

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

TÍTULO DEL PROYECTO

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA MODULAR Y RECONFIGURABLE PARA EL CONTROL DE CALIDAD DE ZIPPERS.”

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECATRÓNICO

REALIZADO POR:

**CHRISTIAN RICARDO JIMÉNEZ MALDONADO.
RICARDO ALEJANDRO MANZANO SÁNCHEZ.**

DIRECTOR: ING. HERNÁN LARA P.

CODIRECTOR: ING. JOSÉ PÉREZ R.

SANGOLQUÍ, 2012-08-17

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA MODULAR Y RECONFIGURABLE PARA EL CONTROL DE CALIDAD DE ZIPPERS.**”, fue realizado en su totalidad por Ricardo Alejandro Manzano Sánchez y Christian Ricardo Jiménez Maldonado, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico.

Ing. Hernán Lara P.

DIRECTOR

Ing. José Pérez R.

CODIRECTOR

Sangolquí, 2012-08-17

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA MODULAR Y RECONFIGURABLE PARA EL CONTROL DE CALIDAD DE ZIPPERS.”

ELABORADO POR:

Ricardo Alejandro
Manzano Sánchez

Christian Ricardo
Jiménez Maldonado

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA.

Director de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica.

Ing. Francisco Terneus.

Sangolquí, 2012-08-17

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros: Ricardo Alejandro Manzano Sánchez y Christian Ricardo Jiménez
Maldonado

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado: "DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA MODULAR Y RECONFIGURABLE PARA EL CONTROL DE CALIDAD DE ZIPPERS", cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Ricardo Alejandro
Manzano Sánchez

Christian Ricardo
Jiménez Maldonado

Sangolquí, 2012-08-17

DEDICATORIA

Dedico el presente proyecto primeramente a Dios que me ha permitido alcanzar todas las metas planteadas hasta ahora, por la salud y la vida. A mis padres Washington y Sylvia por el cariño, el apoyo, el ejemplo que me han brindado durante toda mi vida. A mi hermano Paul y Gaby que me han apoyado guiándome y enseñándome. A mis tíos y abuelitos que siempre han estado pendientes de mi vida y mis estudios. A Sofy por el amor que me ha brindado.

Ricardo Alejandro Manzano Sánchez.

DEDICATORIA

Dedico éste proyecto a Dios por ser la fortaleza en mi vida, a mis padres Vicente y Carmen que me han enseñado y me han demostrado como se debe luchar en la vida para sobresalir y cumplir los sueños, por todo el sacrificio que han hecho y todo el tiempo que me han dedicado, por ser los mejores padres.

A mi hermano Daniel por ser el amigo y compañero en todo momento, por soportar mi carácter y por ser el mejor hermano.

A mis queridos abuelitos por ser las personas más trabajadoras y dedicadas, por cuidar siempre de mí.

Christian Ricardo Jiménez Maldonado.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios porque durante toda mi vida ha sido el gestor de todos mis triunfos y mis alegrías. A mi padre Washington que a más de un padre es un amigo que me ha apoyado en todos mis anhelos, viajes y sueños, así también guiándome y aconsejándome para ser una mejor persona y mejor hijo. A mi madre Sylvia por apoyarme con todo su cariño y amor, aconsejándome y dándome fuerza para seguir en los momentos difíciles, y sin duda alguna un ejemplo de trabajo y sacrificio hacia sus hijos.

A mi hermano Paúl que siempre me ha apoyado y ayudado en el desarrollo de toda mi carrera y a mi hermana Gaby por los consejos y apoyo durante la carrera.

A mis abuelitos Mariana y Raúl, que siempre con su cariño me han apoyado y han estado pendientes de mí. A mi abuelita Inés que con su ejemplo de entrega hacia sus hijos nos dio un gran ejemplo de cómo vivir.

A mis tíos Ramy, Dinsito, Dany, Sussy, Mayrita, Fernando, Consuelo, Nancy, Carlitos, Geovy que desde muy pequeño estuvieron pendientes de mi y siempre apoyándome para alcanzar mis metas.

A Sofy por su cariño, apoyo y comprensión durante esta etapa tan importante en mi vida.

A mis amigos con los cuales he compartido momentos gratos de mi vida universitaria.

A mis profesores Ing. Lara e Ing. Pérez que nos han guiado para el desarrollo del presente proyecto, brindándonos su amistad y conocimientos, a la empresa CORZISA por confiar en este equipo de trabajo para el desarrollo del sistema.

Ricardo Alejandro Manzano Sánchez.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por ser la guía en toda mi vida. A mi padre Vicente por ser la persona más sacrificada y trabajadora que pueda dar todo por sus hijos. A mi madre Carmen por ser la persona que siempre ha estado junto a mí, por ser la guía en cada momento de mi vida. A mi hermano Daniel por ser el amigo incondicional en todo momento.

A toda mi familia por apoyarme y guiarme en esta etapa de mi vida.

A los 5 mejores amigos que he podido encontrar: Pedro, Carlos, Diego, Juan y Javier, por ser amigos incondicionales.

A mis socios y amigos incondicionales: Pablo, Andrés, Rubén y Lizz.

A todos los amigos y profesores que han dejado huella en toda mi vida universitaria.

A Marce por su cariño y comprensión, por ser la persona que me llena de alegría.

A mi amigo e Ing. Hernán Lara por toda la confianza y apoyo que me ha brindado.

A mi profesor Ing. José Pérez por guiarme durante todo este proyecto.

A mi compañero de tesis Ricardo por ser un gran apoyo durante todo éste proyecto.

A la empresa CORZISA por confiar y dar la oportunidad a la Ingeniería Mecatrónica.

Christian Ricardo Jiménez Maldonado.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIAS.....	v
AGRADECIMIENTOS.....	vii
INDICE DE CONTENIDOS.....	ix
INDICE DE FIGURAS.....	xviii
INDICE DE TABLAS.....	xxiv
INDICE DE ANEXOS.....	xxvi
RESUMEN.....	xxvii
1. CAPÍTULO I: GENERALIDADES.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN GENERAL.....	1
1.2. ANTECEDENTES.....	2
1.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	4
1.3.1. HIPÓTESIS.....	5
1.4. OBJETIVOS.....	6
1.4.1. OBJETIVO GENERAL.....	6
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	6
1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	7
1.6. ALCANCE DEL PROYECTO.....	8
1.7. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	8
2. CAPÍTULO II: RECONFIGURABILIDAD Y MODULARIDAD.....	10
2.1. INTRODUCCIÓN.....	10
2.1.1. DESCRIPCIÓN DEL CIERRE DE CREMALLERA.....	10
2.1.1.1. Partes de un cierre de cremallera.....	11

2.1.2. TIPOS DE CIERRES DE CREMALLERA.....	12
2.1.2.1. Cierres de cremallera de acuerdo a sus dientes.	13
2.1.2.1.1. Cierre de cremallera de elementos individuales.....	13
2.1.2.1.2. Cierre de cremallera de monofilamento continuo.....	14
2.1.2.2. Cierres de cremallera de acuerdo al tipo de tope inferior.	14
2.1.2.2.1. Cierre de cremallera cerrado o fijo.	14
2.1.2.2.2. Cierre de cremallera abierto o separable.	14
2.1.2.3. Cierres de cremallera de acuerdo al ancho de su cinta.....	15
2.1.3. DESIGNACIÓN DEL CIERRE DE CREMALLERA.	16
2.1.4. CONTROL DE CALIDAD EN CIERRES DE CREMALLERA.....	16
2.1.4.1. Determinación de la resistencia de la cadena y sus elementos.	16
2.1.4.1.1. Resistencia de la cadena a la carga lateral (Chain Crosswise Strength Test).....	17
2.1.4.1.2. Resistencia a la separación individual del diente o elemento de engranaje (Element Pull Off Test).	18
2.1.4.1.3. Resistencia al deslizamiento longitudinal del diente o elemento de engranaje (Element Slippage, Lengthwise Test).	19
2.1.4.2. Determinación de la resistencia a la fijación de los topes.....	20
2.1.4.2.1. Resistencia a la fijación del tope superior (Top Stop Holding Test).....	20
2.1.4.2.2. Resistencia a la fijación del tope inferior a través del deslizador (Bottom Stop Holding, Slider Test).....	21
2.1.4.2.3. Resistencia a la fijación del tope inferior a la carga lateral (Bottom Stop Holding, Crosswise Test).....	22
2.1.4.2.4. Resistencia a la fijación del tope inferior por separación de la tira (Bottom Stop Holding, Stringer Separation Test).....	23
2.1.4.2.5. Resistencia a la fijación del tope superior por separación de la tira (Bridge Top Stop, Stringer Separation Test).	24
2.1.4.3. Determinación de la resistencia a la fijación de las unidades separables.....	26
2.1.4.3.1. Resistencia a la fijación del pin separador (Separable Pin, Pull off Test).	26
2.1.4.3.2. Resistencia a la fijación de la caja o retenedor fijo (Fixed Retainer, Pull off Test).....	27

2.1.4.3.3. Resistencia a la fijación de la unidad de separación a una carga lateral (Separating Unit, Crosswise).....	28
2.1.4.4. Determinación de la resistencia a la fatiga (Fatigue Test of Strength).....	29
2.1.5. MODULARIDAD Y RECONFIGURABILIDAD.....	30
2.1.5.1. Modularidad.....	30
2.1.5.2. Reconfigurabilidad.....	30
2.1.5.3. Diseño Modular y Reconfigurable.....	31
2.1.6. MODULARIDAD Y RECONFIGURABILIDAD DE ACUERDO A LAS NECESIDADES DEL CLIENTE.....	32
2.1.6.1. QFD - Quality Function Deployment.....	32
2.1.6.1.1. Identificación de los requerimientos del cliente.....	33
2.1.6.1.2. Identificación de los requerimientos técnicos.....	34
2.1.6.1.3. Relación entre los requisitos del cliente con los requisitos técnicos.....	34
2.1.6.1.4. Evaluación de los productos o servicios competitivos.....	35
2.1.6.1.5. Desarrollo de objetivos técnicos.....	35
2.1.6.1.6. Determinación de requerimientos de diseño.....	35
2.2. QFD – EN EL SISTEMA MODULAR Y RECONFIGURABLE.....	37
2.2.1. REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE.....	37
2.2.2. REQUERIMIENTOS TÉCNICOS.....	38
2.2.3. DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE CALIDAD EN EL SISTEMAMODULAR Y RECONFIGURABLE.....	39
2.2.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	41
2.3. DISEÑO MODULAR DEL SISTEMA.....	42
2.3.1. ESQUEMATIZACIÓN FUNCIONAL DEL SISTEMA.....	42
2.3.1.1. Identificación de la función principal del sistema.....	43
2.3.1.2. Identificación de subsistemas funcionales.....	44
2.3.1.2.1. Estado inicial del sistema.....	44
2.3.1.2.2. Ensayos de resistencia a la tensión en el sistema.....	45
2.3.1.2.3. Ensayos de resistencia a la fatiga en el sistema.....	46
2.3.1.2.4. Estructura funcional general del sistema.....	46
2.3.2. IDENTIFICACIÓN DE MÓDULOS DEL SISTEMA.....	49
2.3.2.1. Método de Erixon de identificación de módulos.....	49

2.3.2.1.1. Indicadores de módulo.	50
2.3.2.1.1.1. Desarrollo y diseño del producto.	50
2.3.2.1.1.2. Variación.	50
2.3.2.1.1.3. Producción.	51
2.3.2.1.1.4. Calidad.	51
2.3.2.1.1.5. Posventa.	51
2.3.2.2. Matriz de Indicación de Módulos (MIM).	52
2.3.2.3. Definición de módulos del sistema.	54
2.4. DISEÑO DE RECONFIGURABILIDAD DEL SISTEMA.	56
2.4.1. MODULARIDAD DE ENSAYOS.	56
2.4.1.1. Modularidad de acuerdo al precio del sistema.	60
2.4.1.1.1. Módulo A de acuerdo al precio del sistema.	60
2.4.1.1.2. Módulo B de acuerdo al precio del sistema.	60
2.4.1.2. Modularidad de acuerdo al menor tiempo de ejecución por ensayo y menor consumo de energía.	61
2.4.1.2.1. Módulo A de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.	61
2.4.1.2.2. Módulo B de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.	62
2.4.1.3. Modularidad de acuerdo a la escalabilidad de datos.	63
2.4.1.3.1. Módulo A de acuerdo a la escalabilidad de datos.	63
2.4.1.3.2. Módulo B de acuerdo a la escalabilidad de datos.	64
2.4.1.3.3. Módulo C de acuerdo a la escalabilidad de datos.	64
2.4.2. EVALUACIÓN DE MODULARIDAD DE ENSAYOS.	65
2.4.2.1. Precio del sistema.	65
2.4.2.2. Menor tiempo de ejecución por ensayo y menor consumo de energía.	65
2.4.2.3. Escalabilidad de datos.	66
2.4.3. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS Y DEFINICIÓN DE RECONFIGURABILIDAD.	67
2.5. ENSAYOS PREVIOS AL DISEÑO DEL SISTEMA.	68
3. CAPÍTULO III: DISEÑO DEL SISTEMA.	71
3.1. DISEÑO CONCURRENTE.	71

3.1.1. SUBSISTEMA DE POSICIONAMIENTO DE HERRAMIENTA Y TRACCIÓN.....	71
3.1.1.1. Alternativa A: Subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador lineal eléctrico.	71
3.1.1.1.1. Ventajas.	73
3.1.1.1.2. Desventajas.....	74
3.1.1.2. Alternativa B: Subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador neumático.	74
3.1.1.2.1. Ventajas.	76
3.1.1.2.2. Desventajas.....	77
3.1.1.3. Alternativa C: Subsistema de tracción y posicionamiento a través de un tornillo de potencia.....	77
3.1.1.3.1. Ventajas.	79
3.1.1.3.2. Desventajas.....	79
3.1.1.4. Selección de la alternativa para el subsistema de tracción y posicionamiento del carrete o porta-herramientas.....	79
3.1.1.4.1. Criterios de ponderación para la selección de la alternativa. ...	80
3.1.1.4.2. Valoración y factores de incidencia.	81
3.1.1.4.2.1. Peso específico de cada criterio.....	81
3.1.1.4.2.2. Peso específico de las alternativas de selección para cada criterio en el subsistema de posicionamiento y tracción.....	81
3.1.1.5. Selección de la alternativa para el subsistema de posicionamiento y tracción en base a valoración.	83
3.1.1.6. Síntesis de la alternativa seleccionada.....	84
3.1.2. SUBSISTEMA DE GENERACIÓN DE MOVIMIENTO - ACTUADOR.....	84
3.1.2.1. Alternativa A: Subsistema de generación de movimiento a través de un motor a pasos.	85
3.1.2.1.1. Ventajas.	86
3.1.2.1.2. Desventajas.....	87
3.1.2.2. Alternativa B: Subsistema de generación de movimiento a través de un servomotor.	87
3.1.2.2.1. Ventajas.	89
3.1.2.2.2. Desventajas.....	89

3.1.2.3. Selección de la alternativa para el subsistema de generación de movimiento.....	89
3.1.2.3.1. Criterios de ponderación para la selección de la alternativa. ...	89
3.1.2.3.2. Valoración y factores de incidencia.	91
3.1.2.3.2.1. Peso específico de cada criterio.....	91
3.1.2.3.2.2. Peso específico de las alternativas de selección para cada criterio en el subsistema de generación de movimiento.	91
3.1.2.4. Selección de la alternativa para el subsistema de generación de movimiento en base a valoración de criterios.....	93
3.1.2.5. Síntesis de la alternativa seleccionada.....	93
3.2. DISEÑO MECÁNICO.	94
3.2.1. TORNILLO DE POTENCIA.....	94
3.2.1.1. Introducción.	94
3.2.1.1.1. Terminología.	94
3.2.1.1.2. Perfiles de roscas.	96
3.2.1.1.2.1. Rosca Cuadrada.	96
3.2.1.1.2.2. Rosca Acme.	96
3.2.1.1.2.3. Rosca Trapezoidal.	97
3.2.1.1.3. Tornillos de potencia.	98
3.2.1.1.3.1. Autobloqueo.	99
3.2.1.1.3.2. Materiales de los tornillos.	99
3.2.1.1.3.3. Tornillos de bolas.	100
3.2.1.2. Diseño del tornillo de potencia.....	101
3.2.1.2.1. Selección del perfil de rosca y material.	101
3.2.1.2.2. Diseño del diámetro del tornillo.	101
3.2.1.2.2.1. Diseño por carga axial.....	102
3.2.1.2.2.2. Diseño por flexión.....	108
3.2.1.2.2.3. Diseño por fatiga.	111
3.2.1.2.2.4. Interpretación de resultados.....	115
3.2.1.2.2.5. Selección del tornillo de potencia.	116
3.2.1.3. Diseño del tornillo de potencia de bolas recirculantes.....	120
3.2.1.3.1. Husillo.	122
3.2.1.3.1.1. Par de torsión.	122
3.2.1.3.1.2. Velocidad crítica.	128

3.2.1.3.1.3. Eficiencia del tornillo de potencia.....	131
3.2.1.3.2. Tuerca.....	132
3.2.1.3.2.1. Diseño de la Tuerca.....	133
3.2.1.3.2.1.1. Diseño a Corte.....	133
3.2.1.3.2.1.2. Diseño a Compresión.....	136
3.2.1.3.2.1.3. Interpretación de resultados.....	137
3.2.1.3.3. Diseño por Carga Dinámica.....	138
3.2.1.3.3.1. Velocidad Media.....	139
3.2.1.3.3.2. Carga Media.....	140
3.2.1.3.3.3. Carga Dinámica.....	141
3.2.1.3.3.4. Interpretación de resultados.....	142
3.2.1.3.4. Diseño por duración de vida en horas.....	143
3.2.1.3.4.1. Interpretación de resultados.....	144
3.2.2. PINZAS DE SUJECIÓN.....	144
3.2.2.1. Mordaza principal de sujeción.....	146
3.2.2.2. Herramienta auxiliar de agarre.....	147
3.2.2.3. Selección de material y tratamiento térmico.....	148
3.2.3. SUBSISTEMAS MECÁNICOS.....	149
3.2.3.1. Diseño de pasadores.....	151
3.2.3.1.1. Interpretación de resultados.....	154
3.2.3.2. Diseño del carro móvil.....	154
3.2.3.2.1. Análisis de Esfuerzos.....	156
3.2.3.2.2. Análisis de Deformación.....	157
3.2.3.2.3. Interpretación de resultados.....	159
3.2.4. CILINDRO NEUMÁTICO.....	160
3.2.4.1. Diseño por carga axial en pandeo.....	160
3.2.4.1.1. Interpretación de resultados.....	166
3.2.4.2. Diseño del diámetro del émbolo.....	166
3.2.4.2.1. Selección del cilindro neumático.....	167
3.2.4.3. Unidad neumática.....	167
3.2.4.3.1. Válvula electro neumática.....	167
3.2.4.3.2. Unidad de mantenimiento.....	168
3.3. DISEÑO ELECTRÓNICO.....	170
3.3.1. SERVO-SISTEMA.....	170

