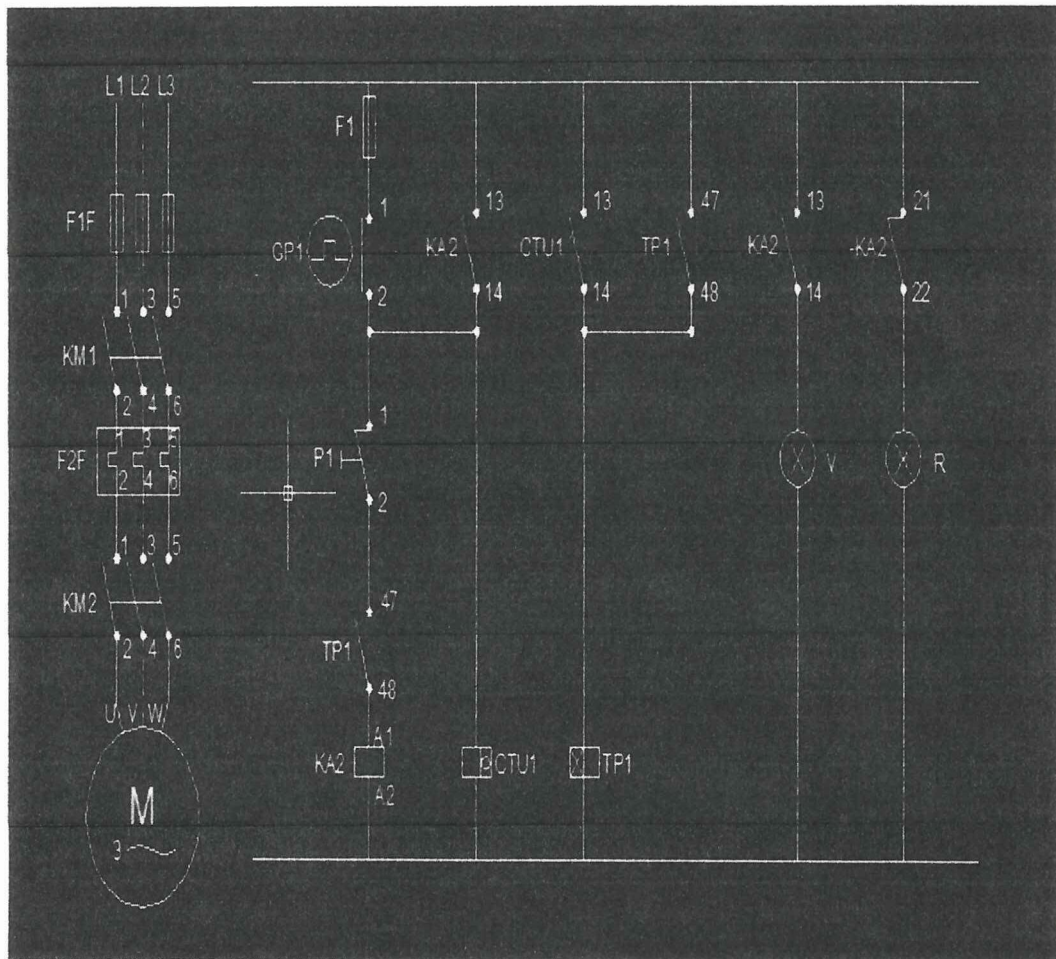


Figura 3.54: Diagrama Unifilar

Fuente: Elaboración Propia

Diagrama electrico se detalla en el anexo K.

3.7.3. Cálculo de la chaveta que transmitirá la potencia del reductor hacia el eje motriz

La chaveta es un elemento mecánico que se utiliza para unir o fijar piezas como en el caso de engranes o poleas, a sus respectivos ejes, con la finalidad de transmitir el momento de torsión.

La chaveta que diseñaremos deberá transmitir la potencia generada por el motor-reductor desde el acople así el eje motriz.

Para este caso la chaveta es diseñada de acuerdo a las dimensiones del diámetro del eje motriz que es de 1 [in] que se calcula anteriormente.

Con los datos de diseño podremos calcular la longitud de la chaveta por dos modos de falla.

Se toma desde un prontuario de metales una chaveta de sección rectangular para el diámetro de eje establecido 1 [in] con las siguientes dimensiones Figura 3. 53:

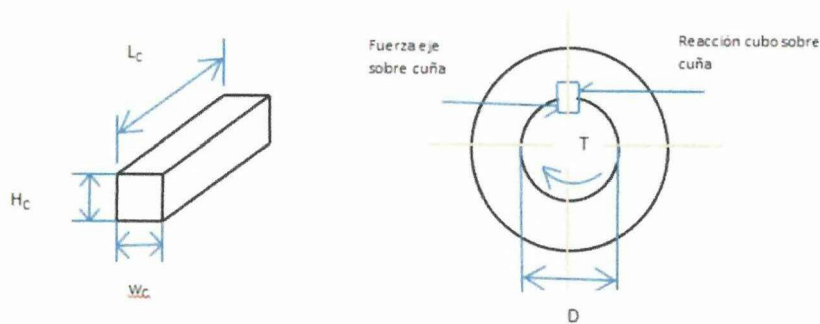


Figura 3. 55: Esquema de la chaveta

Fuente: SHIGLEY J., Ibidem, Pág. 380

$$W_c = 8[\text{mm}] \Rightarrow 0.315[\text{Pulg}]$$

$$H_c = 7[\text{mm}] \Rightarrow 0.276 [\text{Pulg}]$$

Para la construcción de la chaveta empleamos un acero $S_t 60$ el diseño se basa en una resistencia de fluencia $S_y = 48500 \text{ lb/pulg}^2$.