3.3.1.1. Parámetros técnicos de selección para el servomotor.	170
3.3.1.1.1. Torque.	171
3.3.1.1.2. Potencia.	174
3.3.1.2. Selección del Servo-Sistema.	175
3.3.2. SERVO-MOTOR XINJE-MSJ130STM06025.	177
3.3.3. SERVO-DRIVE XINJE-DS21P5.	178
3.3.3.1. Instalación.	179
3.3.3.2. Programación del servo-drive.	180
3.3.3.2.1. Control de velocidad.	181
3.3.3.2.2. Control de posición.	181
3.3.3.2.3. Control de torque.	181
3.3.3.3. Establecimiento de parámetros y visualización de variables.	182
3.3.3.4. Conexiones.	183
3.3.4. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE – PLC.	185
3.3.4.1. Selección del PLC.	185
3.3.4.2. Programación.	186
3.3.5. SENSORES.	190
3.3.5.1. Finales de carrera.	190
3.3.5.2. Sensor de Fuerza.	191
3.4. DISEÑO DE LA INTERFAZ DEL USUARIO.	193
3.4.1. VENTANA - MODO DE FUNCIONAMIENTO.	193
3.4.2. VENTANA - SELECCIÓN DE ENSAYO.	194
3.4.3. VENTANA – VISUALIZACIÓN DE VARIABLES.	196
3.4.4. VENTANA – RESULTADOS.	197
4. CAPÍTULO IV: ENSAMBLAJE Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.	199
4.1. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA.	199
4.1.1. MÓDULO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.	200
4.1.2. MÓDULO DE GENERACIÓN DE MOVIMIENTO.	203
4.1.3. MÓDULO DE SUJECIÓN.	206
4.1.4. MÓDULO DE POTENCIA ELÉCTRICA Y CONTROL.	208
4.1.5. MÓDULO DE VISUALIZACIÓN.	210
4.2. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.	211

4.2.1. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	212
4.2.1.1. Funcionamiento del Sistema.	212
4.2.1.2. Parámetros de interés.	214
4.2.1.3. Visualización de Resultados.....	215
5. CAPÍTULO V: MANUAL DE USUARIO.....	216
5.1. INICIALIZACIÓN.....	216
5.2. SELECCIÓN DE ENSAYO.	219
5.2.1. Ensayos de acuerdo a la reconfigurabilidad del sistema.	221
5.2.2. Ensayos individuales o absolutos.	225
5.2.2.1. Ensayo absoluto a carga longitudinal 1 - 2.	226
5.2.2.2. Ensayo absoluto a carga longitudinal 3 - 4.	227
5.2.2.3. Ensayo absoluto a carga lateral.	228
5.2.2.4. Ensayo de fatiga.	229
5.3. VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS.	230
6. CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	232
6.1. CONCLUSIONES.....	232
6.2. RECOMENDACIONES.	234

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Cierre de Cremallera o Zipper.....	3
Figura 1.2. Empresa CORPORACIÓN ZIPPER DEL ECUADOR S.A.	4
Figura 2.1. Partes principales de un cierre de cremallera – elementos individuales.....	12
Figura 2.2. Partes principales de un cierre de cremallera de monofilamento continuo.....	13
Figura 2.3. Cierre de cremallera cerrado o fijo.....	14
Figura 2.4. Cierre de cremallera abierto o separable.....	15
Figura 2.5. Esquema del ensayo de resistencia de la cadena a la carga lateral - Chain Crosswise Strength Test.....	17
Figura 2.6. Esquema del ensayo de resistencia a la separación individual del diente - Element Pull Off Test.....	18
Figura 2.7. Esquema del ensayo de resistencia al deslizamiento longitudinal del diente o elemento de engranaje - Element Slippage, Lengthwise Test.....	19
Figura 2.8. Herramienta auxiliar para la determinación de la resistencia a la fijación de topes.....	20
Figura 2.9. Resistencia a la fijación del tope superior - Top Stop Holding Test.	21
Figura 2.10. Resistencia a la fijación del tope inferior a través del deslizador - Bottom Stop Holding, Slider Test.....	22
Figura 2.11. Resistencia a la fijación del tope inferior a la carga lateral - Bottom Stop Holding, Crosswise Test.....	23
Figura 2.12. Resistencia a la fijación del tope inferior por separación de la tira - Bottom Stop Holding, Stringer Separation Test.....	24
Figura 2.13. Resistencia a la fijación del tope superior por separación de la tira - Bridge Top Stop, Stringer Separation Test.....	25
Figura 2.14. Resistencia a la fijación del pin separador - Separable Pin, Pull off Test.....	26
Figura 2.15. Herramienta auxiliar para la determinación de la resistencia a la fijación de la caja o retenedor fijo.	27
Figura 2.16. Resistencia a la fijación de la caja o retenedor fijo -Fixed Retainer, Pull off Test.....	28

Figura 2.17. Resistencia a la fijación de la unidad de separación a una carga lateral - Separating Unit, Crosswise.....	29
Figura 2.18. Simbología de relaciones en la metodología QFD.	35
Figura 2.19. Esquema general de la CASA DE CALIDAD – QFD.....	36
Figura 2.20. Caja negra del sistema modular y reconfigurable.	43
Figura 2.21. Estructura funcional del estado inicial del sistema.	44
Figura 2.22. Estructura funcional del estado de ensayo de resistencia a la tensión del sistema.	45
Figura 2.23. Estructura funcional del estado de ensayo de resistencia a la fatiga del sistema.	46
Figura 2.24. Estructura funcional general del sistema.....	47
Figura 2.25. Estructura funcional general del sistema agrupado en módulos.	55
Figura 2.26. Equipo de ensayos universal horizontal marca AMSLER.	69
Figura 3.1. Esquema general del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador lineal eléctrico.....	72
Figura 3.2. Elementos del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador lineal eléctrico.	72
Figura 3.3. Elementos internos del actuador lineal eléctrico – LINAK.	73
Figura 3.4. Esquema general del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador neumático.....	74
Figura 3.5. Elementos del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador neumático.	75
Figura 3.6. Elementos internos de un actuador lineal neumático sin vástago de doble efecto.	76
Figura 3.7. Esquema general del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un tornillo de potencia.	77
Figura 3.8. Elementos del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un tornillo de potencia.....	78
Figura 3.9. Motor Paso a Paso.....	85
Figura 3.10. Diagrama de funcionamiento de un Motor Paso a Paso.	86
Figura 3.11. Servo-motor bifásico.	88
Figura 3.12. Esquema general de las partes de una rosca estándar - ISO.....	95
Figura 3.13. Perfil de rosca cuadrada.	96
Figura 3.14. Perfil de rosca Acme.	97

Figura 3.15. Perfil de rosca trapezoidal.....	98
Figura 3.16. Tornillo de potencia acoplado a un servomotor.....	99
Figura 3.17. Esquema de un tornillo de potencia de bolas.....	100
Figura 3.18. Esquema de tornillo de potencia sometido a fuerza de tensión.	103
Figura 3.19. Esquema del diámetro nominal seleccionado por diseño de tensión.	106
Figura 3.20. Diagrama de cargas.	110
Figura 3.21. Diagrama de corte.....	110
Figura 3.22. Diagrama de momento flector.	111
Figura 3.23. Esquema de las dimensiones de tornillos de potencia de la empresa UGRA CNC.....	118
Figura 3.24. Tornillo de potencia, tuerca y soportes de la empresa UGRA CNC.....	119
Figura 3.25. Tornillo de bolas 2005-4 seleccionado de la empresa UGRA CNC.....	121
Figura 3.26. Diagrama de cuerpo libre tuerca-tornillo de una rosca ACME.	123
Figura 3.27. Diagrama de cuerpo libre para rosca ACME en el plano x-y.....	124
Figura 3.28. Diagrama de cuerpo libre para rosca ACME en el plano y-z.....	124
Figura 3.29. Representación del factor de empotramiento en los extremos K_s .	129
Figura 3.30. Tuerca del tornillo de bolas 2005-4 de la empresa UGRA CNC.	132
Figura 3.31. Esquema representativo del término velocidad media.	139
Figura 3.32. Esquema representativo del término carga media.	140
Figura 3.33. Esquema representativo de mordazas de sujeción.....	145
Figura 3.34. Partes de la mordaza principal de sujeción.....	146
Figura 3.35. Herramienta auxiliar de agarre.....	147
Figura 3.36. Ensamble de mordaza principal y herramienta auxiliar de agarre...	148
Figura 3.37. Ensamble general del subsistema de posicionamiento y tracción con el subsistema de sujeción.....	149
Figura 3.38. Esquema de acoplamiento tornillo de potencia, guías y carro móvil.	150
Figura 3.39. Partes principales del subsistema de sujeción del sistema modular y reconfigurable.	151
Figura 3.40. Esquema de la fuerza cortante directa en el pasador de sujeción de pinzas.	152

Figura 3.41. Esquema de pernos de unión del carro móvil.	154
Figura 3.42. Definición de puntos de apoyo y fuerzas de tracción previo al análisis de elementos finitos.	156
Figura 3.43. Resultado del análisis de esfuerzos de la parte superior del carro móvil.	157
Figura 3.44. Resultado del análisis de deformación en los ejes x, y y z de la parte superior del carro móvil.	158
Figura 3.45. Vista superior del análisis de deformación del plano X-Z de la parte superior del carro móvil.	158
Figura 3.46. Vista lateral del análisis de deformación del plano Y-Z de la parte superior del carro móvil.....	159
Figura 3.47. Construcción de líneas de falla de columnas.	163
Figura 3.48. Válvula Solenóide Mindman MVSC-220-4E1.	168
Figura 3.49. Diagrama neumático del cilindro correspondiente al ensayo de fatiga.....	168
Figura 3.50. Unidad de mantenimiento <i>FESTO FRC-Micro</i>	169
Figura 3.51. Servo-motor <i>MSJ130STM06025</i> y <i>Servo-drive DS21P5</i>	176
Figura 3.52. Servo-motor <i>MSJ130STM06025</i>	177
Figura 3.53. Orientación de instalación del servo-drive <i>XINJE- DS21P5</i>	180
Figura 3.54. Esquema de conexiones del servo-sistema.	184
Figura 3.55. PLC - <i>XINJE XC324RT</i>	185
Figura 3.56. Interfaz de programación XCPPro.....	187
Figura 3.57. Diagrama de bloques del programa del PLC para el sistema modular y reconfigurable para el control de calidad zippers.....	189
Figura 3.58. Sensor Inductivo IM08-02BPZW2K.....	190
Figura 3.59. Esquema de ventanas en la interfaz de usuario.....	193
Figura 3.60. Ventana - MODO DE FUNCIONAMIENTO de la interfaz del usuario.....	194
Figura 3.61. Ventana – SELECCIÓN DE ENSAYO de la interfaz del usuario. ...	195
Figura 3.62. Ventana – VISUALIZACIÓN DE VARIABLES de la interfaz del usuario.....	196
Figura 3.63. Ventana –RESULTADOS de la interfaz del usuario.....	197
Figura 4.1. Ensamblaje de sistema modular y reconfigurable para el control de calidad de zippers.....	199

Figura 4.2. Ensamblaje del carro móvil y guías del sistema.....	200
Figura 4.3. Ensamblaje del carro móvil y la tuerca del tornillo de potencia.....	201
Figura 4.4. Ensamblaje del carro móvil, tornillo de potencia y guías del sistema.	202
Figura 4.5. Ensamblaje del porta-herramientas fijo en el sistema.	203
Figura 4.6. Acople flexible para el eje del servo-motor y el eje del tornillo de potencia.	204
Figura 4.7. Ensamblaje del soporte del servo-motor con el módulo de transmisión de potencia en la viga.....	205
Figura 4.8. Ensamblaje del módulo de generación de movimiento con el módulo de transmisión de potencia.	206
Figura 4.9. Maquinado de las mordazas principales.	207
Figura 4.10. Ensamblaje del módulo de sujeción con el módulo de transmisión de potencia.	208
Figura 4.11. Gabinete de potencia eléctrica y control.	209
Figura 4.12. Ensamblaje de sensores inductivos en el sistema.	210
Figura 4.13. Ensamblaje del módulo de visualización con el módulo de control.	211
Figura 4.14. Posicionamiento del cierre de cremallera para el ensayo de resistencia de la cadena a carga lateral.....	212
Figura 4.15. Visualización de parámetros en tiempo real.....	214
Figura 4.16. Cierre metálico, cerrado, N° 4 ensayado en RESISTENCIA DEL TOPE SUPERIOR A CARGA LATERAL.	215
Figura 5.1. Bloques de función de inicialización de la interfaz de usuario.....	216
Figura 5.2. Ventana del proyecto Zipper.	217
Figura 5.3. Ventana principal de la interfaz de usuario.	217
Figura 5.4. Ventana del puerto de comunicación del Servo-Drive hacia la PC. ..	218
Figura 5.5. Ventana del puerto de comunicación del PLC hacia la PC.	219
Figura 5.6. Ícono de arranque de la interfaz de usuario del sistema.	219
Figura 5.7. Ingreso ventana SELECCIÓN DE ENSAYO.....	220
Figura 5.8. Activación del HOME del sistema.	220
Figura 5.9. Desactivación del ARRANQUE del sistema.....	221
Figura 5.10. Secuencia de posicionamiento para ensayo.	222
Figura 5.11. Esquema de posicionamiento de ensayo.....	222
Figura 5.12. Secuencia de realización de ensayo.	223

Figura 5.13. Visualización de variables.....	223
Figura 5.14. Desactivación del ARRANQUE del sistema.....	224
Figura 5.15. Orden de ensayos de acuerdo al análisis de reconfigurabilidad en la interfaz del usuario.....	224
Figura 5.16. Ensayos absolutos en la interfaz de usuario.....	225
Figura 5.17. Longitud del cierre de cremallera en la interfaz de usuario.....	226
Figura 5.18. Ancho de la cadena del cierre de cremallera en la interfaz de usuario.....	228
Figura 5.19. Inicialización del ensayo de fatiga en la interfaz de usuario.....	230
Figura 5.20. Visualización de resultados en la interfaz del usuario.....	231

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Designación por calibre de acuerdo al ancho de la boca del deslizador.	15
Tabla 2.2. Requerimientos del cliente CORZISA en el desarrollo del QFD.....	37
Tabla 2.3. Requerimientos técnicos del sistema en función de las necesidades del cliente en el desarrollo del QFD.....	38
Tabla 2.4. Grado de correlación en el despliegue de la función de calidad.	39
Tabla 2.5. Matriz despliegue de la función de calidad del sistema (QFD).....	40
Tabla 2.6. Resultados del despliegue de la función de calidad.....	41
Tabla 2.7. Descripción de señales de los diferentes subsistemas.	48
Tabla 2.8. Matriz de indicación de módulos para el sistema de control de calidad de cierres de cremallera (MIM).....	53
Tabla 2.9. Módulos del sistema de control de calidad.....	54
Tabla 2.10. Herramientas auxiliares del sistema.....	57
Tabla 2.11. Definición de características de acuerdo a parámetros de agrupamiento de los diferentes ensayos para el control de calidad de cierres de cremallera.	58
Tabla 2.12. Módulo A de ensayos de acuerdo al precio del sistema.....	60
Tabla 2.13. Módulo B de ensayos de acuerdo al precio del sistema.....	61
Tabla 2.14. Módulo A de ensayos de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.	62
Tabla 2.15. Módulo B de ensayos de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.	62
Tabla 2.16. Módulo C de ensayos de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.	63
Tabla 2.17. Módulo A de ensayos de acuerdo a la escalabilidad de datos.	63
Tabla 2.18. Módulo B de ensayos de acuerdo a la escalabilidad de datos.	64
Tabla 2.19. Módulo C de ensayos de acuerdo a la escalabilidad de datos.....	64
Tabla 2.20. Valoración de ensayos de acuerdo a modularidad.....	66
Tabla 2.21. Orden de ensayos de acuerdo a la reconfigurabilidad del sistema. ...	68
Tabla 2.22. Resultados de ensayos realizados en el laboratorio de Mecánica de Materiales de la Escuela Politécnica del Ejército.....	69

Tabla 3.1. Evaluación del peso específico de cada criterio para la selección de alternativas en el subsistema de posicionamiento y tracción.....	81
Tabla 3.2. Evaluación del criterio de Efectividad.....	81
Tabla 3.3. Evaluación del criterio Precisión.....	82
Tabla 3.4. Evaluación del criterio Instalación.....	82
Tabla 3.5. Evaluación del criterio Costo.....	83
Tabla 3.6. Evaluación del criterio Disponibilidad.....	83
Tabla 3.7. Tabla de conclusiones de la selección de la alternativa para el subsistema de tracción y posicionamiento.....	84
Tabla 3.8. Evaluación del peso específico de criterios para la selección de alternativas en el subsistema de generación de movimiento.....	91
Tabla 3.9. Evaluación del criterio de Control de Variables.....	92
Tabla 3.10. Evaluación del criterio de Costo.....	92
Tabla 3.11. Evaluación del criterio de Bajas Vibraciones.....	92
Tabla 3.12. Evaluación del criterio de Disponibilidad en el mercado nacional.....	93
Tabla 3.13. Tabla de conclusiones de la selección de la alternativa para el subsistema de generación de movimiento.....	93
Tabla 3.14. Cargas perpendiculares sobre el tornillo de potencia.....	103
Tabla 3.15. Coeficientes de fricción para pares roscados.....	104
Tabla 3.16. Propiedades mecánicas de aceros al carbón.....	106
Tabla 3.17. Dimensiones principales de roscas Acme-American Standard.....	107
Tabla 3.18. Dimensiones de tornillos de potencia de la empresa UGRA CNC.....	117
Tabla 3.19. Datos típicos de tornillos de potencia.....	120
Tabla 3.20. Materiales de fabricación del tornillo de bolas 2005-4.....	120
Tabla 3.21. Propiedades mecánicas de aceros al carburizados.....	135
Tabla 3.22. Especificaciones de funcionamiento del sistema.....	139
Tabla 3.23. Resistencias mínimas al cortante para espigas localizadoras.....	153
Tabla 3.24. Características principales del servo-sistema <i>XINJE- DS21P5</i>	176
Tabla 3.25. Parámetros técnicos del servo-motor <i>XINJE- MSJ130STM06025</i>	177
Tabla 3.26. Parámetros técnicos del servo-drive <i>XINJE- DS21P5</i>	179
Tabla 3.27. Parámetros de posicionamiento del servo-drive <i>XINJE- DS21P5</i>	182
Tabla 3.28. Parámetro de arranque para el servo-drive <i>XINJE- DS21P5</i>	182
Tabla 3.29. Características técnicas del PLC <i>XINJE XC324RT</i>	186

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: Norma ASTM D 2061-07, Standard Test Methods for Strength Tests for Zippers.

ANEXO B: Despliegue de la función de calidad, Matriz – QFD.

ANEXO C: Ensayos preliminares.

ANEXO D: Resultados.

ANEXO E: Planos mecánicos.

ANEXO F: Plano eléctrico.

RESUMEN

El presente proyecto denominado: “Diseño e implementación de un sistema modular y reconfigurable para el control de calidad de zippers”, basa su desarrollo en el Diseño Mecatrónico, puesto que se aplican teorías innovadoras para el desarrollo y selección de nuevos productos como es el diseño concurrente, así como el análisis de modularidad y reconfigurabilidad, para definir la mejor estructura del sistema en función de la eficiencia del mismo.

Dicho proyecto consta en desarrollar un sistema que realice el control de calidad de cierres de cremallera o zippers a través de ensayos de tracción a las diferentes partes constitutivas del cierre, cumpliendo con los requerimientos de la norma ASTM D 2061-07, “Standard Test Methods for Strength Tests for Zippers”.

Para cumplir con la satisfacción de las necesidades planteadas por la empresa auspiciante CORZISA se aplica el QFD (Desarrollo de la función de calidad), que tiene como objetivo identificar las necesidades del cliente y transformarlas en requerimientos técnicos para el sistema.