El momento torsor T se lo obtiene de la ecuación 1.41, utilizando la potencia del motor seleccionado (H = 3 HP)

$$T = \frac{63000 * H}{n}$$

$$T = \frac{63000 * 3}{200}$$

$$T = 945 \text{ [lb/pulg]}$$

Parte 1.- Usando el modo de falla por corte máximo y empleando la ecuación 1.46 y la longitud de la chaveta es:

$$L_c = \frac{2 * 945 * 3}{0.5 * 48500 * 1 * 0.315}$$

$$L_c = 0.74 \text{ [pulg]} \Rightarrow 18.8 \text{ [mm]}$$

Parte 2.- usando el modo de falla por compresión a través de la ecuación 1.49 se determinará la longitud de la chaveta que es:

$$L_c = \frac{4 * 945 * 3}{1 * 0.276 * 48500}$$

$$L_c = 0.84 \text{ [pulg]} \Rightarrow 21.5 \text{ [mm]}$$

Los valores resultantes para la longitud de la chaveta se asemeja a la longitud del cubo del acople se considera la longitud del cubo del acople como criterio de diseño para estimar el largo de la chaveta es así que la longitud de la chaveta deberá ser: $L_c = 25 \text{ [mm]}$

3.7.4. Dimensionamiento del acople

En este punto determinamos el par nominal que deberá transmitir el acople utilizando la ecuación 1.50 citada en el Capítulo I

$$C = \frac{7160 * H}{n}$$

$$C = \frac{7160 * 3}{200}$$

$$C = 107 \text{ [Nm]}$$

Los factores de corrección que empleamos se muestran en las tablas 4, 5, 6 del Anexo B y serán:

$$k_1 = 1; \text{ máquina motriz y receptora}$$

$$k_2 = 1.2; \text{ frecuencia de arranque}$$

$$k_3 = 24 \text{ horas del día}$$

Con estos datos se determinará el factor de corrección o de servicio pues k es el producto entre los factores de corrección citados anteriormente.

$$k = k_1 * k_2 * k_3$$

$$k = 1 * 1.2 * 24$$

$$k = 28.8$$

Con el valor obtenido de k y empleando la ecuación 1.51 calcularemos el par nominal efectivo del acople.

$$C_e = k * C$$

$$C_e = 28.8 * 107$$

$$C_e = 3081.6 \text{ [Nm]} \Rightarrow 27279 \text{ [lb/pulg]}$$

Con el valor obtenido para el par nominal efectivo y el diámetro de los ejes, del catalogo de del libro de Shigley seleccionamos el acople tipo L-150 que tiene la capacidad de transmitir un par nominal efectivo de hasta 32000[lb/pulg] según se muestra en la tabla 7 del Anexo B y puede alojar ejes de hasta 35[mm] diámetro.

3.7.5. Cálculo de rodillos empleados para evacuar producto terminado (PT)

3.7.5.1. Eje de Transmisión para Rodillo

Para el dimensionamiento, se determinan los puntos críticos o puntos que estarán sometidos a los esfuerzos máximos y en función a éstos realizar el correspondiente diseño estático y a fatiga del eje Figura 3.54.

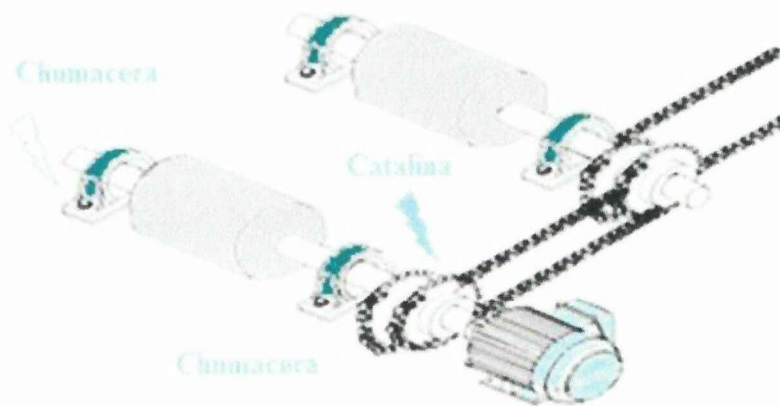


Figura 3.56: Elementos mecánicos del rodillo

Fuente: Elaboración Propia (AutoCAD 2012).

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

Para seleccionar las catalinas y cadena se considero que:

- La velocidad angular de salida del moto-reductor es de 200 [rpm].
- La potencia de salida del moto-reductor es de 3 [hp].
- Distancia entre centros aproximada 20 [pulg].

Para determinar el número de dientes de la catalina conducida, se asumió que el número de dientes de la catalina conductora es 15 dientes, y se utiliza la siguiente expresión:

La velocidad angular de salida del moto-reductor es de 200 [rpm].

- La potencia de salida del moto-reductor es de 3 [hp].
- Distancia entre centros aproximada 20 [pulg].

Para determinar el número de dientes de la catalina conducida, se asumió que el número de dientes de la catalina conductora es 16 dientes, y se utiliza la siguiente expresión:

$$N_2 = \frac{n_1}{n_2} \times N_1$$

Donde:

n1: Velocidad de la catalina conductora, 200 [rpm].

N1: Número de dientes de la catalina conductora, 16 [dientes].

n2: Velocidad de la catalina conducida, 200 [rpm] ya que la transmisión será por catalinas dobles según se indica en la fig. 3.45

N2: Número de dientes de la catalina conducida.

$$N_2 = \frac{200}{200} \times 16$$

$$N_2 = 16 \text{ [dientes]}$$

El cálculo de la potencia de selección de la cadena se determino por:

$$P_{set} = f_1 * f_2 * P$$

Donde:

f1: Factor de aplicación de carga 1

f2: Factor de diente 1.27

P: Potencia a transmitir 0.74 [kw]

$$P_{set} = 1 * 1.27 * 0.74$$

$$P_{set} = 2.24 \text{ [kw]}$$

Por la tanto la cadena a emplearse es una cadena de rodillos N°60 y paso $\frac{3}{4}$ [pulg] y la longitud de la cadena deberá ser:

$$l_c = \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{2P}{C} + \frac{P \left(\frac{N_2 - N_1}{\pi}\right)^2}{C}$$

Donde:

Lc: Longitud de la cadena [pulg]

N1: Número de dientes de la catalina conductora 16 [dientes]

N2: Número de dientes de la catalina conducida 16 [dientes]

P: Paso de la cadena $\frac{3}{4}$ [pulg]

C: Distancia entre centros 20 [pulg]

$$l_c = \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{2P}{C} + \frac{P \left(\frac{N_2 - N_1}{\pi}\right)^2}{C}$$

$$l_c = \frac{16+16}{2} + \frac{2\left(\frac{3}{4}\right)}{20} + \frac{3/4 \left(\frac{16-16}{\pi}\right)^2}{20}$$

$$Lc = 17 \text{ [pulg]}$$

3.7.6. Fuerzas producidas por la catalina.

Es importante realizar el cálculo de las fuerzas de transmisión de movimiento por la catalina, puesto que, este es el un punto de partida para dimensionar el eje de los rodillos para la evacuación del producto terminado (Pletina).