El sistema como tal fue evaluado a través de la matriz MIM (Matriz de indicación de módulos), con el fin de agrupar cada subsistema en módulos, orientado al cumplimiento de parámetros importantes como son: diseño hacia el futuro, cambio o daño de un subsistema, calidad y postventa. Además se utilizó la teoría de portafolio para alcanzar la modularidad y reconfigurabilidad en la ejecución del orden de realización de ensayos, con el fin de alcanzar la secuencia más eficiente para el sistema.

A través de los resultados de los diferentes análisis expuestos, se realiza el diseño mecánico, electrónico, eléctrico y de la interfaz del usuario, haciendo énfasis en los requerimientos técnicos planteados de acuerdo a las necesidades del cliente, así como en los requerimientos técnicos expuestos en la norma ASTM D 2061-07.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

En el presente capítulo se describe de forma global la motivación del presente proyecto de tesis. Primeramente, se presentan antecedentes de la industria textil en el Ecuador y la importancia económica de la industria que lo comercializa, así como la descripción de la situación problemática que generó la necesidad de diseñar un sistema modular y reconfigurable para realizar el control de calidad de cierres de cremallera o zippers para la empresa CORZISA. Se explican las contribuciones y el producto resultante de la investigación. Finalmente se exponen la hipótesis, el objetivo y la estructura del presente proyecto.

1.1. INTRODUCCIÓN GENERAL.

Los factores que influyen en las decisiones de las empresas están cambiando rápidamente. Los valores y estructura de las sociedades, el progreso tecnológico, la demanda de productos, servicios y la estructura de las economías, determinan las condiciones en las que las empresas deben de competir por recuperar, mantener y conquistar los mercados a los que desean satisfacer.

Es un hecho que las organizaciones, en un intento por responder a las dinámicas demandas de los mercados, buscan constantemente nuevas formas de mejorar la calidad de sus productos y paralelamente reducir los costos de producción y el tiempo requerido para introducirlos al mercado. Es entonces cuando se hace notar la gran importancia de la etapa de diseño en el ciclo de vida de un producto, pues de esta actividad depende en su mayor parte tanto el desempeño funcional del producto como su flexibilidad en su manufactura. En términos económicos, la relevancia de la etapa de diseño se refleja en que ésta representa un 70-80% del costo total de un producto.

A lo largo de la historia de la industria manufacturera han surgido diversas filosofías, metodologías y herramientas que permiten mejorar la calidad, costo y tiempo de desarrollo de los productos. El presente trabajo, a través de un caso de estudio, documenta el resultado de la integración práctica de, QFD, DC y CAD, tres importantes herramientas utilizadas para apoyar las fases del diseño de un producto.

El despliegue de la función de la Calidad (QFD), Diseño Concurrente (DC) y el Diseño asistido por computadora (CAD), son conceptos que han probado su éxito en el apoyo al proceso de diseño de productos y que son utilizados actualmente en empresas de todo el mundo que persiguen asegurar la creación de un producto acorde con las necesidades presentes y futuras del mercado.

La principal aportación del trabajo descrito en esta tesis consiste en el diseño de un sistema modular y reconfigurable para el control de calidad de cierres de cremallera o zippers mediante la metodología QDC (QFD-DC-CAD), que es el resultado de la integración de las tres herramientas de diseño antes mencionadas, apoyadas por otras de carácter auxiliar.

1.2. ANTECEDENTES.

Los inicios de la industria textil ecuatoriana se remontan a la época de la colonia, cuando la lana de oveja era utilizada en los obrajes donde se fabricaban los tejidos.

Posteriormente, las primeras industrias que aparecieron se dedicaron al procesamiento de la lana, hasta que a inicios del siglo XX se introduce el algodón, siendo la década de 1950 cuando se consolida la utilización de esta fibra. Hoy por hoy, la industria textil ecuatoriana fabrica productos provenientes de todo tipo de fibras, siendo las más utilizadas el ya mencionado algodón, el poliéster, el nylon, los acrílicos, la lana y la seda.

A lo largo del tiempo, las diversas empresas dedicadas a la actividad textil ubicaron sus instalaciones en diferentes ciudades del país. Sin embargo, se puede afirmar que las provincias con mayor número de industrias dedicadas a esta actividad son: Pichincha, Imbabura, Tungurahua, Azuay y Guayas.

La diversificación en el sector ha permitido que se fabrique un sin número de productos textiles en el Ecuador, siendo los hilados y los tejidos los principales en volumen de producción. No obstante, cada vez es mayor la producción de confecciones textiles, tanto las de prendas de vestir como de manufacturas para el hogar, así como productos nuevos que buscan ser elaborados en el país y eliminar su importación, como cierres de cremallera o conocidos por su siglas en inglés ZIPPER.



Figura 1.1. Cierre de Cremallera o Zipper.¹

El sector textil genera varias plazas de empleo directo en el país, llegando a ser el segundo sector manufacturero que más mano de obra emplea, después del sector de alimentos, bebidas y tabacos. Según estimaciones hechas por la

¹ <http://www.vinividivinvi.com/2011/03/de-boda-i.html>. Cierre de Cremallera. Español.

Asociación de Industriales Textiles del Ecuador – AITE, alrededor de 50.000 personas laboran directamente en empresas textiles, y más de 200.000 lo hacen indirectamente, de esta manera representa aproximadamente el 3,1% del P.I.B. total y el 19,2% del P.I.B. manufacturero².

A partir de dichos antecedentes la CORPORACIÓN ZIPPER DEL ECUADOR S.A. (CORZISA), en el llamado de satisfacer las necesidades del mercado ecuatoriano inicia sus actividades el 5 de Agosto del 2011 en Sangolquí, Ecuador, en la fabricación de insumos textiles, enfocándose primordialmente en la fabricación de Cierres de Cremallera o Zippers.



Figura 1.2. Empresa CORPORACIÓN ZIPPER DEL ECUADOR S.A.³

Definiendo al Cierre de Cremallera o Zipper como el sistema compuesto por dos cintas de soportes flexibles, de poliéster u otro material en cuyos bordes están montados de forma alternativa los dientes o elementos de engranaje, delimitados por topes inferior y superior respectivamente. En donde mediante un deslizador a dicha cadena de dientes se pueden abrir o cerrar la misma.

1.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

El creciente interés de la CORPORACIÓN ZIPPER DEL ECUADOR S.A. (CORZISA), por ofrecer productos de calidad en el mercado ecuatoriano y en la Comunidad Andina, enfocándose en la producción de cierres de cremallera o zippers, trae consigo la necesidad de realizar ensayos mecánicos que aseguren la

² Herlinda Sabando, Ministerio de Comercio exterior, industrialización, Pesca y Competitividad.

³ Corporación Nacional del Ecuador Zipper S.A.

calidad del cierre y sus partes para ofrecer al mercado un producto confiable y de calidad.

Los diferentes ensayos mecánicos que se realizan internacionalmente para garantizar la calidad de los cierres de cremallera y sus partes, son ensayos de tracción y que se realizan de forma separada en sistemas individuales para analizar cada parte del cierre, esto trae consigo un tiempo alto en el ciclo de control de calidad del cierre en general y la necesidad de poseer un sistema o maquinaria específica para cada tipo de ensayo. Debido a esta situación, la empresa CORZISA solicitó al área de Ingeniería Mecatrónica de la Escuela Politécnica del Ejército el desarrollo de una Sistema Modular y Reconfigurable para el control de calidad de Cierres de Cremallera, el mismo que se caracterizará por desarrollar los diferentes ensayos en el mismo sistema como tal, sin la necesidad de cambiar de sistema o maquinaria para realizar otro tipo de ensayo.

Dentro del proyecto que engloba el desarrollo de esta tesis, se tiene como especificaciones por parte de la empresa solicitante que el Sistema Modular y Reconfigurable realice 5 tipos de ensayos diferentes en el sistema como tal y que parámetros como tiempo de duración, valor de fuerza de ruptura en cada ensayo, entre otras especificaciones que sean solicitadas a lo largo del desarrollo, sean almacenados para proveer un control estadístico de la calidad del producto y ser el punto de integración del sistema hacia la producción de la empresa.

Con este sistema se establecerá una política de calidad dentro del marco productivo de la empresa que garantizaría la calidad de todos sus productos.

1.3.1. HIPÓTESIS.

La metodología QDC, apoyada con otras herramientas de diseño, constituye una herramienta integral que a lo largo de las diferentes fases del proceso de desarrollo, asegura la creación de diseños adecuados a los requerimientos del cliente y permite generar conceptos creativos de diseño. Esta metodología aplicada al desarrollo de un sistema modular y reconfigurable para el control de

calidad de cierres de cremallera permitirá alcanzar resultados óptimos, eficientes y eficaces.

1.4. OBJETIVOS.

Los diferentes objetivos que se plantean, tienen referencia a las necesidades de la empresa auspiciante y los requerimientos del sistema modular y reconfigurable como tal.

1.4.1. OBJETIVO GENERAL.

Brindar a la empresa CORZISA el diseño e implementación de un sistema modular y reconfigurable para el control de calidad de zippers o cierres de cremallera.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Definir las necesidades del cliente utilizando metodologías como: QFD y la metodología del diseño modular y reconfigurable.
- Realizar pruebas preliminares a varios tipos de zippers para establecer rangos que definirán el diseño del sistema.
- Diseñar los módulos y la reconfiguración más idónea del sistema (Subsistemas: mecánico, eléctrico, electrónico y de control) para la eficiencia y eficacia de su funcionamiento.
- Implementar cada diseño, logrando la eficiencia y eficacia de todo el sistema como tal.
- Establecer parámetros y/o políticas de control de calidad para garantizar los productos que ofrece la empresa.
- Elaborar un manual de uso, claro y conciso.

1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.

La empresa CORZISA actualmente requiere de un sistema de calidad que garantice la producción del cierre de cremallera (zipper), su principal producto, para poder abarcar un mayor mercado en el Ecuador y en la Comunidad Andina.

Por esta razón es primordial y de gran urgencia realizar diferentes ensayos mecánicos para garantizar la calidad del cierre y sus partes. En donde los resultados obtenidos definirán parámetros que serán el punto de integración del Sistema Modular y Reconfigurable hacia las diferentes áreas de producción de la empresa.

De tal manera, para que un cierre de cremallera o zipper cumpla con el control de calidad es necesario que éste se someta a ensayos de resistencia de: la cadena a carga lateral, la separación individual del diente, deslizamiento longitudinal del diente, la fijación del tope superior, la fijación del tope inferior a través del deslizador, la fijación del tope inferior a carga lateral, la fijación del tope inferior por separación de la tira, la fijación del tope superior por separación de la tira, la fijación del pin separador, la resistencia a la fatiga, entre otros. Dichas pruebas serán descritas en el siguiente capítulo.

Tomando en cuenta que cada ensayo se realiza de forma separada y en la maquinaria respectiva, el tiempo de ciclo de todo el proceso de control de calidad es muy alto, por esta razón la implementación y diseño de un sistema modular y reconfigurable representa un ahorro económico tanto en la fabricación de la maquinaria, como para el tiempo de inspección del producto.

En donde el tiempo de ciclo para realizar el control de calidad de los diferentes tipos de cierres de cremallera será mucho menor, y por tanto los diferentes ensayos para cada lote se realizarán en un tiempo menor, que realizar cada tipo de ensayo por separado en su maquinaria respectiva.

Además se hace notar que al diseñar e implementar una máquina reconfigurable y modular, se asegura que la misma sea adaptable a una familia de partes, es decir que si se cambia un cierre metálico por un cierre plástico, la máquina responderá de la misma manera en cuanto a tiempo y a utilización de recursos, con resultados igualmente de óptimos.

Resultados como: duración de ensayo, número de lote ensayado, fuerza de ruptura, así como otras características que sean de interés para el usuario, se almacenarán con el fin de proveer un control estadístico de la calidad del producto y ser el punto de integración del sistema hacia la producción de la empresa.

Por tanto dicho sistema modular y reconfigurable establecerá una política de calidad dentro del marco productivo de la empresa CORZISA que garantizará la calidad de sus productos.

1.6. ALCANCE DEL PROYECTO.

Diseñar y construir un sistema modular y reconfigurable que garantice flexibilidad y eficiencia en los diferentes tipos de ensayos mecánicos, para realizar el proceso de control de calidad de zippers o cierres de cremallera. Almacenando los resultados obtenidos de los diferentes ensayos implementados en el sistema de manera que sirvan para proveer un control estadístico de la calidad del producto y ser el punto de integración del sistema hacia la producción de la empresa.

1.7. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.

El SISTEMA MODULAR Y RECONFIGURABLE PARA EL CONTROL DE CALIDAD DE ZIPPERS comprende un sistema semi-automático, que va a realizar 5 ensayos mecánicos en el mismo sistema. Uno de ellos es el ensayo para determinar la resistencia a la fatiga (Fatigue Test of Strength) que consiste en determinar la operabilidad del cierre al abrir y cerrar el mismo a una velocidad constante hasta su ruptura, dicho ensayo fue pedido específicamente por la

empresa auspiciante, los 4 ensayos restantes serán definidos posteriormente en el análisis de reconfigurabilidad del sistema.

Al referirse a un sistema modular y reconfigurable semi-automático, comprende en que dicho sistema está diseñado de tal manera, que gracias al diseño mecánico con la característica de reconfigurabilidad y al sistema de control implementado a través de sensores y actuadores, el operario pueda seleccionar que tipo de ensayo desea realizar y el sistema como tal tenga la autonomía para realizar los cambios necesarios en su estructura física o que el operario realice los mismos, todo esto determinado posteriormente por el análisis de reconfigurabilidad para que el sistema como tal esté listo para realizar el ensayo seleccionado, todo esto a través del diseño modular y reconfigurable.

Los parámetros como: fuerza de ruptura, tiempo de duración y otros que sean necesarios a lo largo del desarrollo del proyecto, para cada ensayo, serán procesados y almacenados para proveer una cantidad necesaria de datos que posteriormente servirán para el control estadístico de la calidad de los diferentes lotes de producción de zippers de la empresa.

Cabe recalcar que actualmente los diferentes ensayos mecánicos mencionados anteriormente se realizan de forma separada en diferentes máquinas. El sistema modular y reconfigurable como tal, es un sistema que busca la integración de dichos ensayos en un solo sistema, por tanto es un sistema que no está diseñado o se ha construido anteriormente, por lo que las especificaciones técnicas del mismo serán definidas en el desarrollo del proyecto.

CAPÍTULO II

2. RECONFIGURABILIDAD Y MODULARIDAD.

En el presente capítulo se describe las partes constitutivas del zipper o cierre de cremallera, la caracterización de los mismos, tipos de cierres y los ensayos que se deben realizar para el control de calidad de los mismos. Con respecto al diseño modular y reconfigurable se establece un procedimiento específico en donde se analiza los requerimientos del cliente y las especificaciones técnicas del sistema mediante la metodología QFD (Quality Function Deployment). Posteriormente, a los resultados obtenidos se aplicará el método de Erixon que comprende el análisis de reconfigurabilidad y modularidad para el sistema.

2.1. INTRODUCCIÓN.

Antes de introducirse en el ámbito del diseño conceptual del sistema, se realiza una introducción sobre el entorno del manejo de cierres de cremallera o zippers.

2.1.1. DESCRIPCIÓN DEL CIERRE DE CREMALLERA.

Un zipper o cierre de cremallera es un sistema de cierre compuesto por dos cintas como soportes flexibles, de poliéster u otro material en cuyos bordes se encuentran montados de forma alternativa y uniforme los dientes individuales o continuos del elemento. En donde, por medio de un deslizador se pueden enganchar o desenganchar el conjunto de dientes, es decir abrir o cerrar el cierre de cremallera. Tomando en cuenta que el recorrido o distancia útil de trabajo que realiza el deslizador se encuentra delimitado por dos topes en la parte superior y en la parte inferior.

2.1.1.1. Partes de un cierre de cremallera.

El cierre de cremallera es un elemento que se encuentra compuesto de varias partes o elementos individuales como se observa en la figura 2.1, las cuales serán puestas a prueba en los diferentes ensayos de control de calidad. Por esto se describe las diferentes partes de un cierre de cremallera:

- *Cinta de soporte*: Banda de material textil a lo largo de la cual se sujetarán el cordón y los dientes.
- *Cordón*: Estructura con torsión, formada o compuesta de uno o más filamentos sencillos o retorcidos, cordones de cuerda o hilos de polímeros orgánicos o de materiales inorgánicos o de mezclas.
- *Diente*: Componentes del cierre de cremallera, montados en el borde de las cintas de soporte donde se encuentra el cordón; según el tipo de cierre de cremallera pueden ser individuales o continuos.
- *Hilo de Fijación*: Hilo que asegura por medio de la costura al cordón de la cinta.
- *Cadena*: Ensamble formado por los distintos elementos de engranaje (dientes) de las dos cintas del cierre.
- *Tira*: Lado del cierre de cremallera compuesto por una cinta con sus respectivos elementos.
- *Paleta*: Elemento ensamblado al cuerpo del deslizador, con el cual se opera el mismo.
- *Tope*: Elementos colocados en los extremos superior e inferior de la cadena o de la cinta, que evitan que el deslizador se salga de la cadena.
- *Longitud de cierre de cremallera*: Distancia total que da el tamaño al cierre de cremallera y se mide desde el borde inferior del tope inferior, hasta el borde superior del tope superior.
- *Deslizador*: Componente del cierre de cremallera a través del cual se realiza manualmente la función principal de abrir el cierre al ser movido en una dirección, y cerrarlo al ser movido en la dirección contraria. Básicamente se compone de un cuerpo y una paleta.

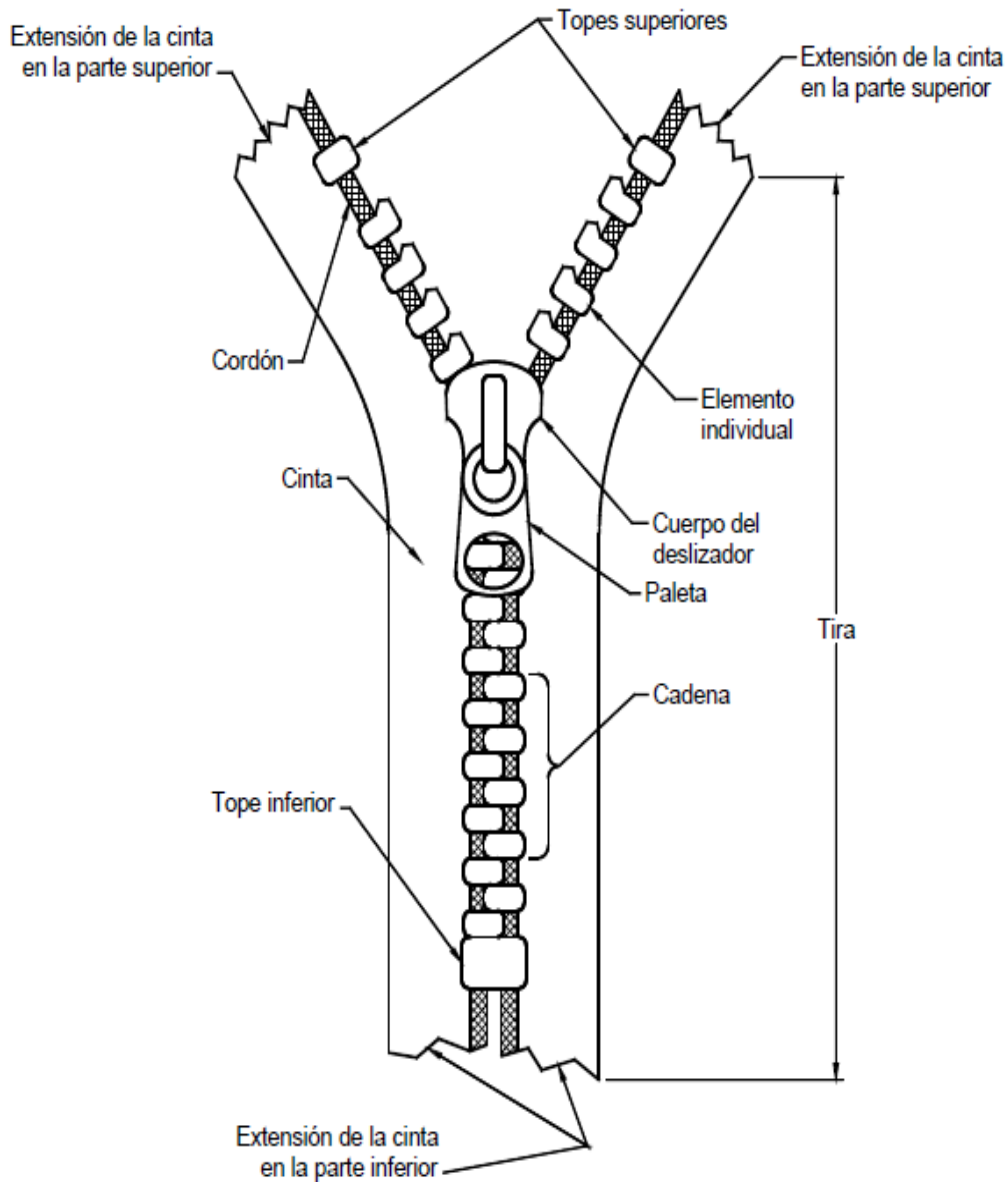


Figura 2.1. Partes principales de un cierre de cremallera – elementos individuales.⁴

2.1.2. TIPOS DE CIERRES DE CREMALLERA.

Existen varios tipos de cierres de cremallera dependiendo de sus elementos de engranaje o dientes, de acuerdo al tipo de tope inferior y el ancho de la cadena.