En la figura 3.45 se muestra el esquema de transmisión por cadena que se utilizo para mover los rodillos.

Con la potencia entregada por el motor de 3 [hp], se procedio a calcular el torque que se transmite a las catalinas:

$$T_B = \frac{P}{W}$$

$$T_B = \frac{745.7 * 60}{200 * 2 * \pi}$$

$$T_B = 106.9 [N.m]$$

Conocido el par torsional en la catalina B doble y los diámetros de paso de cada una de ellas (indicadas en la tabla 1 del Anexo J) se tiene que:

$$F_c = \frac{T_B}{\text{Radio de paso}_{\text{Catalina B}}}$$

$$F_c = \frac{106.9}{\frac{0.9162}{2}} [N]$$

$$F_c = 234.94 [N]$$

$$T_A = F_c \times \text{Radio de paso}_{\text{Catalina A}} [N]$$

Donde *Radio de paso Catalina A* es la misma de la catalina B.

$$T_A = (234.94 \times 0.0458) [N]$$

$$T_A = 10.76 [N]$$

Acorde con la figura 3.46 se tiene que la fuerza F_{A1} puede ser descompuesta en:

$$F_A = (-234.94 \times \cos 0^\circ j - 234.94 \times \sin 0^\circ k) [N]$$

$$F_A = 234.94 [N]$$

3.7.7. Fuerzas en el Eje

Para el cálculo de las fuerzas en los rodillos se debe tomar en cuenta todas las fuerzas y torques que actúan sobre los ejes.

En la figura 3.46 se muestran las fuerzas y momentos de torsión que actúan sobre el eje debido a la catalina (punto A) y los puntos de apoyo (Chumaceras) y se tiene que Figura 3.55:

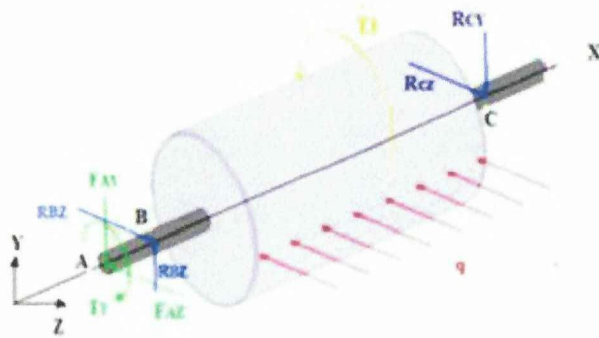
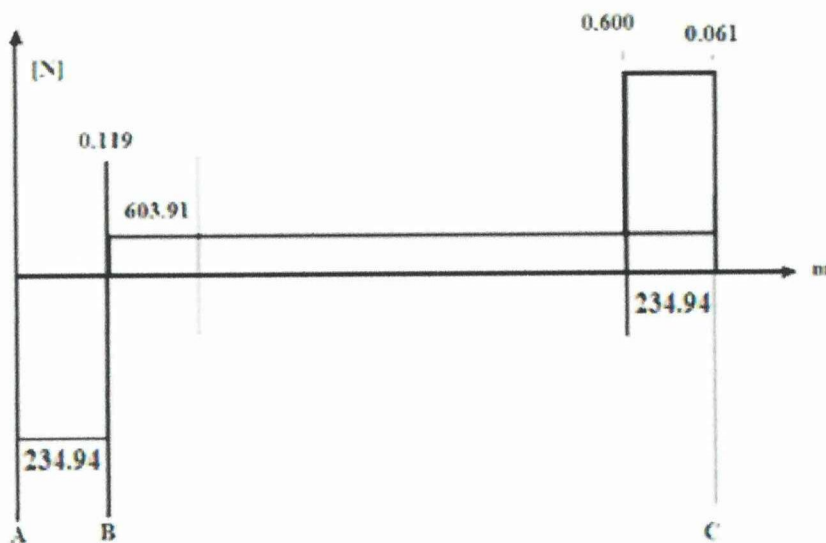


Figura 3.57: Fuerzas y momentos de torsión que actúan sobre el eje

Fuente: Propia (SolidWorks y AutoCAD)

Conocidas las fuerzas y torques que actúan en el eje 1, se realizó los diagramas de fuerza cortante y momento flector Figura 3.56



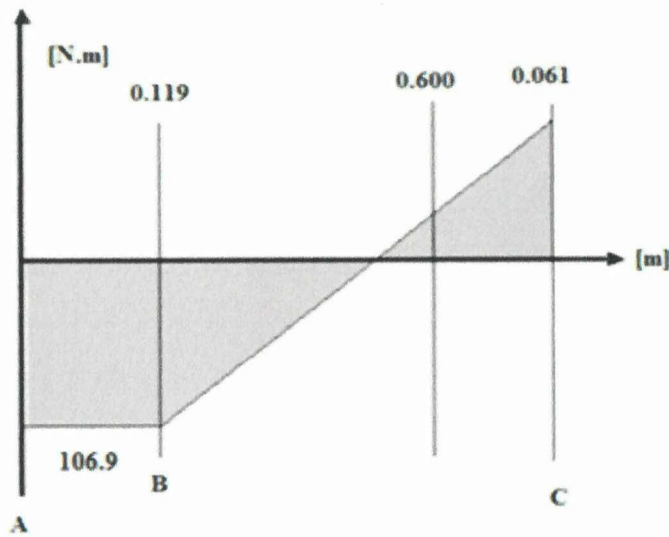


Figura 3.58: Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano x-y

Fuente: Elaboración Propia

De los diagramas anteriores, se dice que el punto crítico se encuentra cuando:

Cuando $x = 0.119$ m.

Por lo tanto, se tiene que:

$$M_{\text{máx.}} = 106.9 \text{ [N.m]} \Rightarrow 78.17 \text{ [lb-in]}$$

3.7.8. Diseño Estático del Eje de Transmisión

Los esfuerzos a los que está sometido el eje son de flexión y de torsión, presentes en una forma combinada.

Mediante un remplazo de términos en la ecuación de esfuerzo por flexión se obtuvo una expresión general en términos del momento flector y del diámetro del eje.

$$d = \left(\frac{32M * FS}{\pi S_y} \right)^{1/3}$$

El material con que esta construido el eje es acero AISI 1018 que tiene las siguientes características:

$$S_{ut} = 86.74 \text{ [kpsi]} \Rightarrow S_y = 32 \text{ [kpsi]}$$



Para un factor de seguridad $FS = 4$ el diámetro del eje deberá ser:

$$d = \left(\frac{32 * 78.17 * 4}{\pi * 32000} \right)^{1/3}$$
$$d = 0.47[\text{pulg}] \Rightarrow 11.86 [\text{mm}]$$

3.7.8.1. Diseño Estático del Eje de Transmisión

Para determinar el diámetro del eje para un estado de cargas dinámicas aplicamos la ecuación

$$d = \left(\frac{32M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

Se necesio considerar factores modificadores de la resistencia a la fatiga para calcular S_e

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * k_e * S'_e$$
$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \Rightarrow 0.5 * 86.74$$
$$S'_e = 43.37 [\text{kpsi}]$$

Factor de superficie $k_a = a * S_{ut}^b$

$$a = 2.70 [\text{kpsi}] \quad b = -0.265$$

De donde el factor **a** y el factor **b** se obtuvo de la tabla 1 del Anexo A de parámetros para el factor de superficie de Marín descritas en el apartado anterior.

$$k_a = 2.70 * (86.74)^{-0.265}$$
$$k_a = 0.82$$

- Factor de superficie $k_b = \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.0107}$

$$k_b = 0.98$$

- Factor de confiabilidad $k_c = 1 - 0.08Z_a$ con la desviación estandar del 8% de donde $Z_a = 3.719$

$$k_c = 1 - 0.08 * (3.719)$$

$$k_c = 0.702$$

- Factor de temperatura $k_d = 1$ si $T \leq 450$ °C
- Factor de concentración de tensiones $k_f = 0.8$
- El factor de efectos diversos $k_e = 1$ esta dada por la curva de sensibilidad a la muesca. Por tanto la resistencia a la fatiga es

$$S_e = 0.82 * 0.98 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 19.572 \text{ [Kpsi]} \Rightarrow 19572 \text{ [psi]}$$

El momento alternante M_a

$$M_a = \left| \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \right|$$

$$M_a = 8009 \text{ [Kg/mm}^2\text{]} \Rightarrow 695.22 \text{ [psi]}$$

Entonces se determino el diámetro del eje para cargas dinámicas que es:

$$d = \left(\frac{32M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32 * 78.17 * 4}{\pi * 19572} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.54 \text{ [pulg]} \Rightarrow 13.95 \text{ [mm]}$$

3.8. Sistema de Control

El sistema de control que empleamos en la automatización de nuestro proyecto es el software IbaLogic-V4 proporcionada por la Empresa, ya que este programa es empleado para la automatización de todos sus procesos.

Iba AG es especialista en el campo de la adquisición de valores medidos en las plantas de industria pesada desde hace muchos años. Se a enfocado en plantas de producción y procesamiento de aceros y de metales no ferrosos.

3.8.1. PAC arquitectura

IbaLogic-V4 se ha programado de acuerdo a la arquitectura de controlador de automatización programable (PAC). Una característica de la arquitectura PAC-es la combinación de PC típicas, características y estándares de TI con las funciones de automatización de la tecnología PLC.

Con el fin de cumplir con este requisito, iba AG ha desarrollado un gestor de señal libremente programable, el estándar IEC 1131-3, que describe los flujos de trabajo técnico con la ayuda de elementos gráficos y técnicas de programación que simplifican la descripción de los procesos de señales considerablemente complejas Figura 3.57.

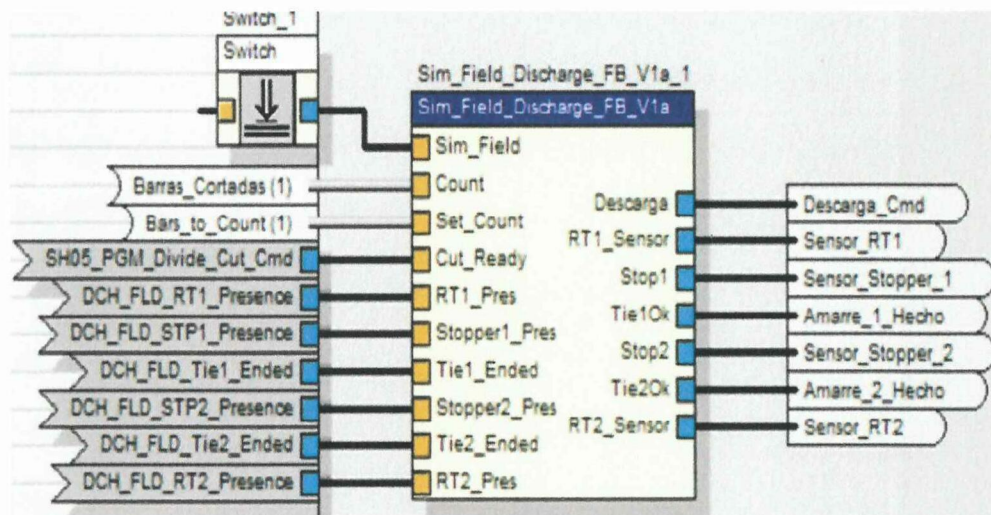


Figura 3.59: Microcontrolador (Sim_Field_Discharge_FB_V1a)

Fuente: (IbaLogic-V4)

Usamos micro controladores por la complejidad del proceso, nuestro micro controlador (Sim_Field_Discharge_FB_V1a) tendrá 10 entradas y 7 salidas, este

micro controlador, programación maneja 4 variables (Timer1, Time Gen, Time2, Conteo) Figura 3.58.