⁴ Norma NTC2512. CONFECCIONES, CIERRES DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 6.

2.1.2.1. Cierres de cremallera de acuerdo a sus dientes.

Los cierres de cremallera de acuerdo con sus elementos de engranaje, se clasifican en cierres de elementos individuales y de monofilamento continuo.

2.1.2.1.1. Cierre de cremallera de elementos individuales.

Aquel cierre de cremallera que consiste de dos hileras de elementos de engranajes separados, llamados dientes, cada una de ellos sujeta a los bordes opuestos de las dos cintas como se observa en la figura 2.1. Dicho tipo de cierre puede ser troquelado (metálico) o inyectado (plástico).

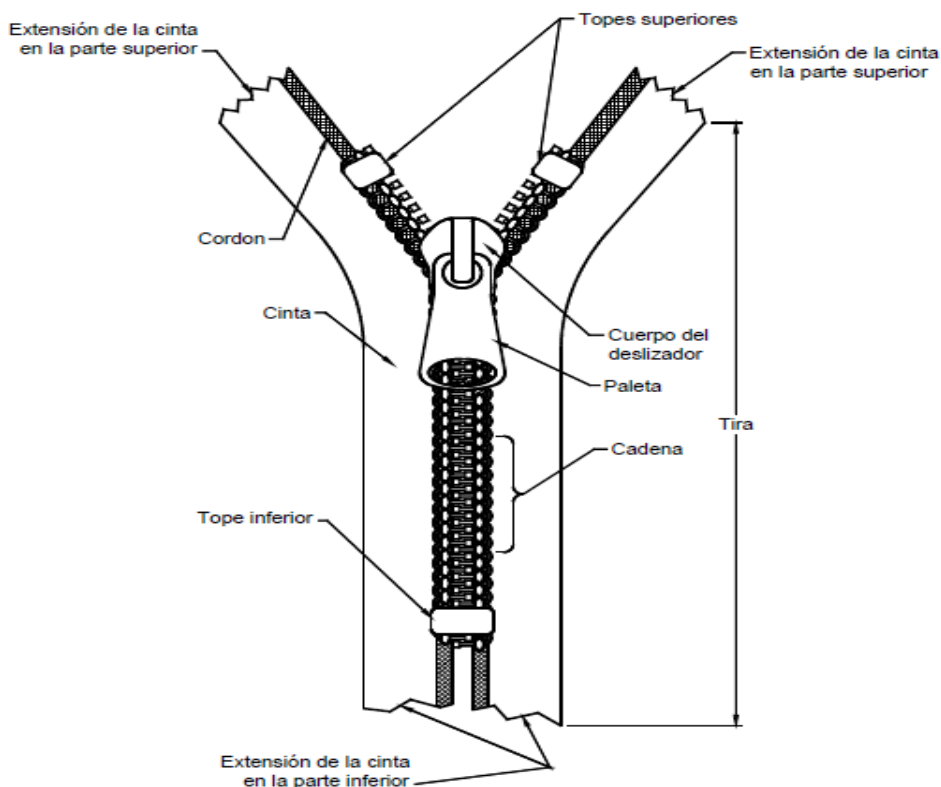


Figura 2.2. Partes principales de un cierre de cremallera de monofilamento continuo.⁵

⁵ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 7.

2.1.2.1.2. Cierre de cremallera de monofilamento continuo.

Aquel cierre de cremallera que consiste en dos engranajes continuos (dientes) de elementos de monofilamento, ya sean cosidos o tejidos asimétricamente en los bordes opuestos de las dos cintas.

2.1.2.2. Cierres de cremallera de acuerdo al tipo de tope inferior.

Los cierres de cremallera de acuerdo al tipo de tope inferior, se clasifican en cierres abiertos y cerrados.

2.1.2.2.1. Cierre de cremallera cerrado o fijo.

Cierre de cremallera en el cual los extremos inferiores de la cinta se mantienen unidos de manera permanente por medio de un tope.

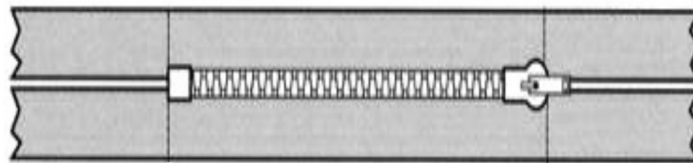


Figura 2.3. Cierre de cremallera cerrado o fijo.⁶

2.1.2.2.2. Cierre de cremallera abierto o separable.

Cierre de cremallera en el cual la parte inferior se encuentra ajustada por un conjunto de componentes especiales conformado por una cinta de refuerzo y un mecanismo separador compuesto por dos piezas (pines y caja) que permite unir o separar los dos lados del cierre de cremallera.

⁶ http://www.espatentes.com/pdf/0242768_U.pdf. Cierres de cremallera. Español.

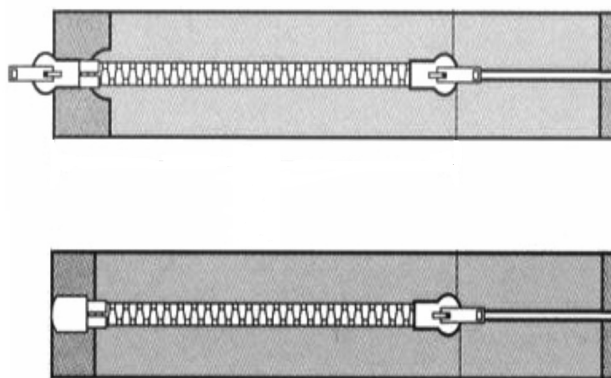


Figura 2.4. Cierre de cremallera abierto o separable.⁷

2.1.2.3. Cierres de cremallera de acuerdo al ancho de su cinta.

De acuerdo con el ancho de la cadena o de los elementos de engranaje, los cierres de cremallera también se diferencian según su calibre, por ejemplo: #2, #3, #4.5, #5, #6, etc. Por lo que la designación de los cierres de cremallera se efectúa de acuerdo con el ancho de la boca del deslizador según lo indicado en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Designación por calibre de acuerdo al ancho de la boca del deslizador.

Ancho de la boca del deslizador (mm)			Designación por calibre ^A		
Hasta		3,8	1	a	2
de 3,81	a	5,7	3	a	4
de 5,71	a	7	5	a	6
Mayor	de	7	7, 8, 9	a	10
^A	Los tamaños de los cierres de cremallera son agrupados en esta tabla debido a que en el comercio se compran cierres de cremallera sobre la base del uso final. Por ejemplo, los cierres de cremallera de tamaños 1 y 2 son comprados y usados de manera intercambiada. Cada miembro de la industria de cierres de cremallera asigna el número real que es aplicable al producto particular.				

Fuente: Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 7.

⁷ http://www.espatentes.com/pdf/0242768_U.pdf. Cierres de cremallera. Español

2.1.3. DESIGNACIÓN DEL CIERRE DE CREMALLERA.

La designación del cierre de cremallera se realiza de acuerdo a 3 parámetros principales:

- El ancho de la cadena (calibre).
- El material de la cadena.
- El tipo de tope inferior.

Por ejemplo: Cierre de cremallera fijo, metálico, N°5 o Cierre de cremallera sintético, separable, N°6.

2.1.4. CONTROL DE CALIDAD EN CIERRES DE CREMALLERA.

El control de calidad para cierres de cremallera se efectúa a través de ensayos mecánicos y químicos, con el fin de determinar valores máximos de fuerza que ocurren en la ruptura y parámetros de corrosión. El presente proyecto conlleva determinar la calidad del cierre de cremallera a través de ensayos mecánicos, por lo que se detallan los ensayos más importantes e utilizados, de acuerdo a la norma ASTM D 2061-07 "Standard Test Methods for Strength Tests for Zippers".

2.1.4.1. Determinación de la resistencia de la cadena y sus elementos.

La determinación de la resistencia de la cadena del cierre y sus elementos, se realiza a través de ensayos de tensión, ensayos que tratan de la separación de los elementos constitutivos del cierre y el deslizamiento de los mismos, con el objetivo de poner a prueba dichos elementos.

2.1.4.1.1. Resistencia de la cadena a la carga lateral (Chain Crosswise Strength Test).

Este método de ensayo se emplea para determinar la resistencia lateral, es decir se mide la resistencia de un cierre de cremallera en fallas tales como la rotura de la cinta, desengranado o separación del elemento cuando se ejerce una fuerza lateral en el cierre de cremallera durante el uso.

Para realizar dicho ensayo, se toma un cierre de cremallera cerrado, posteriormente se toma las cintas laterales y se las asegura en las mordazas, quedando los bordes paralelos de la cadena a 3 mm ($\frac{1}{8}$ de pulgada) de los extremos de las mordazas, como se observa en la figura 2.5.

Las terminaciones de las mordazas frontales deben estar a mínimo 25 mm (1 pulgada) del deslizador, de los topes o del extremo de la cadena engranada. A continuación se aplica una carga creciente hasta que los elementos se salgan del cordón, hasta que la cinta se separe, o hasta que ocurra falla de algún otro tipo.

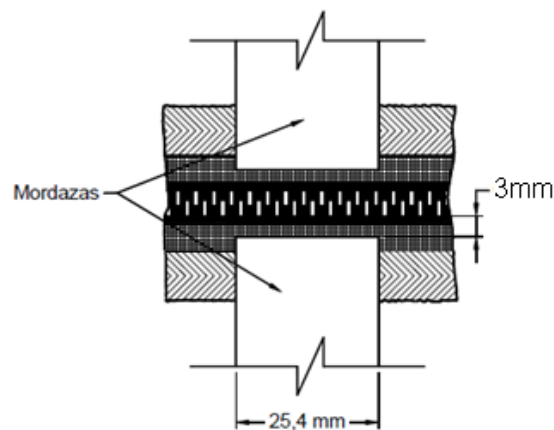


Figura 2.5. Esquema del ensayo de resistencia de la cadena a la carga lateral - Chain Crosswise Strength Test.⁸

⁸ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 40.

2.1.4.1.2. Resistencia a la separación individual del diente o elemento de engranaje (Element Pull Off Test).

Este método de ensayo se emplea para determinar la resistencia de agarre de un elemento alrededor del cordón del cierre, halando un elemento único desde el cordón en ángulos rectos hasta la fractura o separación del cordón de la cinta cuando se ejerce esfuerzo lateral en el cierre durante el uso.

Para realizar dicho ensayo, se asegura el brazo de sujeción en la mordaza móvil de la máquina de ensayos, posteriormente se asegura la herramienta al diente y la mordaza fija se asegura a la cinta inferior como se observa en la figura 2.6. A continuación se aplica un carga proporcional hasta sacar el diente o hasta que ocurra otra falla.

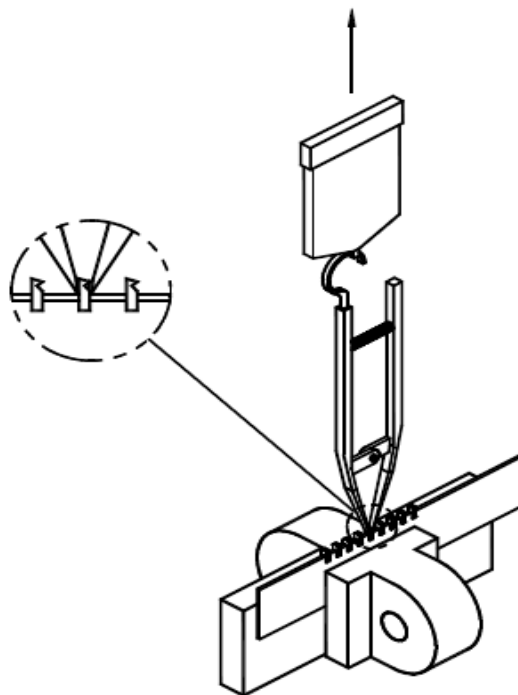


Figura 2.6. Esquema del ensayo de resistencia a la separación individual del diente - Element Pull Off Test.⁹

⁹ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 33.

2.1.4.1.3. Resistencia al deslizamiento longitudinal del diente o elemento de engranaje (Element Slippage, Lengthwise Test).

Este método de ensayo se usa para determinar la seguridad de fijación del diente a la cinta y mide la capacidad del elemento para mantenerse en la cinta en posición correcta.

Para realizar el presente ensayo se retira un diente de la tira teniendo cuidado de no dañar el cordón. Se corta éste y la cinta, hasta el centro de donde el diente fue retirado. Posteriormente se corta la cinta, sin tener en cuenta si ocurre o no desgaste del mismo.

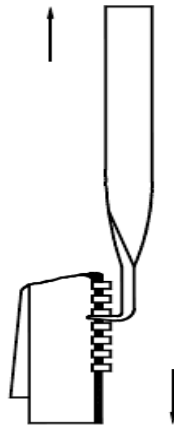


Figura 2.7. Esquema del ensayo de resistencia al deslizamiento longitudinal del diente o elemento de engranaje - Element Slippage, Lengthwise Test.¹⁰

El diente que va a ensayarse, es el que se encuentra debajo del diente que se sacó. Luego se asegura el brazo del aparato en la mordaza superior de la máquina y las dos puntas al final de la parte corta de la “L” se colocan horizontalmente debajo del diente. Además, la parte inferior de la tira se debe asegurar en la mordaza inferior del aparato alineada verticalmente, teniendo en cuenta que dicha mordaza debe estar a 76mm (3 pulgadas) por debajo de la “L” del brazo.

¹⁰ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 34.

Se aplica una carga creciente hasta que el elemento se deslice por fuerza de la extensión del cordón cortado o hasta que ocurra cualquier otro tipo de falla.

2.1.4.2. Determinación de la resistencia a la fijación de los topes.

La determinación de la resistencia a la fijación de los topes, determina la capacidad de los topes para cumplir el propósito para el que están diseñados, se determina a través del uso de cinco diferentes métodos que simulan los esfuerzos importantes encontrados en el uso final del cierre de cremallera.

2.1.4.2.1. Resistencia a la fijación del tope superior (Top Stop Holding Test).

Este método de ensayo puede emplearse para determinar la resistencia de sujeción del tope superior, con la cual se mide la capacidad del tope superior para evitar el desplazamiento del deslizador más allá del extremo de la cadena.



Figura 2.8. Herramienta auxiliar para la determinación de la resistencia a la fijación de topes.¹¹

La herramienta para realizar este ensayo, es una herramienta auxiliar con un extremo curvo como se muestra en la figura 2.8, para enganchar la paleta del

¹¹ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 37.

deslizador. Dicha herramienta será montada en la mordaza general superior, posteriormente se cierra la cremallera hasta el tope o topes a ensayarse.

Para realizar dicho ensayo se asegura la tira de la cremallera en la mordaza inferior, tomando en cuenta que la distancia entre el borde superior de la mordaza inferior a la superficie más cercana del cuerpo del deslizador es de 76mm, por último se aplica una fuerza proporcional hasta que se produzca una falla en los topes del cierre de cremallera.

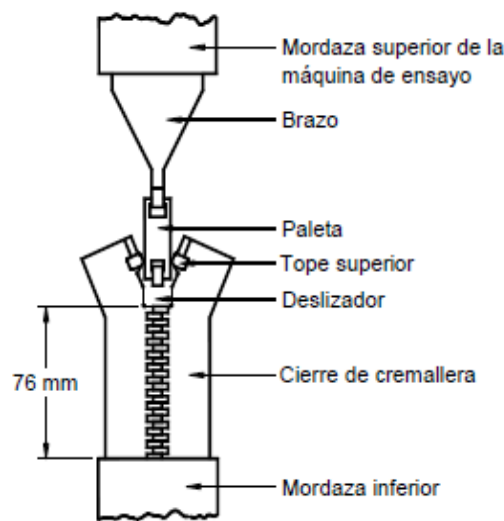


Figura 2.9. Resistencia a la fijación del tope superior - Top Stop Holding Test.¹²

2.1.4.2.2. Resistencia a la fijación del tope inferior a través del deslizador (Bottom Stop Holding, Slider Test).

Este método de ensayo se emplea para determinar la resistencia de sujeción del tope inferior, con lo cual se mide la capacidad del tope inferior para resistir fallas causadas por un esfuerzo aplicado longitudinalmente al tope inferior a través del deslizador.

¹² Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 38.

El procedimiento para realizar el presente ensayo comienza por asegurar la herramienta en la mordaza principal superior, se sujeta el slider con la herramienta, se abre el cierre de la cremallera y se sujeta con la mordaza inferior las dos tiras sueltas del cierre.

Tomando en cuenta que la distancia entre el borde superior de la mordaza inferior a la superficie más cercana del cuerpo del deslizador es de 76 mm. Por último se aplica una fuerza proporcional hasta que se produzca una falla en los topes ensayados.

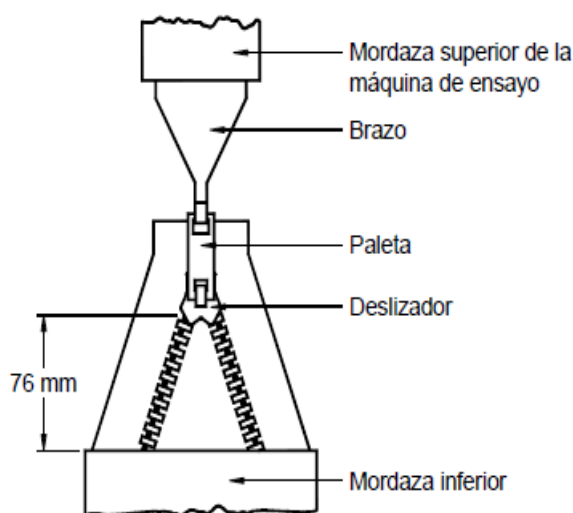


Figura 2.10. Resistencia a la fijación del tope inferior a través del deslizador - Bottom Stop Holding, Slider Test.¹³

2.1.4.2.3. Resistencia a la fijación del tope inferior a la carga lateral (Bottom Stop Holding, Crosswise Test).

Este método de ensayo se emplea para determinar la resistencia de sujeción del tope inferior, con lo cual se mide la capacidad del tope inferior para sostener las dos tiras de la cadena en conjunto cuando se aplica esfuerzo lateral al cierre de cremallera en el tope inferior.