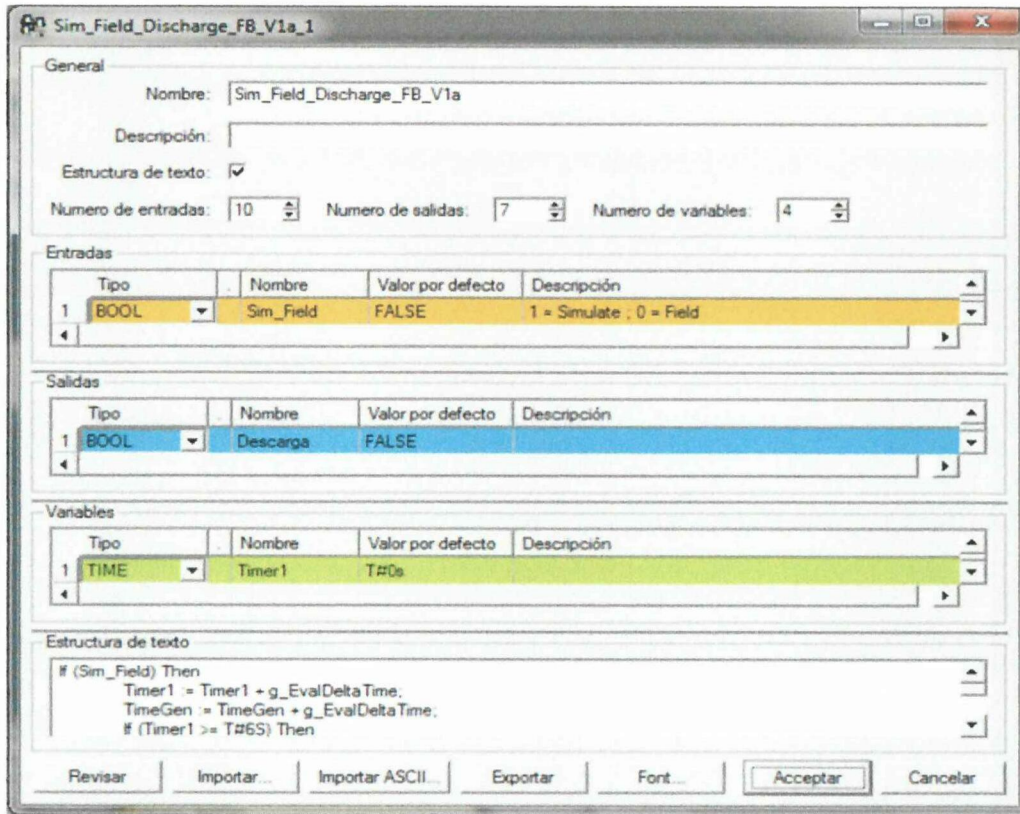


Figura 3.60: Ventana de programación del Microcontrolador

Fuente: (IbaLogic-V4)

El texto de la estructura de programación es:

```

If (Sim_Field) Then
Timer1:= Timer1 + g_EvalDeltaTime;
TimeGen:= TimeGen + g_EvalDeltaTime;
If (Timer1 >= T#6S) Then
Discharge:= TRUE;
Timer1:= T#0S;
Else
Discharge:= FALSE;

```

```

End_If;
If (TimeGen >= T#2S AND TimeGen < T#5S) Then
RT1_Sensor:= TRUE;
End_If;
If (Count >= Set_Count - 1.0) Then
Count: = TRUE;
End_If;
If (Count) Then
Time2:= Time2 + g_EvalDeltaTime;
If (Time2 >= T#20S AND Time2 < T#30S) Then
Stop1:= TRUE;
End_If;
If (Time2 >= T#30S AND Time2 < T#35S) Then
Tie1Ok:= TRUE;
Stop1:= FALSE;
TimeGen: = T#0S;
End_If;
If (Time2 >= T#35S AND Time2 < T#55S) Then
Tie1Ok:= FALSE;
Stop2:= TRUE;
End_If;
If (Time2 >= T#55S AND Time2 < T#60S) Then
Tie2Ok:= TRUE;
Stop2:= FALSE;
End_If;
If (Time2 >= T#60S AND Time2 < T#65S) Then
Tie2Ok:= FALSE;
RT2_Sensor:= TRUE;
End_If;
If (Time2 >= T#65S AND Time2 < T#70S) Then
RT1_Sensor:= FALSE;
End_If;

```

```

If (Time2 >= T#70S AND Time2 < T#75S) Then
RT2_Sensor:= FALSE;
Time2:= T#0S;
TimeGen: = T#0S;
Count: = FALSE;
End_If;
Else
Time2:= T#0S;
End_If;
Else
Timer1:= T#0S;
Time2:= T#0S;
TimeGen: = T#0S;
Descarga: = Cut_Ready;
RT1_Sensor:= RT1_Pres;
Stop1:= Stopper1_Pres;
Tie1Ok:= Tie1_Ended;
Stop2:= Stopper2_Pres;
Tie2Ok:= Tie2_Ended;
RT2_Sensor:= RT2_Pres;
End_If;

```

El IEC 1131-3 forma la base de ibaLogic. Este lenguaje ha sido concebido especialmente para los controladores lógicos programables (PLC).

Si en el proceso, las tareas del sistema operativo y el tiempo de ejecución están a cargo de un PC, entonces se habla de un PC con ayuda PAC, que permite demarcación del sistema de tiempo de ejecución de la PC en un sistema autónomo inteligencia secundaria, ibaPADU-S-IT, lo cual permite variar con gran facilidad las velocidades de los pistones y transferidor de mesa Figura 3.59.

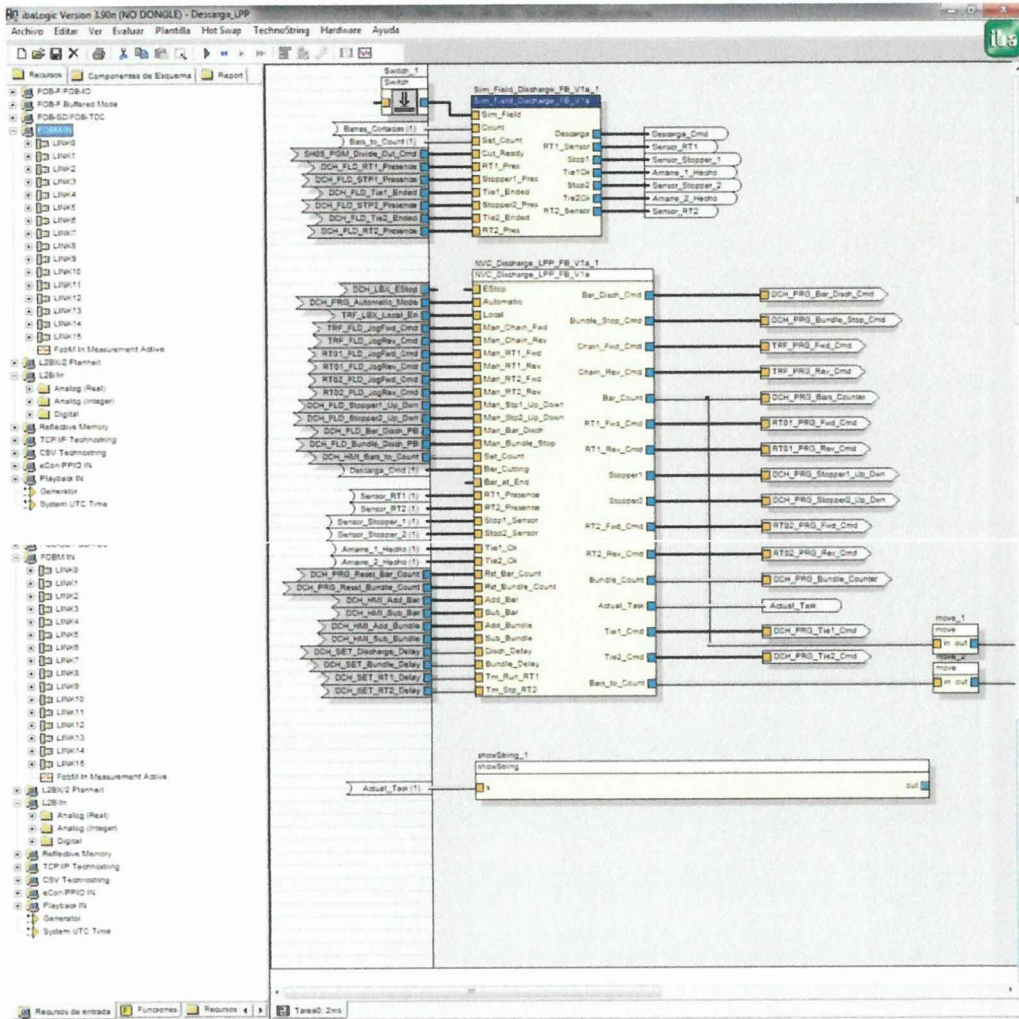


Figura 3.61: Programación de la automatización (total)

Fuente: Propia (IbaLogic-V4)

3.9. Construcción, Montaje y Pruebas de Campo

3.9.1. Construcción de la Máquina

La construcción y montaje de la máquina se realizó en un taller mecánico en donde se dispone de máquinas y herramientas necesarias para construir las diferentes piezas.

Las piezas que conforman la máquina se construyeron de acuerdo a los planos de taller.

Es importante considerar la disponibilidad en el mercado de los diferentes materiales y elementos seleccionados que conforman el prototipo.

En la estructura base de la máquina, se utilizan tubo rectangular sobre la cual se ensamblan los demás componentes mediante juntas soldadas o empernadas.

Los ejes, rodillos, placas de soporte, rigidizadores y demás componentes se construyen con la ayuda de máquinas herramientas. Es importante destacar que todas las partes son de Acero ASTM A-36 y Acero AISI 1018 en lo que respecta a ejes de transmisión.

Los procesos de construcción se selecciono de tal manera que la construcción no requiera de equipos especiales o mano de obra especializada evitando así un incremento en el costo total del prototipo. La construcción implica procesos de corte, maquinado y soldadura.

Para el sistema motriz del transferidor se utilizo un motoreductor de 1 HP y 3HP para la evacuación del producto terminado los cuales reduce las rpm de salida mejorando así el proceso de transferencia y evacuación del P.T.

En el Anexo D se muestran fotografías de la construcción y montaje del prototipo.

3.9.2. Requerimientos para la Construcción

Para realizar la construcción de cada uno de las partes constitutivas del prototipo se requirio de máquinas, equipos, herramientas, materiales, instrumentos, etc. los mismos que se detallan a continuación:

3.9.3. Máquinas y Equipos

- Torno
- Fresadora

- Esmeril
- Soldadora
- Taladro
- Equipo de pintura
- Amoladora
- Cortadora de tubos

3.9.3.1. Herramientas

- Brocas
- Útiles para torneear
- Escuadras
- Limas
- Martillo
- Juego de llaves
- Rayador
- Sierra
- Machuelos

3.9.3.2. Instrumentos de Medición y Verificación

- Calibrador digital pie de rey
- Flexómetro
- Escuadra

3.9.3.3. Resumen de Materia Prima

- Plancha de acero al carbono ASTM-A36, espesor de 20mm.
- Plancha de acero al carbono ASTM-A36, espesor de 12mm.
- Plancha de acero al carbono ASTM-A36, espesor de 15mm.
- Eje AISI 1018.
- Tubo rectangular de 2x4 [pul] y 2,9 [mm].

3.9.3.4. Elementos Normalizados

- Arandelas planas
- Arandelas de presión
- Pernos
- Tuercas
- Chumaceras
- Cable # 8AWG

3.9.3.5. Elementos Seleccionados

- Catalinas
- Cadena
- Motorreductor
- Pistones

3.10. Procesos de Maquinado de Partes y Construcción del Prototipo

La construcción del prototipo para transferencia y evacuación de producto terminado (Pletina), debe tener su respaldo (planos) para el proceso demaquinado de los elementos que presenten dificultad en su manufactura, éstos facilitan el proceso de fabricación y además son de gran ayuda para el trabajador encargado de la fabricación.

Los diferentes planos que ayudaran para la construcción de las principales partes constitutivas de la máquina se encuentran en el Anexo E.