¹³ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 38.

Para realizar dicho ensayo, en primera instancia se retira el slider del cierre y se abre la cadena apartando las tiras, hasta el tope inferior. Luego se debe retirar los dientes a una distancia de 13 mm ($\frac{1}{2}$ pulgada) a ambos lados, posteriormente con las dos mordazas superior e inferior se sujeta los extremos del tope inferior a una distancia de 3mm a cada lado como se observa en la figura 2.11.

Por último se aplica una fuerza proporcional hasta que se observe la falla de la parte ensayada.

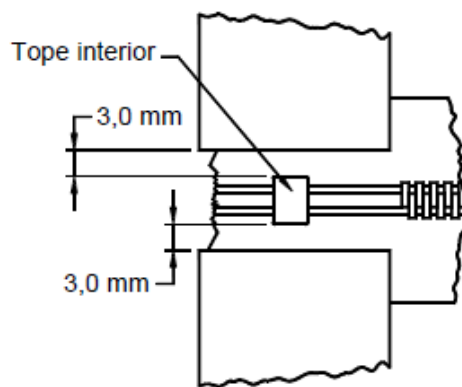


Figura 2.11. Resistencia a la fijación del tope inferior a la carga lateral - Bottom Stop Holding, Crosswise Test.¹⁴

2.1.4.2.4. Resistencia a la fijación del tope inferior por separación de la tira (Bottom Stop Holding, Stringer Separation Test).

Este método de ensayo se emplea para determinar la resistencia de sujeción del tope inferior, con lo cual se mide la capacidad del tope inferior para resistir fallas ocasionadas por aspectos tales como, ruptura del cordón de la cinta, separación del elemento del cordón o desplazamiento del tope inferior debido al esfuerzo aplicado a través de las tiras.

¹⁴ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 40.

Para realizar dicho ensayo se ubica el cierre hasta que el slider entre en contacto con el tope inferior, posteriormente se toma las dos tiras y se las sujeta con la mordaza superior y la mordaza inferior respectivamente, separadas a una distancia de 76 mm (3 pulgadas) de los extremos superiores de las mordazas como se observa en la figura 2.12.

Tomando en cuenta que el deslizador debe estar en la mitad de ambas mordazas, se aplica una carga incremental hasta que el tope salga, se rompa la cinta u ocurra algún otro tipo de falla.

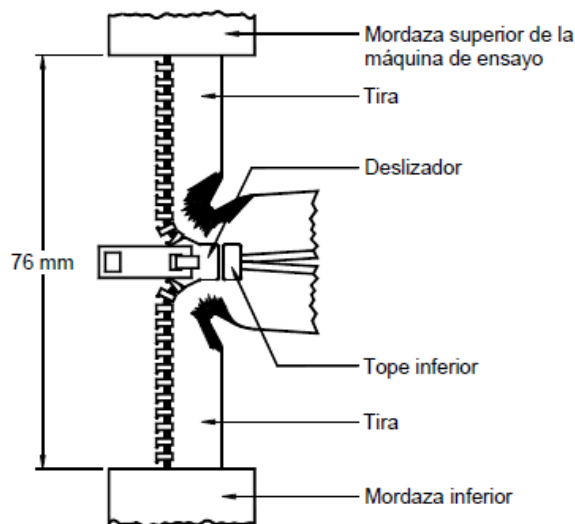


Figura 2.12. Resistencia a la fijación del tope inferior por separación de la tira - Bottom Stop Holding, Stringer Separation Test.¹⁵

2.1.4.2.5. Resistencia a la fijación del tope superior por separación de la tira (Bridge Top Stop, Stringer Separation Test).

Este método de ensayo se emplea para determinar la resistencia de sujeción del tope superior, con lo cual se mide la capacidad del tope superior para mantenerse en su posición de trabajo, así como para resistir fallas ocasionadas por aspectos

¹⁵ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 41.

tales como, ruptura del cordón de la cinta, separación del elemento del cordón o desplazamiento del tope superior debido al esfuerzo aplicado a través de las tiras.

Para realizar dicho ensayo primeramente se retira el slider y se abre el cierre, teniendo a las dos cintas o tiras del cierre unidas por el tope superior como se observa en la figura 2.13.

Dichas tiras sueltas serán sujetadas por la mordaza superior e inferior respectivamente a una distancia de 76 mm (3 pulgadas). Ubicado y listo el cierre de cremallera para comenzar el ensayo se aplica una fuerza incremental hasta que se produzca una falla de cualquier origen en el cierre, notando en especial el tipo de falla en el tope superior.

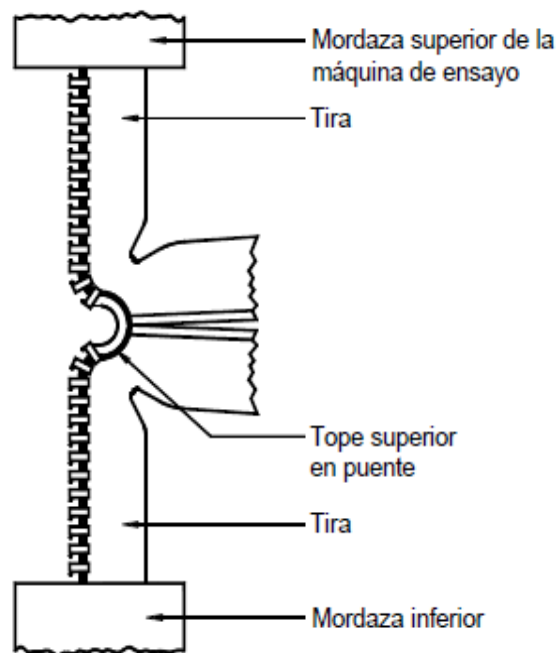


Figura 2.13. Resistencia a la fijación del tope superior por separación de la tira - Bridge Top Stop, Stringer Separation Test.¹⁶

¹⁶ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 8.

2.1.4.3. Determinación de la resistencia a la fijación de las unidades separables.

Determina la resistencia a la fijación de las unidades separables de los cierres de cremallera y de sus partes, simulando los esfuerzos importantes encontrados en el uso final del cierre como tal.

2.1.4.3.1. Resistencia a la fijación del pin separador (Separable Pin, Pull off Test).

Dicho ensayo se emplea para determinar la resistencia de sujeción del pin separador, con lo cual se mide la capacidad del pin separador para resistir el desplazamiento en el cordón de la cinta cuando se aplica una fuerza longitudinal.

Para realizar dicho ensayo se debe abrir el cierre de cremallera, dejando los topes superiores libres, luego se debe retirar dos o tres dientes que pueden obstruir la sujeción del pin superior.

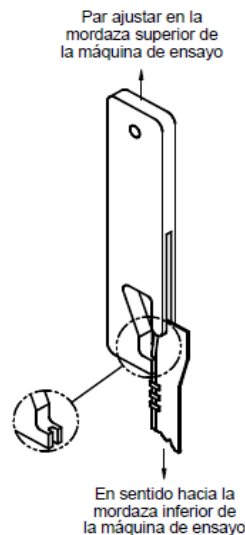


Figura 2.14. Resistencia a la fijación del pin separador - Separable Pin, Pull off Test¹⁷.

¹⁷ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 43.

Se sujeta con la mordaza superior la herramienta auxiliar mostrada en la figura 2.14 y la mordaza inferior sujeta el cierre de cremallera, tomando en cuenta que debe existir una distancia de 76 mm (3 pulgadas) entre el extremo superior de la mordaza superior y el tope de sujeción de la herramienta auxiliar. Posteriormente se aplica una carga incremental hasta que se produzca la falla del tope superior.

2.1.4.3.2. Resistencia a la fijación de la caja o retenedor fijo (Fixed Retainer, Pull off Test).

Este método de ensayo se puede emplear para determinar la resistencia de sujeción de la caja (retenedor fijo), con lo cual se mide la capacidad de la caja para resistir el desplazamiento del cordón de la cinta cuando se aplica una fuerza longitudinal.



Figura 2.15. Herramienta auxiliar para la determinación de la resistencia a la fijación de la caja o retenedor fijo.¹⁸

Para realizar dicho ensayo se asegura la herramienta auxiliar para éste ensayo (Figura 2.15) en la mordaza superior de la máquina de ensayo. Se separa los dos tiras y se ubica la caja (retenedor fijo) en los bordes superiores de la ranura y del accesorio y, con una distancia aproximada de 76 mm (3 pulgadas) entre el borde inferior de la caja y el borde superior de la mordaza inferior, se asegura la tira en

¹⁸ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 44.

la mordaza inferior. Posteriormente se aplica una carga creciente hasta que se salga la caja, se rompa la cinta o hasta que ocurra otro tipo de falla.

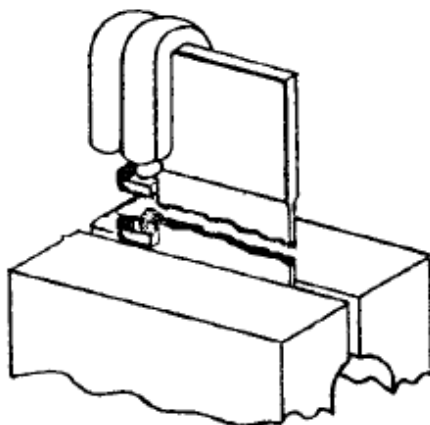


Figura 2.16. Resistencia a la fijación de la caja o retenedor fijo -Fixed Retainer, Pull off Test.¹⁹

2.1.4.3.3. Resistencia a la fijación de la unidad de separación a una carga lateral (Separating Unit, Crosswise).

Este ensayo se utiliza para determinar la resistencia de sujeción de la unidad de separación engranada, con lo cual se mide la capacidad para resistir fallas debidas a la separación del cordón de la cinta, la rotura de la cinta o la separación de la unidad, causada por un esfuerzo lateral del cierre de cremallera en la unidad de separación.

Para realizar dicho ensayo se debe tener al cierre de cremallera cerrado, luego se toman ambos lados del cierre y se los sujetan con las mordazas, se debe constatar que se tenga una distancia de 3 mm ($\frac{1}{8}$ de pulgada) a cada lado paralela al cierre como se indica en la figura 2.17. Posteriormente se aplica una fuerza incremental hasta que se produzca la falla del tope o cualquier otro tipo de falla.

¹⁹ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 11.

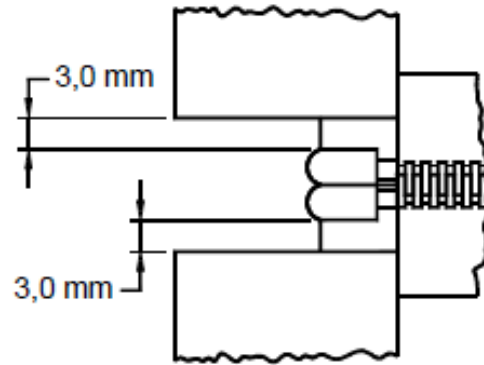


Figura 2.17. Resistencia a la fijación de la unidad de separación a una carga lateral - Separating Unit, Crosswise.²⁰

2.1.4.4. Determinación de la resistencia a la fatiga (Fatigue Test of Strength).

La determinación de la resistencia a la fatiga, es el ensayo en donde se sujeta al deslizador por su paleta y se abre y cierra el mismo en una frecuencia y fuerza constante hasta que el mismo se desarme. Midiendo el número de repeticiones de abertura del cierre antes de su ruptura.

Para realizar dicho ensayo, se debe tener un cierre de cremallera totalmente ensamblado, luego se sujeta la parte superior del cierre a la mordaza superior y la parte inferior del cierre a la mordaza inferior, posteriormente se instala el aparato para abrir y cerrar el cierre, se sujeta la herramienta auxiliar para este ensayo al deslizador.

Y se aplica una velocidad constante a la frecuencia de abrir y cerrar el cierre y se mide el número de veces que se ha abierto y cerrado el cierre antes que se produzca alguna fractura en su estructura.

²⁰ Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 44.

2.1.5. MODULARIDAD Y RECONFIGURABILIDAD.

La modularidad y reconfigurabilidad en un sistema logra que el mismo sea flexible en las exigencias de su constitución y funcionalidad. Sin dejar de lado que con dichas características el sistema como tal logra la mayor eficiencia y eficacia, eliminando los famosos cuellos de botella o tiempos muertos en la realización del proceso al cual fue diseñado.

2.1.5.1. Modularidad.

Un producto modular es aquel que se encuentra organizado por diversos bloques constructivos, orientado a ordenar e implantar las distintas funciones y facilitar las operaciones de composición del mismo. En donde los bloques constructivos se llaman módulos y su organización como tal, estructura modular.

2.1.5.2. Reconfigurabilidad.

Un sistema de fabricación reconfigurable, tiene una estructura ajustable, diseñada sobre las necesidades del cliente o necesidades del mercado con el fin de realizar varias tareas con tiempos muertos mínimos y ahorro de recursos. Dicho sistema se caracteriza por tener la facilidad de cambiar de una capacidad de producción a otra, así como la de fabricar una cantidad deseada de productos de una familia de productos.

En el caso del control de calidad, la reconfigurabilidad se tiene presente en los diferentes tipos de ensayos que realizará el sistema, definidos una vez que se haya realizado el análisis de reconfigurabilidad, así como la diversidad de cierres que se ensayarán.

2.1.5.3. Diseño Modular y Reconfigurable.

Actualmente las compañías adoptan estrategias, modelos y arquitecturas para cumplir las demandas del mercado actual, lo que se traduce en familia de productos, modularidad y flexibilidad de procesos. El presente proyecto se enfoca en la arquitectura modular y reconfigurable orientada a los procesos que se realizan para el control de calidad en cierres de cremallera y a la fabricación del sistema.

Para el diseño de un sistema modular existen varios métodos conocidos como arquitecturas modulares, como:

- Diseño Modular de Reuso.
- Diseño Modular de Productos.
- Diseño Modular de Erixon - MFD (Modular Function Deployment).

En un análisis profundo se tomó al diseño modular de Erixon (MFD) como el más idónea para éste proyecto. El cual enfoca el impacto de la modularidad en las fases del ciclo de vida del producto: desarrollo, producción, prueba, servicio, mantenimiento y reciclado. Teniendo que dicho método consta de 5 etapas principales:

- Investigación de los requerimientos del cliente aplicando el QFD.
- Identificación y determinación de las soluciones técnicas a los requerimientos del cliente mediante la esquematización funcional del sistema.
- Establecimiento de posibles módulos, mediante la matriz MIM (Modular Indication Matrix).
- Evaluación de conceptos mediante la matriz de interfaz.
- Mejora de cada módulo acorde al diseño y objetivos de la empresa.

En la última etapa del método de Erixon correspondiente al mejoramiento del diseño de sistemas modulares nace el concepto de reconfigurabilidad. En donde solamente se puede denotar la reconfigurabilidad con módulos identificados y bien analizados.

Por ésta razón, en el presente proyecto se utilizará dos metodologías; el diseño modular de Erixon para la fabricación del sistema y una arquitectura de portafolio para la modularidad en la definición de los diferentes ensayos para el control de calidad de cierres de cremallera o zippers.

2.1.6. MODULARIDAD Y RECONFIGURABILIDAD DE ACUERDO A LAS NECESIDADES DEL CLIENTE.

Tomando en cuenta que el sistema modular como tal se establecerá con el método de Erixon modificado, y el mismo parte de los requerimientos y necesidades del cliente, es necesario el establecimiento de los requerimientos técnicos del producto, a través de la metodología - QFD (Despliegue de la Función de Calidad).

2.1.6.1. QFD - Quality Function Deployment.

El QFD por sus siglas en ingles (Quality Function Deployment) muestra los requerimientos del cliente tanto en el proceso de diseño, manufactura y marketing. Dicho enfoque trata de traducir e interpretar las necesidades de los clientes en lenguaje ingenieril, es decir en características técnicas del producto.

En la industria moderna es una de las herramientas más utilizadas en el equipo operativo y táctico de la organización, puesto que se deja de lado conceptos tradicionales como equipos de diseño, grupos de investigación y desarrollo, equipos de pruebas y rediseño que solamente se traducen en desperdicio excesivo de recursos, sin resultados óptimos. Es así que el QFD se enfoca en la voz del cliente y de acuerdo al mismo se planea toda la producción del bien o servicio.

El QFD utiliza un tipo de diagrama de matriz para representar los datos y la información, por esta razón también se le conoce como *CASA DE LA CALIDAD*. La construcción de la casa de la calidad consiste en seis pasos básicos:

- Identificar los requisitos del cliente.
- Identificar los requisitos técnicos.
- Relacionar los requisitos del cliente con los requisitos técnicos.
- Realizar una evaluación de los productos o servicios competitivos.
- Evaluar los requisitos técnicos y desarrollar objetivos.
- Determinar qué requisitos técnicos se deben desplegar en el resto del proceso de producción/entrega.

A continuación se describe de forma general los principales pasos para la elaboración del QFD.

2.1.6.1.1. Identificación de los requerimientos del cliente.

Identificar y entender la voz del cliente es sin duda uno de los pasos más importantes en el QFD, ya que mediante este paso se realizará el análisis y la determinación del producto final.

Para recolectar información de las necesidades del cliente se pueden usar encuestas a una determinada población relacionadas con el producto, o examinar un grupo de enfoque, o realizar una entrevista al cliente.

El grado de importancia de los requisitos tiene relevancia puesto que así se determina en que elementos del diseño se debe tomar mayor importancia y dedicarle mucho más tiempo y recursos, dicho grado de importancia se expresa en una escala de uno a cinco o de uno a diez. Esta se debe especificar por parte del cliente.

2.1.6.1.2. Identificación de los requerimientos técnicos.

En la determinación de los requisitos técnicos es importante analizar el producto o servicio por todas las áreas que se involucrarán en el diseño, manufactura y marketing del producto, puesto que cada área de la empresa conoce ciertos requerimientos que deberán seguir para obtener un producto óptimo. En esta etapa es indispensable la comunicación de cada departamento o área para que exista una coherencia en el producto a desarrollar.

Los requisitos técnicos deben ser medibles, ya que los resultados son controlados y se comparan con los objetivos o metas. Estos requisitos pueden incluir requisitos del equipo, personal, características, mantenimiento, estructura y estética.

2.1.6.1.3. Relación entre los requisitos del cliente con los requisitos técnicos.

En esta etapa se desarrolla la Casa de la calidad como tal, en donde pueden existir tres relaciones: Fuerte, Media y Débil. Dichas relaciones tienen como objetivo responder una pregunta importante para el diseño:

¿De qué manera un cambio en una característica técnica afecta a las demás?

Dichas relaciones muestra el grado de relación que posee cada requisito del cliente con el requisito técnico. El propósito de estas relaciones es determinar si los requerimientos técnicos planteados por las distintas áreas de la empresa cubren con las necesidades del cliente. La ausencia de una relación fuerte entre un requisito del cliente y cualquier requisito técnico muestra que; o bien que las necesidades del cliente no se satisfacen o el diseño final tendrá problemas para satisfacerlas. Así mismo si un requisito técnico no afecta ningún requisito del cliente, quizá sea redundante o los diseñadores pueden haber olvidado alguna necesidad importante del cliente.