3.10.1. Montaje de la Máquina

El montaje se realizo unas veces obtenidas todos los componentes de la mesa empaquetadora en secuencia preferentemente con el siguiente orden:



- a. Verificación de la presencia de pernos, prisioneros, arandelas y más elementos que serán utilizados en el montaje.
- b. Unión de la estructura base con los elementos rigidizadores de la estructura mediante soldadura.
- c. Colocar las guías verticales sobre la estructura base y sujetar la guía contra la estructura base mediante la utilización de pernos M6 con su respectiva tuerca y arandela de presión.
- d. Ubicación la guía horizontal para conducción de pletina de acuerdo a las alturas que se indican en los planos de montaje.
- e. Fijación de las chumaceras de pared sobre las guías verticales mediante la utilización de pernos.
- f. Fijación de chumaceras de piso a las placas de la estructura base. Mediante pernos.
- g. Montaje de las vigas para mejorar rigidez de la empaquetadora.
- h. Colocación del eje para mecanismo de descarga en las chumaceras de pared de las guías verticales mediante prisioneros.
- i. Fijación del eje para el acumulador sobre chumaceras ubicadas en la estructura base mediante prisioneros.
- j. Ubicación de ejes y catalinas motrices y conducidas sobre las chumaceras de piso del transferidor mediante chavetas y prisioneros.
- k. Colocación de cadenas en las catalinas del transferidor.
- l. Templado de las cadenas del transferidor.
- m. Fijar base de pistones en las guías verticales y estructura base.
- n. Fijación de acumuladores en el eje del acumulador mediante el uso de pernos M8.
- o. Pintado de la empaquetadora.
- p. Fijación de pistones usados para accionar el sistema de acumulación.
- q. Fijación del mecanismo de descarga sobre el eje de las chumaceras de pared de las guías verticales mediante la utilización de pernos.
- r. Montaje de los rodillos formadores de paquetes de producto terminado.
- s. Fijación de pistones accionadores del sistema de descarga del producto terminado (pletina) mediante pernos.

- t. Colocación de acoples en el eje motriz del transferidor.
- u. Colocación de catalinas y cadenas en los rodillos formadores de paquete de producto terminado.
- v. Ubicación de los motorreductores.
- w. Instalaciones eléctricas
- x. Instalaciones neumáticas.

3.10.2. Pruebas de Campo

Luego de la construcción y el montaje de la máquina, es conveniente realizar las pruebas de campo acorde con el protocolo de pruebas descrito en el Anexo F. Éstas tienen como objetivo verificar las condiciones de diseño y el correcto funcionamiento de la máquina.

Los resultados se muestran en el Anexo G.

Análisis de las Pruebas de Campo

De acuerdo a los resultados del Anexo G, se observa que los diferentes elementos y partes que conforman la máquina funcionan correctamente, trabaja sin ningún problema en la transferencia y empaque del producto terminado (Pletina).

Es muy importante mencionar que por cuestiones económicas de la planta el zunchado de la hara se hace con zunchadoras manuales y no con zunchadoras automáticas como se estableció inicialmente.

La alineación de la base inferior de la guía horizontal es la adecuada ya que nos permite la descarga rápida de la pletina.

La disposición de las cadenas del transferidor es adecuada para no dañar la pletina una vez que se ha caído de la guía horizontal.

Finalmente se puede observar que la capacidad para la que fue diseñada la máquina es la apropiada.

3.11. Costos

En este apartado se realiza un estudio de los costos de diseño, construcción y montaje del prototipo (Mesa empaquetadora para producto terminado).

Costos del Prototipo

Para la construcción del prototipo se considera los costos directos y costos indirectos.

Costos directos:

- Costos de materia prima.
- Costos de elementos normalizados.
- Costos de maquinado.
- Costos de montaje.

Costos indirectos:

- Costos no recuperables.
- Costo de materiales consumibles.
- Costos de ingeniería.
- Costos de imprevistos.

El costo total de la mesa empaquetadora se obtiene al sumar los costos directos con los costos indirectos.

3.11.1. Costos Directos

Costos de Materia Prima

En la tabla 1 del Anexo H se resume los costos de materia prima que se utiliza en la fabricación y construcción de los elementos constitutivos de la máquina.

Para determinar las dimensiones de las planchas requeridas se traza sobre planchas de 12, 15 y 20 [mm] de espesor, las dimensiones de las placas que forman parte del prototipo se indican en la figura 3.48 y sus dimensiones se muestran en le Anexo E de (Planos para la construcción de la máquina) Figura 3.60.

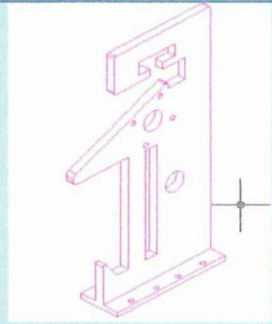

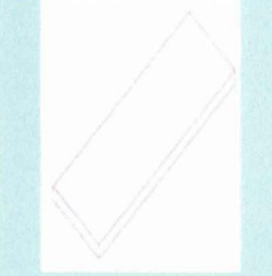
	Guía vertical Plancha de acero al carbono ASTM-A36 Espesor de 20mm.
	Base guía inferior Plancha de acero al carbono ASTM-A36 Espesor de 12mm.
	Empleada como placa de soporte Plancha de acero al carbono ASTM-A36 Espesor de 15mm.

Figura 3. 62: Trazado en planchas

Fuente: Propia

Costos de elementos normalizados

En la tabla 2 del Anexo H se muestran los costos de elementos normalizados que se emplearon en la construcción de la mesa empaquetadora Automática.

Costos de maquinado

Estos costos corresponden al costo de las máquinas, herramientas empleadas incluido la mano de obra para la fabricación de componentes del prototipo. Los indicamos en la tabla 3 del Anexo H.

Costos de montaje

Los costos de montaje se refieren a la mano de obra requerida para el armado y ensamblado del prototipo, los cuales se presentan en la tabla 4 del Anexo H.

3.11.2. Costos Indirectos

Costos no recuperables

El subtotal de costos no recuperables está detallado en la tabla 1 del Anexo I donde se muestra la herramienta, el periodo de trabajo, el personal requerido y su costo por día dándonos un subtotal de 30.8 dólares.

Costos de materiales consumibles

De igual manera el costo de los materiales combustibles utilizados en la construcción del proyecto están detalladas en la tabla 2 del Anexo I dándonos un subtotal de 350 dólares.

Costos de Ingeniería

El costo de ingeniería es el tiempo y conocimiento empleado para diseñar una máquina, para el caso del diseño del prototipo se necesita de la participación de dos profesionales, los tiempos empleados en cada actividad se detallan en la tabla 3 del Anexo I.

Cabe recalcar que el costo por hora en el diseño de maquinaria es de 20 [USD], por lo tanto como se emplea 158 horas el costo de ingeniería se establece en 3160 [USD]

Costos de imprevistos

El la tabla 4 del Anexo I se muestra el subtotal de los costos de imprevistos como movilización, impresiones de documentos, planos dándonos un subtotal de 260 dólares.

Costo Total del Prototipo

Como se puede observar en la tabla 5; el costo de la máquina empaquetadora automática llega a ser de 50659.59 [USD]. Éste valor es aceptable de acuerdo a lo esperado inicialmente.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- El proyecto de titulación cumple con el objetivo de diseñar e implementar una máquina para la empaquetación de producto terminado (Pletinas) de acuerdo a los requerimientos establecidos por la Planta industrial NOVACERO.
- El diseño de la máquina para la empaquetación de pletinas permite a la empresa NOVACERO reducir el esfuerzo humano, tiempos de empaquetación y elevar la producción de pletinas, dando así la posibilidad de incrementar el margen de ganancias para la Empresa.
- Después de realizar las pruebas de campo del prototipo construido se observó, que cumple con las especificaciones de producción requeridas, ya que tiene la capacidad de empaquetar pletinas en una relación 1:1.5.
- El prototipo construido tiene la capacidad de empaquetar diferentes dimensiones de pletinas, puesto que, la guía de producto terminado fue construida de acuerdo a las dimensiones más grandes de pletina que se produce en este Tren.
- La operación de la máquina para el empaquetado de pletina requiere de una sola persona únicamente para la verificación del corte cuando las cuchillas de la cisalla fallan a causa de su uso, la cual no necesariamente debe ser calificada.
- Con el prototipo se reduce el tiempo de empaquetado de las pletinas, ya que se pasa de una empaquetación manual a automática.
- El prototipo construido es más económico de máquinas de similares características existentes en el mercado internacional, pues su costo bordea los 100.000 dólares existiendo una diferencia de 50.000 dólares respecto al prototipo construido en planta.

RECOMENDACIONES

- Antes que la máquina entre en funcionamiento se recomienda revisar la presión del sistema cerrado existente en el Tren que es 4 Bares ya que si no se tiene esta presión los Actuadores que emplean esta presión no se activen, haciendo fallar la parte automatizada de la máquina.
- Una vez que la máquina entre en funcionamiento, se recomienda estar pendientes en el corte de la pletina, ya que como se pudo observar en las pruebas puede fallar la cizalla y no cortar debido al desgaste de las cuchillas causándose mordeduras en el mecanismo de descarga de la empaquetadora teniendo que reiniciarla.
- Se debe revisar que los templadores del transferidor estén correctamente ajustados para evitar que las cadenas se destiempen y el producto terminado roce con las guías de la cadena.
- Durante el funcionamiento de la máquina es importante no acercarse a las manos a al mecanismo de descarga ya que se abre y cierra en segundos, pudiendo causar aplasta duras.
- Mantener lubricado la cadena y los engranes.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS CITADAS

1. CIRSOC 304-2007 Reglamento
2. EMI, T.; S.;2000.
3. E.P.S.-Zamora-(U,SAL.)-2008
4. MOTT R.; Diseño de elementos de máquinas; 4ª Ed.; Editorial Person Education; México, 2006.
5. NORTON R., (1999), “Diseño de Maquinas”, Editorial Prentice Hall, Primera edición, México.
6. Ortiz Berrocal, Luis (2007).resistencia de materiales.
7. RALF S., La ingeniería y el ingeniero diseñador de Maquinas., EEUU.,2000
8. RONDON., Diseño de la ingeniería de máquinas., Pag11
9. ROJO A.-ACOSTA M., Mecánica (1992)-Calor,Cuarta edición colombia.,Pag. 31-35
10. Steel Recycling Institute; 2001
11. SHIGLEY J., Diseño de la ingeniería mecánica

REFERENCIAS CONSULTADAS

1. AISC, (1993), “Manual de Construcción de Estructuras Metálicas”, Editorial AISC Inc., Segunda Edición, Nueva York, Estados Unidos.
2. BUDYNAS-NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8a Ed.; Editorial McGraw-Hill; México; 2008.
3. ESTIOPIN P., “Resistencia de Materiales”, Editorial Mir Moscú, Cuarta Edición, URSS(1985).
4. GTZ, (1984), “Tablas para la Industria Metalúrgica”, Editorial Reverte, Tercera Edición, Barcelona.
5. INEN, Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito, 1981.
6. JUVINALL, R; Fundamentos para Ingeniería Mecánica; Segunda Edición, Editorial Limusa; México, 1997.

7. NTN, "Catalogo general de productos de Rodamiento".
8. RIBA, C.; Diseño concurrente; U.P.C.; Departamento de Ingeniería Mecánica.
9. STRACNEO Y CONSORTI; El Dibujo Mecánico; 2ª Ed.; Editorial Montaner y Simón S.A; Barcelona; 1975.
10. VARGAS, J.; Guía de los fundamentos de Dibujo Industrial; E.P.N.; Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador; 1992.
11. VARGAS, J.; Producción por Virutaje; E.P.N; Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito Ecuador; 2007.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

- http://www.carr.cl/download/Comunidad_Emagister_44744_44743.pdf
- <http://www.scribd.com/doc/3952570/Diseño-de-elementos-de-máquinas-Tornillos-y-uniones-atornilladas>
- http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseño-de-máquinas/materiales-de-estudio/ejes_transparencias.pdf
- <http://www2.ing.puc.cl/-icm2312/apuntes/roda/roda6.html>
- <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema11.pdf>
- http://www.construmatica.com/construpedia/Uniones_por_Soldadura