La simbología sugerida para estas relaciones se muestra en la figura 2.18.

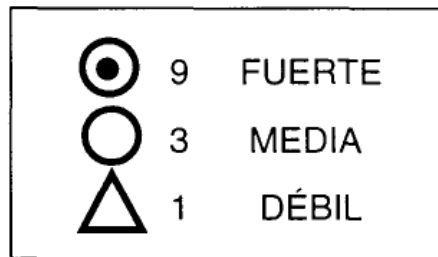


Figura 2.18. Simbología de relaciones en la metodología QFD.²¹

2.1.6.1.4. Evaluación de los productos o servicios competitivos.

Dicha etapa se realiza en el mismo entorno del cliente, esto determina como la competencia cumple los requerimientos técnicos planteados.

2.1.6.1.5. Desarrollo de objetivos técnicos.

Consiste en determinar las medidas objetivas de los parámetros. Refiriéndose a valores medibles que se especificarán y deberán satisfacer las necesidades del cliente, estos se consideran una guía para el diseño a detalle de cada sistema.

2.1.6.1.6. Determinación de requerimientos de diseño.

Muestra el grado de importancia relativa en el proyecto. Esta etapa es calculada sumando los productos de la importancia por la valoración dada en la matriz de relación para cada requerimiento técnico.

²¹ AGUAYO, Modelo del Proceso de Diseño Conceptual: Integración de las metodologías QFD. Tesis de Maestría. ITESM. Campus Monterrey. 1997. 31p.

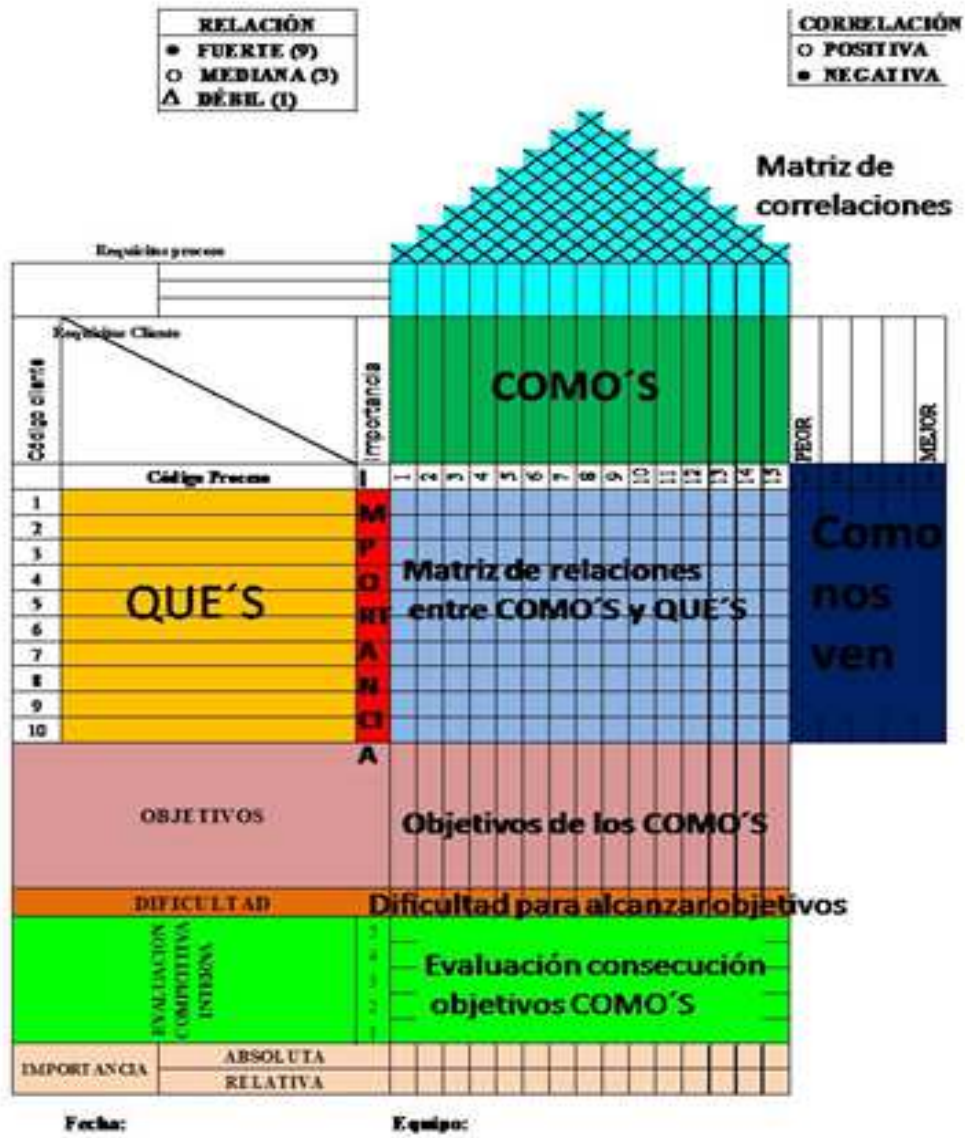


Figura 2.19. Esquema general de la CASA DE CALIDAD – QFD²².

²² <http://www.calidad2fatyma.wordpress.com/qfd/>. QFD, Casa de la calidad. Español.

2.2. QFD – EN EL SISTEMA MODULAR Y RECONFIGURABLE.

En la primera fase del despliegue de la función de la calidad en necesidad de focalizar el diseño del sistema modular y reconfigurable para el control de calidad de cierres de cremallera, se plantea los requerimientos del cliente y posteriormente los requerimientos técnicos del sistema en respuesta de los requerimientos del cliente.

2.2.1. REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE.

De acuerdo a una entrevista realizada a los miembros de la empresa CORZISA, se han determinado una serie de requerimientos o requisitos del cliente, que serán detallados a continuación en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Requerimientos del cliente CORZISA en el desarrollo del QFD.

N°	Requerimientos del cliente CORZISA.
1	Mayor cantidad de ensayos en el control de calidad de cierres de cremallera
2	Cumplimiento de las especificaciones expuestas en la norma ASTM D2061-07 para la realización de cada ensayo.
3	Menor cantidad de operarios para la realización de cada ensayo.
4	Menor tiempo de duración en la realización de cada ensayo.
5	Un sistema reconfigurable para cambiar sin dificultad de un ensayo a otro.
6	Un sistema apto para realizar pruebas de calidad en varios tipos de cierre.
7	Un sistema que realice pruebas de calidad en cierres de máximo 25 cm y mínimo 4 cm de largo.
8	Eliminación de ruido.
9	Seguridad para el operario en la utilización del sistema.
10	Un sistema robusto.
11	Un sistema estético.
12	Visualización de parámetros como: fuerza de ruptura, tiempo de duración, etc.
13	Almacenamiento de parámetros.
14	Fácil de manejar.
15	Fácil de realizar su mantenimiento.
16	Un sistema eficiente y eficaz no costoso.

Fuente: Propia.

2.2.2. REQUERIMIENTOS TÉCNICOS.

De acuerdo a la determinación de los requerimientos del cliente, se plantea los siguientes requerimientos técnicos en respuesta a dichas necesidades.

Tabla 2.3. Requerimientos técnicos del sistema en función de las necesidades del cliente en el desarrollo del QFD.

	VARIABLES DEL SISTEMA		VÍA DE SELECCIÓN Y EVALUACIÓN DE LAS VARIABLES DEL SISTEMA: ¿Con qué mido, cuantifico o selecciono?
Sistema Mecánico	1	Robustez de la estructura mecánica.	Análisis mecánico, análisis de esfuerzos, deformaciones y de factor de seguridad.
	2	Acabado superficial de la estructura.	Estética de la estructura.
	3	Herramientas con acabados de precisión.	Comparación con la norma ASTM D2061-07.
	4	Definición de sujeciones para el sistema.	Análisis mecánico.
	5	Subsistema de tracción.	Análisis mecánico.
	6	Acople para el subsistema de tracción.	Análisis mecánico.
	7	Guías	Análisis mecánico.
Sistema Transmisión de Potencia	8	Actuador para el sistema.	Características eléctricas y mecánicas del actuador en los requerimientos del sistema.
Sistema de Control	9	Control de variables para los diferentes subsistemas.	Características de control de los diferentes subsistemas.
Interfaz Gráfica	10	Resolución de la pantalla.	Píxeles y Bits de color de la pantalla.
	11	Estructura de la interfaz.	Interfaz amigable y de fácil manejo para el operario.
Medición de variables	12	Adquisición de datos.	Características técnicas de las variables a medir.
	13	Sensor para medición de fuerza de ruptura en ensayo.	Características técnicas de cada ensayo y características físicas del sistema.
	14	Unidad de procesamientos de señales.	Cantidad y tipos de herramientas para el procesamiento de señales.
Otros	15	Precio.	Requerimientos del sistema.
	16	Capacidad de control de calidad.	Número de ensayos, tamaño y material del cierre de cremallera.

Fuente: Propia.

2.2.3. DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE CALIDAD EN EL SISTEMAMODULAR Y RECONFIGURABLE.

Una vez determinados los requerimientos del cliente y traducidos a requerimientos técnicos del sistema, se procede a relacionar los mismos en el despliegue de la función de calidad, en una matriz que enlista las necesidades del cliente **QUE's** o **"atributos"** comparándolos con las **"características de diseño" COMO's**, como se muestra en la figura 2.19.

En donde se relaciona las necesidades del cliente y los requerimientos técnicos a través de un correlación, que trata de cuantificar el grado de relación que existe entre los mismo, dicha correlación se muestra en la tabla 2.4.

Tabla 2.4. Grado de correlación en el despliegue de la función de calidad.

Símbolo	Correlación
++	Fuerte positiva.
+	Positiva.
-	Negativa.
--	Fuerte negativa.

Fuente: Propia.

Una vez definido la correlación que existe entre los mismos se procede a ponderar dicha relación a través de los valores de ponderación expuestos anteriormente en la figura 2.18.

En la tabla 2.5 se muestra el despliegue de la Función de Calidad (QFD) del sistema de control de calidad de zippers relacionando los requerimientos del cliente y especificaciones técnicas del sistema a través de ponderaciones en un total de 15 puntos. Dicha calificación nos sirve para determinar el orden de diseño de los diferentes elementos del sistema que se determinaron.

En el ANEXO B se muestra ampliada la matriz del despliegue de la función de calidad del sistema (QFD).

2.2.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Desplegada la función de calidad se obtuvo los siguientes resultados mostrados en la tabla 2.6. En donde se muestra la ponderación y por ende el orden de diseño de los diferentes requerimientos técnicos del sistema, tomando en cuenta que el primer requerimiento es la base con el cual se van a tratar el diseño de los demás requerimientos planteados.

Tabla 2.6. Resultados del despliegue de la función de calidad.

Orden de diseño	Características técnicas del sistema	Peso Relativo QFD
1	Actuador para el sistema.	12,8
2	Subsistema de tracción.	11,5
3	Precio.	10,1
4	Control de variables para los diferentes subsistemas.	9,0
5	Sensor para medición de fuerza de ruptura en ensayo.	8,6
6	Definición de la sujeción del cierre para los diferentes ensayos.	7,1
7	Herramientas con acabados de precisión.	6,1
8	Guías.	5,4
9	Robustez de la estructura mecánica.	4,7
10	Unidad de procesamientos de señales.	4,6
11	Adquisición de datos.	4,5
12	Acople para el subsistema de tracción.	3,6
13	Acabado superficial de la estructura.	3,4
14	Capacidad de control de calidad.	3,2
15	Estructura de la interfaz.	2,8
16	Resolución de la pantalla.	2,5

Fuente: Propia.

De acuerdo al análisis del QFD se determina el orden de diseño y/o selección de las diferentes características técnicas del sistema, que posteriormente se agruparán en subsistemas funcionales a través del diseño modular.

De acuerdo a su peso relativo en orden de importancia se detalla cada característica técnica que debe ser analizada y diseñada en el sistema.

Teniendo que el elemento más primordial a diseñar y seleccionar es el “*Actuador del sistema*” con una valoración de 12,8 puntos, puesto que de dicho actuador depende la capacidad de carga, robustez y precisión del sistema, entre otras características técnicas, así como el cumplimiento de parámetros como velocidad, y posición, expuestas en la norma ASTM D2061-07. El actuador del sistema es el elemento más importante a diseñar y seleccionar en primera instancia.

2.3. DISEÑO MODULAR DEL SISTEMA.

Traducidas las necesidades del cliente en características técnicas del sistema y analizadas a través del QFD, es necesario agrupar dichas características en subsistemas y posteriormente en módulos, con el fin de tener una determinada organización de los diferentes subsistemas, que proporcione que el sistema como tal sea flexible en su producción, así como en los cambios que se pueda realizar en su estructura de acuerdo a las exigencias del cliente.

2.3.1. ESQUEMATIZACIÓN FUNCIONAL DEL SISTEMA.

Una vez determinado el orden e importancia de diseño de las especificaciones técnicas para el sistema a través del despliegue de la calidad - QFD, según Erixon es posible descomponer funcionalmente al sistema, es decir determinar las funciones y sub-funciones del sistema.

Para ello es necesario el método de IDEF0, que modela las actividades de un sistema, derivado del lenguaje gráfico SADT (Structured Analysis and Design Technique)²³, dicho método proporciona la introducción para definir posteriormente los módulos de un sistema.

En general dicho método consta de 2 etapas:

²³ IMPLEMENTATION OF MODULAR ARCHITECTURE OF COOLING GENERATORS, K.Osman, N. Bojčetić and D. Marjanović, Dubrovnik - Croatia, May 19 - 22, 2008.p 89.

- Determinación de la función principal del sistema.
- Definición de la estructura funcional del sistema mediante funciones parciales o subsistemas.

Tomando en cuenta que cada etapa debe estar ligada mediante interrelaciones lógicas.

2.3.1.1. Identificación de la función principal del sistema.

En primera instancia para determinar la función principal del sistema, se debe identificar los parámetros de entrada y salida del mismo. Para ello se considera al sistema como tal como una caja negra, donde no importa lo que contiene el sistema, sino lo que se obtiene de él.

Tomando las necesidades del cliente y las especificaciones técnicas como base, se determina la función principal del sistema, representada en la figura 2.20.

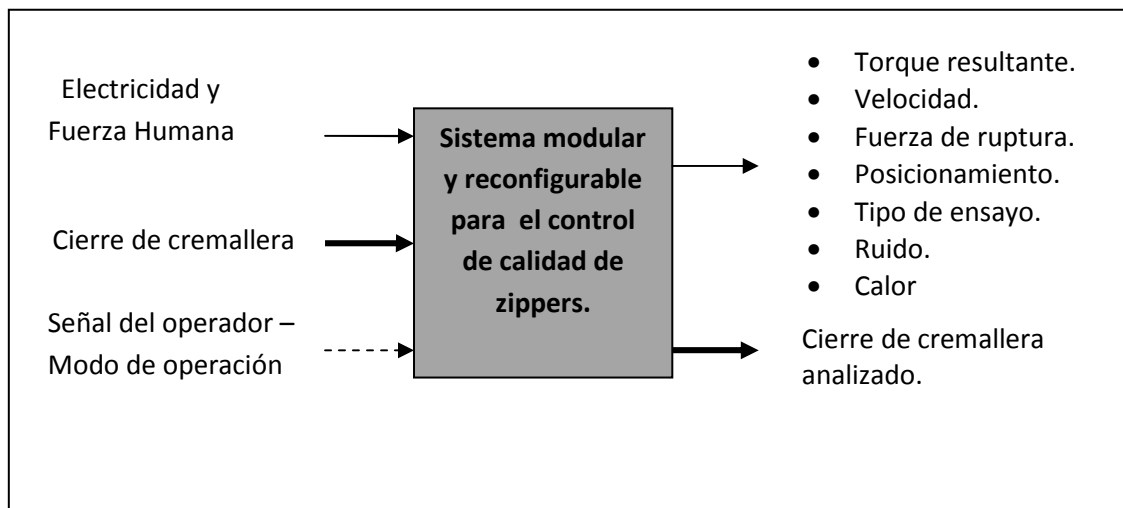
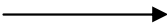




Figura 2.20. Caja negra del sistema modular y reconfigurable.²⁴

²⁴ Fuente: Propia.

Tomando en cuenta que las relaciones entre el sistema y las entradas - salidas del mismo están representadas por líneas de flujo, en donde cada una de ellas representa un tipo de relación, de acuerdo a la siguiente simbología:

- Flujo de Energía. 
- Flujo de Material. 
- Señal. 

2.3.1.2. Identificación de subsistemas funcionales.

Una vez determinado los modos de operación y la función principal, se detalla los subsistemas de acuerdo al tipo de ensayo a realizar.

2.3.1.2.1. Estado inicial del sistema.

Al referirse al estado inicial del sistema, se toma como la posición inmediata luego que el operario haya energizado e inicializado el sistema.

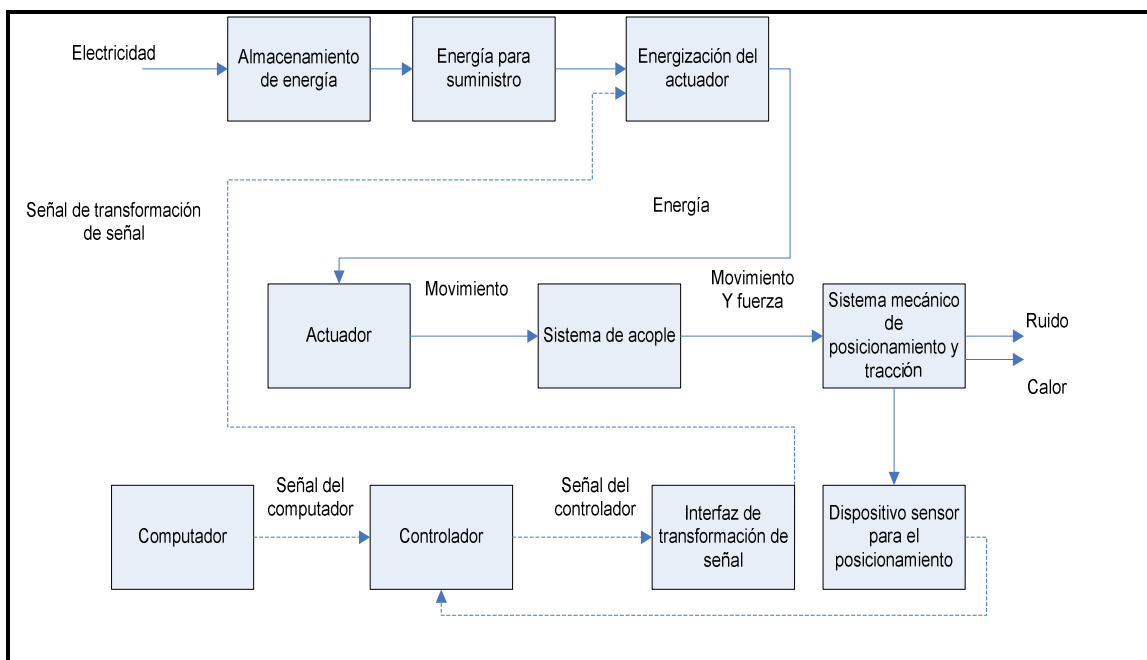


Figura 2.21. Estructura funcional del estado inicial del sistema.²⁵

²⁵ Fuente: Propia.

En la figura 2.21 se representa dicho estado, tomando la misma simbología de líneas de flujo, utilizada en el esquema de la caja negra del sistema.

2.3.1.2.2. Ensayos de resistencia a la tensión en el sistema.

En general todos los ensayos de tensión descritos en el resumen de ensayos para el control de calidad, se realizan de la misma forma, por esta razón tendrán una estructura funcional muy semejante. Por lo que únicamente cambiarán las distancias del posicionamiento de la herramienta y la herramienta a utilizar dependiendo del ensayo a realizar.

Tomando en cuenta los diferentes módulos y funciones que actúan para realizar un ensayo de tensión, se representa en la figura 2.22 su estructura funcional.

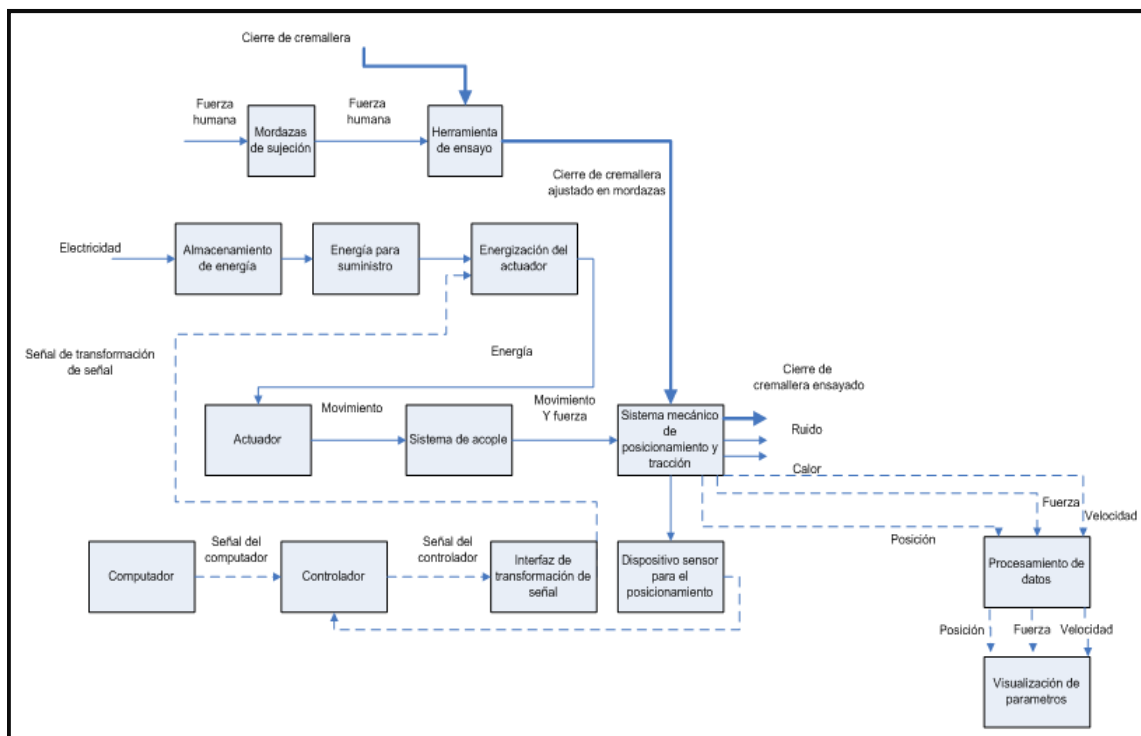


Figura 2.22. Estructura funcional del estado de ensayo de resistencia a la tensión del sistema.²⁶

²⁶ Fuente: Propia.

2.3.1.2.3. Ensayos de resistencia a la fatiga en el sistema.

El ensayo de resistencia a la fatiga difiere en su estructura de funcionamiento comparado con los ensayos de tensión, ya que no se realiza las mismas actividades para realizar dicho ensayo. La figura 2.23 se representa la estructura funcional del ensayo de resistencia a la fatiga para el control de operabilidad del cierre de cremallera.

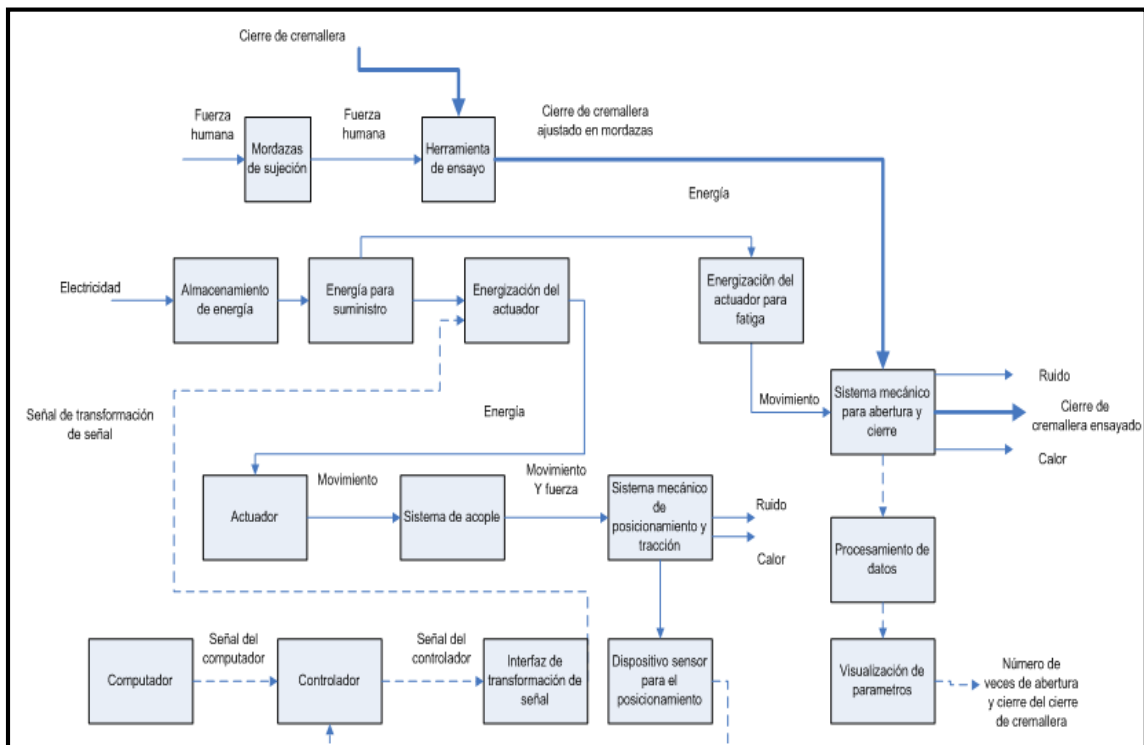


Figura 2.23. Estructura funcional del estado de ensayo de resistencia a la fatiga del sistema.²⁷

2.3.1.2.4. Estructura funcional general del sistema.

En la identificación de subsistemas funcionales, se estableció tres estados del sistema, dependiendo del ensayo que se realiza y de la posición inicial del mismo.

²⁷ Fuente: Propia.

El modelo general de sistema está directamente relacionado con la fusión de los tres modelos de subsistemas descritos anteriormente, puesto que todos los modelos poseen características semejantes se realiza una síntesis de todos ellos. Por tanto el modelo general se divide en 3 partes:

- Estado inicial.
- Estado para ensayos de resistencia a la tensión.
- Estado para el ensayo de resistencia a la fatiga.

La figura 2.24 representa la estructura funcional general del sistema, donde los rectángulos indican los diferentes subsistemas del sistema en los tres estados mencionados.

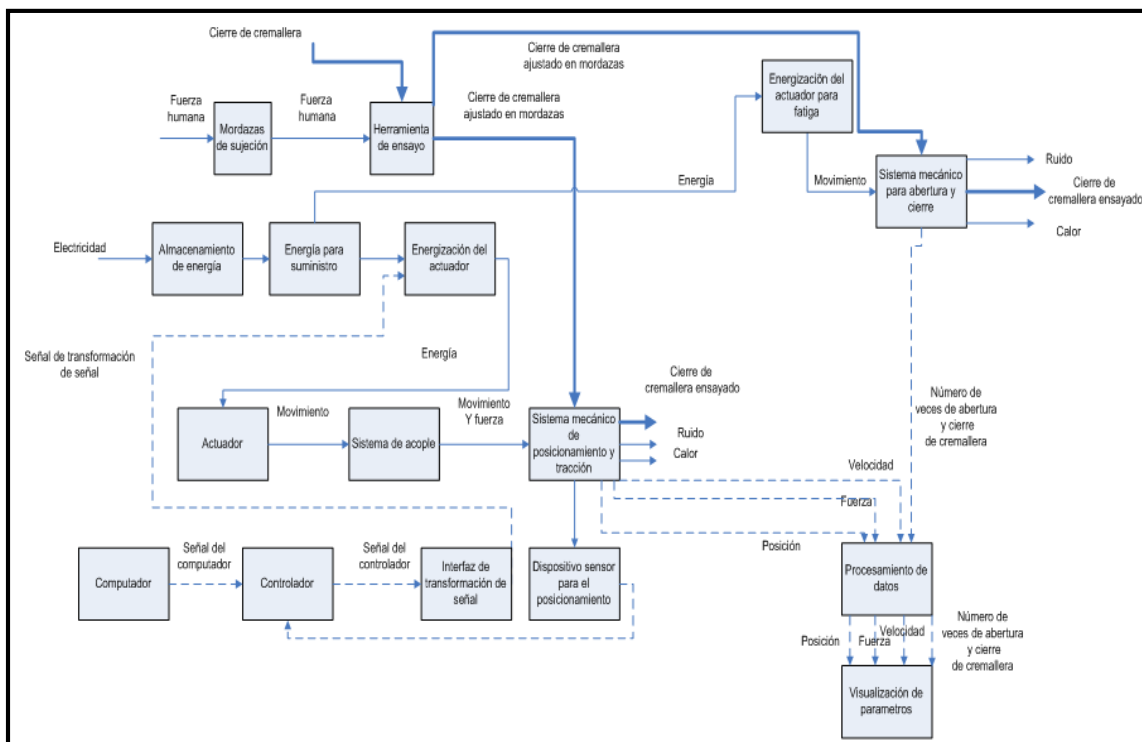


Figura 2.24. Estructura funcional general del sistema.²⁸

En la tabla 2.7 se describen las señales correspondientes a cada subsistema para la estructuración de los diferentes estados del mismo.

²⁸ Fuente: Propia.

Tabla 2.7. Descripción de señales de los diferentes subsistemas.

	Función	Señal que recibe	Señal que transmite
Computador	Analiza la información enviada por el usuario para determinar el tipo de ensayo a realizar.	Ensayo a realizar.	Información codificada mediante protocolo RS232.
Controlador	Interpreta información digital del computador y transforma en señales analógicas o digitales dependiendo del control que se requiera.	Información codificada mediante protocolo RS232.	Información digital a la interfaz de transformación de señal.
Interfaz de transformación de señal	Envía las instrucciones indicadas por el controlador hacia el actuador	Información digital a la interfaz de transformación de señal.	Señal hacia el actuador.
Energización del actuador	Interfaz de potencia eléctrica hacia el actuador.	Energía eléctrica.	Energía eléctrica bifásica 220V, 60Hz.
Actuador	Transforma la energía en movimiento.	Energía eléctrica bifásica 220V, 60Hz.	Movimiento.
Sistema de acople	Interfaz mecánica para la transmisión de movimiento.	Movimiento.	Movimiento.
Sistema mecánico de posicionamiento y tracción	Sistema mecánico utilizado para el posicionamiento y tracción en los ensayos.	Movimiento.	Fuerza.
Dispositivo sensor para el posicionamiento	Dispositivo que permite sensor el posicionamiento de la herramienta de acuerdo al ensayo.	Posición de las mordazas.	Señal hacia el controlador.
Mordazas de sujeción	Dispositivo mecánico utilizado para la sujeción del cierre de cremallera	-	-
Herramientas de ensayo	Dispositivo mecánico utilizado para distintos ensayos.	-	-
Energización del actuador para ensayo de fatiga	Interfaz de transformación de energía eléctrica en señales entendibles para el sistema mecánico para el ensayo de fatiga.	Energía eléctrica	Señal digital o analógica hacia el actuador para el ensayo de fatiga.

**Tabla 2.7. Descripción de señales de los diferentes subsistemas
(Continuación).**

Sistema mecánico para ensayo de fatiga	Sistema mecánico que transforma la energía eléctrica en movimiento para el ensayo de fatiga.	Señal digital o analógica hacia el actuador para el ensayo de fatiga.	Movimiento.
Procesamiento de datos	Interpreta las señales de los actuadores y sensores, procesados.	Señales de fuerza, posición, velocidad y número de veces de abertura y cierre de la cremallera.	Señales de fuerza, posición, velocidad y número de veces de abertura y cierre de la cremallera.
Visualización de parámetros	Muestra los parámetros importantes como velocidad, posicionamiento, fuerza de rotura.	Señales de fuerza, posición, velocidad y número de veces de abertura y cierre de la cremallera.	Señales de fuerza, posición, velocidad y número de veces de abertura y cierre de la cremallera.

Fuente: Propia.

2.3.2. IDENTIFICACIÓN DE MÓDULOS DEL SISTEMA.

La identificación modular del sistema está directamente relacionada con la estructura funcional general del sistema determinada en la figura 2.24, en este análisis se agruparán los subsistemas mencionados anteriormente en módulos o subsistemas generales, basándose en conceptos de modularidad planteados por Erixon.

2.3.2.1. Método de Erixon de identificación de módulos.

Erixon, Erladsson, Von Yxkull y Mo Ostergen, son autores que describen un módulo como uno o más componentes o sub-ensambles contenido en el mismo, los cuales juntos deben cumplir los siguientes requerimientos: ²⁹

²⁹ Dan Persson *Swedish*, Modules and interfaces, 2004, *h01danpe@du.se*.

- Habilidad de someterse funcionalmente a prueba.
- Ajustabilidad.
- Interfaces de estandarización.
- Reconfigurabilidad.
- Transportabilidad.

De acuerdo a estos requerimientos Erixon ha determinado indicadores de módulo con el fin de cumplir dichos requerimientos y desarrollar la matriz MIM (Matriz de Indicación de Módulos).

2.3.2.1.1. Indicadores de módulo.

Dicha matriz compara los indicadores de módulo establecidos con los subsistemas funcionales previamente definidos (Figura 2.24). A continuación se denotan dichos indicadores.

2.3.2.1.1.1. Desarrollo y diseño del producto.

Estos indicadores se los desarrolla en la etapa inicial del proyecto donde se busca dos aspectos principales:

- *Diseño hacia el futuro*: Está directamente relacionada con la re-utilización de subsistemas para una nueva generación del producto.
- *Evolución tecnológica*: Establecer nuevas soluciones innovadoras.

2.3.2.1.1.2. Variación.

Dentro del requerimiento de variación, se encuentran dos parámetros generales:

- *Especificaciones técnicas*: Relacionada con la solución para aislar o desprejar el cambio en una variación técnica. Para el caso del sistema modular y reconfigurable de control de calidad, se establecen 3 parámetros

que cambian de acuerdo al cierre de cremallera producido por la empresa CORZISA S.A.:

- a. Variación en la longitud del cierre de cremallera.
 - b. Variación en el material del cierre de cremallera.
 - c. Variación en el número de ensayos a realizar.
- *Estilización*: Directamente relacionada con la estética del sistema.

2.3.2.1.1.3. Producción.

En el presente proyecto el parámetro de producción no se desarrolla en la matriz de Erixon puesto que no se fabricará a gran escala este tipo de sistemas de control de calidad para cierres de cremallera, sin embargo se los describe con el fin de conocerlos.

- *Unidad común*: Producción de un producto en altos volúmenes.
- *Organización y re-utilización del proceso*: Relacionado con la protección en escases en los recursos o procesos.

2.3.2.1.1.4. Calidad.

El indicador de calidad está relacionado con la prueba de puesta a punto de forma separada de las funciones en el sistema, es decir que cada módulo puede ser probado independientemente.

2.3.2.1.1.5. Posventa.

Los indicadores de posventa se los aplica cuando el equipo ha sido entregado al cliente, entre los que se tiene:

- *Servicio y mantenimiento*: Relacionado con la facilidad de limpieza y el cambio de subsistemas.
- *Actualización*: Vinculado directamente con el cambio o aumento de subsistemas para mejorar la productividad del equipo.
- *Reciclaje*: Asociado con la re-utilización o reciclaje de partes del sistema.

2.3.2.2. Matriz de Indicación de Módulos (MIM).

Después de identificar los indicadores de módulo que se van aplicar al sistema, es necesario compararlos en la matriz de indicación de módulos, con los subsistemas funcionales (Figura 2.24).

Dicha matriz está constituida en sus filas por las causas de modularidad o indicadores de módulo y en sus columnas por subsistemas funcionales. En donde filas y columnas se evalúan entre sí y se determinan pesos o valores referentes a la evaluación de causas de modularidad. Tomando como referencia la ponderación utilizada en el Q.F.D. (Figura 2.18), se establece la siguiente valoración para en análisis de modularidad:

- Causa de modularidad fuerte: 9.
- Causa de modularidad media: 3.
- Causa de modularidad baja: 1.

Para encontrar semejanzas entre los subsistemas y poder agruparlos en módulos es necesario sumar cada una de las columnas de la matriz MIM y posteriormente asociarlos de acuerdo a su total.

Definido en la tabla 2.8 se presenta el análisis de la matriz de indicación de módulos para el sistema de control de calidad de zippers.

Tabla 2.8. Matriz de indicación de módulos para el sistema de control de calidad de cierres de cremallera (MIM).

INDICADORES DE MÓDULO	Desarrollo y diseño del producto		Variación			Calidad	Postventa			TOTAL
	Diseño hacia el futuro.	Evolución tecnológica.	Cambio de longitud de cierre de cremallera.	Cambio de material del cierre de cremallera.	Aumento de ensayos.	Prueba separada de funciones.	Servicio y mantenimiento.	Actualización.	Reciclaje.	
SUBSISTEMAS										
Computador						▲				1
Controlador		0				⊖	▲			13
Interfaz de transformación de señal						▲				1
Almacenamiento de energía										0
Energía para suministro										0
Energización del actuador										0
Actuador	⊖	⊖	⊖	⊖	0	⊖	0			51
Sistema de acople	0	0	▲	0			0		⊖	22
Sistema mecánico de posicionamiento y tracción	⊖	0	0	⊖	⊖	⊖	⊖		⊖	60
Dispositivo sensor para el posicionamiento	⊖	⊖	⊖	0	0		▲			34
Mordazas de sujeción		0			⊖	⊖			⊖	30
Herramienta de ensayo		0			⊖	⊖			⊖	30
Energización del actuador para ensayo de fatiga										0
Sistema mecánico para abertura y cierre	⊖	⊖	⊖			⊖	0		⊖	48
Procesamiento de datos						0	▲			4
Visualización de parámetros		⊖				0	⊖	⊖		30

Fuente: Propia.

2.3.2.3. Definición de módulos del sistema.

Partiendo de la matriz de indicación de módulos se agrupan los subsistemas dependiendo de los indicadores de módulos que comparten entre sí, lo cual se refleja en la suma total de cada columna como se observa en la tabla 2.9.

Tabla 2.9. Módulos del sistema de control de calidad.

MÓDULO	PONDERACIÓN	SUBSISTEMA
GENERACIÓN DE MOVIMIENTO	51	Actuador.
RETROALIMENTACIÓN DE POSICIONAMIENTO	34	Dispositivo sensor para el posicionamiento.
TRANSMISIÓN DE POTENCIA	60	Sistema mecánico de posicionamiento y tracción.
	22	Sistema de acople.
	48	Sistema mecánico para ensayo de fatiga.
SUJECIÓN	30	Mordazas de sujeción.
	30	Herramienta de ensayo.
VISUALIZACIÓN	30	Visualización de parámetros.
CONTROL	13	Controlador.
	4	Procesamiento de datos.
	1	Interfaz de transformación de señal.
	1	Computador.
POTENCIA ELÉCTRICA	0	Almacenamiento de energía.
	0	Energía para suministro.
	0	Energización del actuador.
	0	Energización del actuador para ensayo de fatiga.

Fuente: Propia.

De acuerdo a los valores obtenidos en la tabla 2.9 se encontraron 7 módulos:

- *Módulo de generación de movimiento.*
- *Módulo de transmisión de potencia.*
- *Módulo de retroalimentación y posicionamiento.*
- *Módulo de sujeción.*
- *Módulo de visualización.*

- *Módulo de control.*
- *Módulo de potencia eléctrica.*

En la figura 2.25 se muestra la agrupación de los subsistemas del sistema general en módulos funcionales.

Tomando en cuenta que las entidades de cada módulo son fácilmente identificables, la modularización permite incrementar la variedad de ensayos a realizar.

Es así que el análisis de modularidad tiene como objetivo agrupar los diferentes subsistemas en módulos funcionales, con la característica que el sistema permita intercambiar módulos por tecnología nueva, sin afectar el funcionamiento de la máquina, además de la reducción de partes y el tiempo de ensamble.

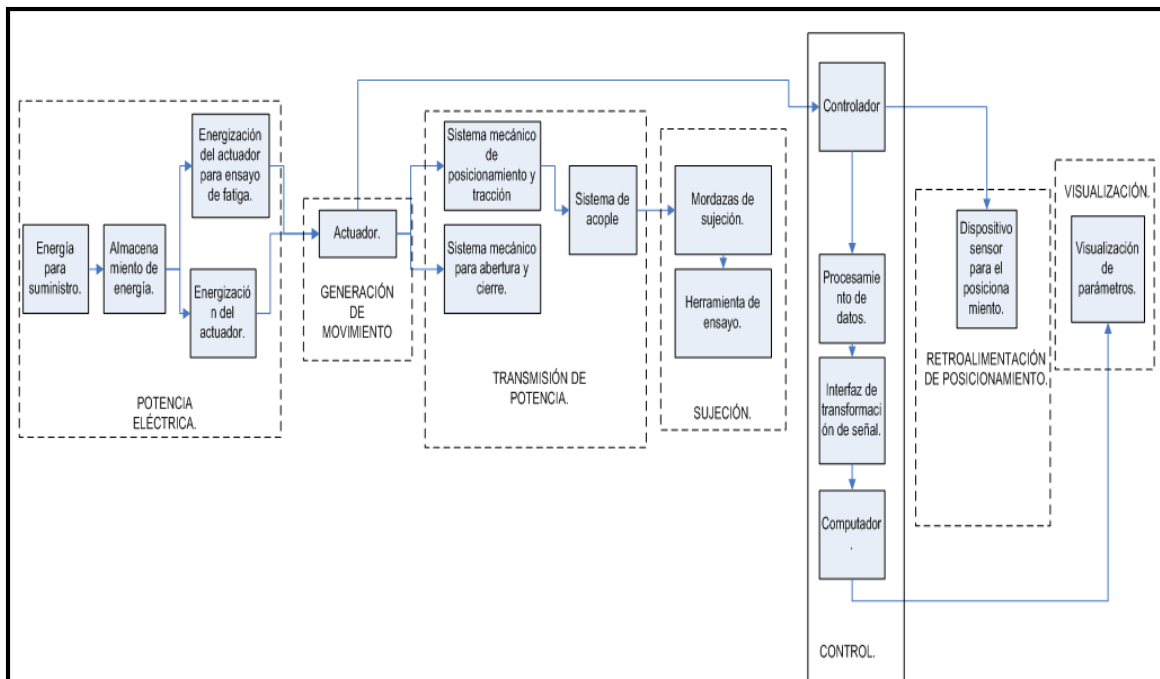


Figura 2.25. Estructura funcional general del sistema agrupado en módulos.³⁰

³⁰ Fuente: Propia.

2.4. DISEÑO DE RECONFIGURABILIDAD DEL SISTEMA.

Tomando en cuenta que el sistema de control de calidad de cierres de cremallera es un sistema de verificación y mas no un sistema de producción, la reconfigurabilidad del sistema se enfoca en la definición del orden y el tipo de ensayos aptos para realizarse en el sistema, sin descuidar la satisfacción de las necesidades del cliente.

Para definir la reconfigurabilidad del sistema con respecto a los ensayos a implementar, es necesario definir módulos de ensayos de acuerdo a los requerimientos más relevantes para el cliente.

2.4.1. MODULARIDAD DE ENSAYOS.

Los ensayos para el control de calidad de cierres de cremallera pueden ser considerados como un proceso, por lo cual se puede identificar características similares entre los diferentes ensayos y agruparlos en módulos de acuerdo a parámetros importantes para el cliente.

Mediante este análisis se pueden analizar los ensayos más aptos para realizarse en el sistema, de acuerdo a parámetros de evaluación identificados en el Q.F.D.:

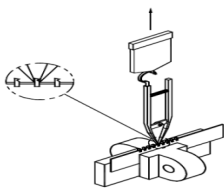

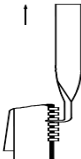
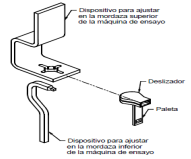

- Precio del sistema.
- Menor tiempo de ejecución por ensayo y menor consumo de energía.
- Escalabilidad de los datos.

Las características o parámetros con los cuáles se va agrupar los ensayos, han sido definidos identificando las características más relevantes que se dan en el proceso como tal de realizar un ensayo. Los parámetros de agrupamiento definidos son:

- Herramientas a utilizar de acuerdo a cada ensayo.
- Longitud de la pinza fija a la pinza móvil de acuerdo a cada ensayo con respecto a la norma ASTM D2061-07.
- Orientación del cierre en ensayo.
- Parte constitutiva del cierre ensayado.
- Fuerza a medir de acuerdo a la norma ASTM D2061-07.
- Sistemas mecánicos utilizados para cada ensayo.

Para definir el parámetro de agrupamiento del número de herramientas utilizadas en cada ensayo es necesario definir los tipos de herramientas auxiliares que se utilizan, representadas en la tabla 2.10.

Tabla 2.10. Herramientas auxiliares del sistema.

Número de Herramienta	Figura	Número de Herramienta	Figura
Herramienta N°1		Herramienta N°4	
Herramienta N°2		Herramienta N°5	
Herramienta N°3		Herramienta N°6	No Definida.

Fuente: Norma NTC2512. CONFECCIONES, CIERRES DE CREMALLERA. Colombia, 2008.pp 20-50.

En la tabla 2.11 se relaciona los diferentes ensayos para el control de calidad de cierres de cremallera propuestos por la norma ASTM D 2061-07 y los parámetros de agrupamiento de los mismos, definiendo o cuantificando la característica que los relaciona.

Una vez definida las características de agrupamiento para cada ensayo, se procede a evaluar y definir los módulos funcionales a través de los parámetros de evaluación definidos previamente en el Q.F.D.

Tabla 2.11. Definición de características de acuerdo a parámetros de agrupamiento de los diferentes ensayos para el control de calidad de cierres de cremallera.

	Herramientas a utilizar de acuerdo a cada ensayo	Longitud de la pinza fija a pinza móvil de acuerdo al ensayo	Orientación del cierre en ensayo de acuerdo a la norma ASTM D2061-07	Parte constitutiva del cierre ensayada	Fuerza a medir de acuerdo a la norma ASTM D2061-07	Sistemas mecánicos utilizados para cada ensayo
Resistencia de la cadena a la carga lateral	2 mordazas principales	6mm	Vertical	Cadena del cierre	600N	1
Resistencia a la soltura individual del diente	2 mordazas principales y herramienta auxiliar 1	-	Vertical	Diente del cierre	60N	1
Resistencia al deslizamiento longitudinal del diente	2 mordazas principales y herramienta auxiliar 2	-	Horizontal	Diente del cierre	45N	1
Determinación de la resistencia del tope superior a la carga longitudinal	2 mordazas principales y herramienta auxiliar 3	76mm	Horizontal	Topes superiores	120N	1

Tabla 2.11. Definición de características de acuerdo a parámetros de agrupamiento de los diferentes ensayos para el control de calidad de cierres de cremallera (Continuación).

Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga longitudinal	2 mordazas principales y herramienta auxiliar 3	76mm	Horizontal	Tope inferior	150N	1
Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga lateral	2 mordazas principales.	6mm	Vertical	Tope inferior	150N	1
Determinación de la resistencia del tope inferior a la separación de las tiras	2 mordazas principales	76mm	Vertical	Tope inferior	150N	1
Determinación de la resistencia del tope superior en puente a la separación de las tiras	2 mordazas principales	76mm	Vertical	Tope inferior	150N	1
Determinación de la resistencia al tope superior por separado (pin separable).	2 mordazas principales y herramienta auxiliar 4	-	Horizontal	Tope superior	120N	1
Determinación de la resistencia de la unidad separable a la carga lateral	2 mordazas principales	6mm	Vertical	Tope inferior	150N	1
Resistencia a la separación de la paleta y el deslizador	2 mordazas principales y herramienta auxiliar 5	-	Vertical	Deslizador	-	1
Resistencia a la fatiga	2 mordazas principales y herramienta auxiliar 6	-	Horizontal	Deslizador	-	2

Fuente: Propia.

2.4.1.1. Modularidad de acuerdo al precio del sistema.

El precio del sistema está directamente relacionado con el presupuesto proporcionado por la empresa auspiciante (CORZISA) para el sistema, por lo que se debe cumplir con los requerimientos de la empresa auspiciante.

Tomando en cuenta que el número de herramientas para el sistema influye en gran medida en su precio, puesto que cada herramienta tiene características únicas de acuerdo a la norma ASTM D 2061-07, se han analizado módulos en los cuales se utilice la menor cantidad de herramientas para realizar la mayor cantidad de ensayos.

2.4.1.1.1. Módulo A de acuerdo al precio del sistema.

En el módulo A se utilizan únicamente 2 mordazas de sujeción y se realizan 5 ensayos.

Tabla 2.12. Módulo A de ensayos de acuerdo al precio del sistema.

MÓDULO A DE ACUERDO AL PRECIO DEL SISTEMA					
Tipo de Ensayo.	Resistencia de la cadena a la carga lateral	Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga lateral	Determinación de la resistencia del tope inferior a la separación de las tiras	Determinación de la resistencia del tope superior en puente a la separación de las tiras.	Determinación de la resistencia de la unidad separable a la carga lateral
Parámetro de Agrupamiento	2 mordazas principales	2 mordazas principales	2 mordazas principales	2 mordazas principales	2 mordazas principales

Fuente: Propia.

2.4.1.1.2. Módulo B de acuerdo al precio del sistema.

En el módulo B se utilizan 2 mordazas, la herramienta auxiliar N°3 y se realizan 2 ensayos.

Tabla 2.13. Módulo B de ensayos de acuerdo al precio del sistema.

MÓDULO B DE ACUERDO AL PRECIO DEL SISTEMA		
Tipo de Ensayo	Determinación de la resistencia del tope superior a la carga longitudinal	Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga longitudinal.
Parámetro de Agrupamiento	2 mordazas principales y herramienta auxiliar N° 3	2 mordazas principales y herramienta auxiliar N° 3

Fuente: Propia.

De acuerdo a lo analizado se plantean dos módulos con respecto al precio del sistema, puesto que los otros ensayos se realizan con una sola herramienta se los descartan como módulos.

2.4.1.2. Modularidad de acuerdo al menor tiempo de ejecución por ensayo y menor consumo de energía.

El tiempo de ejecución y el consumo de energía son dos parámetros directamente relacionados con la reconfigurabilidad del sistema y la eficiencia del mismo. Los módulos determinados servirán para determinar un orden específico en los ensayos.

La posición inicial del sistema está en la parte extrema izquierda del mismo, junto al actuador, posteriormente deberá realizar los ensayos considerando los siguientes módulos en orden de importancia.

2.4.1.2.1. Módulo A de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.

Los ensayos especificados en dicho módulo son considerados puesto que tienen mayor cercanía al estado inicial del sistema, además de que la posición del cierre de cremallera es horizontal.

Tabla 2.14. Módulo A de ensayos de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.

MÓDULO A DE ACUERDO AL TIEMPO DE EJECUCIÓN Y CONSUMO DE ENERGÍA		
Tipo de Ensayo	Determinación de la resistencia del tope superior a la carga longitudinal	Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga longitudinal.
Parámetro de Agrupamiento	76mm	76mm
	Horizontal	Horizontal

Fuente: Propia.

2.4.1.2.2. Módulo B de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.

El segundo módulo es determinado de acuerdo a la cercanía del estado inicial del sistema así como también a la posición del cierre de cremallera en el ensayo, se lo considera segundo módulo puesto que comparte con el tercer módulo la característica de tener la misma orientación del cierre de cremallera para realizar los ensayos.

Tabla 2.15. Módulo B de ensayos de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.

MÓDULO B DE ACUERDO AL TIEMPO DE EJECUCIÓN Y CONSUMO DE ENERGÍA		
Tipo de Ensayo	Determinación de la resistencia del tope inferior a la separación de las tiras	Determinación de la resistencia del tope superior en puente a la separación de las tiras.
Parámetro de Agrupamiento	76mm	76mm
	Vertical	Vertical

Fuente: Propia.

El módulo C se planteó debido a la mayor lejanía con respecto al estado inicial del sistema, así como la característica de igualdad con el módulo 2 de orientación del cierre de cremallera.

Tabla 2.16. Módulo C de ensayos de acuerdo al tiempo de ejecución y consumo de energía.

MÓDULO C DE ACUERDO AL TIEMPO DE EJECUCIÓN Y CONSUMO DE ENERGÍA			
Tipo de Ensayo	Resistencia de la cadena a la carga lateral	Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga lateral	Determinación de la resistencia de la unidad separable a la carga lateral
Parámetro de Agrupamiento	6mm	6mm	6mm
	Vertical	Vertical	Vertical

Fuente: Propia.

2.4.1.3. Modularidad de acuerdo a la escalabilidad de datos.

La escalabilidad de los datos está relacionada en forma directa con la presentación de los mismos en la interfaz por tanto se los puede agrupar en los siguientes módulos.

2.4.1.3.1. Módulo A de acuerdo a la escalabilidad de datos.

En el módulo A está considerado el más preponderante puesto que es la máxima fuerza de ruptura que se empleará en el sistema.

Tabla 2.17. Módulo A de ensayos de acuerdo a la escalabilidad de datos.

MÓDULO A DE ACUERDO A LA ESCALABILIDAD DE DATOS.	
Tipo de Ensayo	Resistencia de la cadena a la carga lateral
Parámetro de Agrupamiento	600N

Fuente: Propia.

2.4.1.3.2. Módulo B de acuerdo a la escalabilidad de datos.

El módulo B está constituido por promedio de fuerzas entre 120N y 150N.

Tabla 2.18. Módulo B de ensayos de acuerdo a la escalabilidad de datos.

MÓDULO B DE ACUERDO AL ESCALABILIDAD DE DATOS.							
Tipo de Ensayo	Determinación de la resistencia del tope superior a la carga longitudinal	Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga longitudinal.	Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga lateral	Determinación de la resistencia del tope inferior a la separación de las tiras	Determinación de la resistencia del tope superior en puente a la separación de las tiras.	Determinación de la resistencia al tope superior por separado (pin separable)	Determinación de la resistencia de la unidad separable a la carga lateral
Parámetro de Agrupamiento	120N	150N	150N	150N	150N	120N	150N

Fuente: Propia.

2.4.1.3.3. Módulo C de acuerdo a la escalabilidad de datos.

El módulo C agrupa las menores fuerzas de todos los ensayos.

Tabla 2.19. Módulo C de ensayos de acuerdo a la escalabilidad de datos.

MÓDULO C DE ACUERDO AL ESCALABILIDAD DE DATOS.		
Tipo de Ensayo	Resistencia a la soltura individual del diente	Resistencia al deslizamiento longitudinal del diente
Parámetro de Agrupamiento	60N	45N

Fuente: Propia.

2.4.2. EVALUACIÓN DE MODULARIDAD DE ENSAYOS.

Luego de determinar los módulos existentes de ensayos, se realiza una evaluación con valores ponderados (Figura 2.18) para todos los sistemas dependiendo de los parámetros analizados en cada módulo.

2.4.2.1. Precio del sistema.

De acuerdo al precio del sistema, mientras menos herramientas se utilice y más ensayos se realice, se economizará más y el sistema será más completo, por esta razón de acuerdo a los módulos se tendrá la siguiente valoración:

- Módulo A: 9 puntos.
- Módulo B: 5 puntos.

2.4.2.2. Menor tiempo de ejecución por ensayo y menor consumo de energía.

De acuerdo a la eficiencia energética para realizar los ensayos de 76mm, se pondera los diferentes módulos con el criterio de consumo de menor energía, por esta razón el módulo A tendrá la mayor valoración, al igual que el módulo B puesto que únicamente cambia la posición del cierre y por ende el módulo C tiene la menor ponderación ya que el consumo de energía para posicionarse en una distancia pequeña como 6 mm es más alta.

El tiempo de ejecución de ensayo, referente al tiempo muerto, se lo evalúa en la estructura de los módulos, puesto que primero se realizan los ensayos de 76 mm horizontales, luego los de 76mm verticales y por último los de 6mm verticales. Logrando el menor tiempo muerto posible del funcionamiento del sistema, de esta manera la ponderación de los módulos son:

- Módulo A: 9 puntos.
- Módulo B: 9 puntos.
- Módulo C: 3 puntos.

2.4.2.3. Escalabilidad de datos.

De acuerdo a la escalabilidad de los datos el principal módulo es el A puesto que de este depende el diseño del sistema, por tener la mayor fuerza de ruptura a medir, por esta razón tendrá la mayor valoración. Los dos módulos posteriores tendrán una valoración media por su importancia. De esta manera se tiene la siguiente valoración:

- Módulo A: 9 puntos.
- Módulo B: 5 puntos.
- Módulo C: 5 puntos.

En la tabla 2.20 se muestra la evaluación de los diferentes ensayos con sus respectivas ponderaciones.

Tabla 2.20. Valoración de ensayos de acuerdo a modularidad.

	Precio del sistema	Menor tiempo de ejecución por ensayo y menor consumo de energía	Escalabilidad de los datos	TOTAL PONDERACIÓN
Resistencia de la cadena a la carga lateral	9	3	9	21
Resistencia a la soltura individual del diente	0	0	0	0
Resistencia al deslizamiento longitudinal del diente	0	0	0	0
Determinación de la resistencia del tope superior a la carga longitudinal	5	9	5	19

**Tabla 2.20. Valoración de ensayos de acuerdo a modularidad
(Continuación).**

Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga longitudinal	5	9	5	19
Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga lateral	9	3	5	17
Determinación de la resistencia del tope inferior a la separación de las tiras	9	5	5	19
Determinación de la resistencia del tope superior en puente a la separación de las tiras	9	5	5	19
Determinación de la resistencia al tope superior por separado (pin separable).	0	0	5	5
Determinación de la resistencia de la unidad separable a la carga lateral	9	3	5	17
Resistencia a la separación de la paleta y el deslizador	0	0	0	0
Resistencia a la fatiga	0	0	0	0

Fuente: Propia.

2.4.3. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS Y DEFINICIÓN DE RECONFIGURABILIDAD.

De la tabla 2.20 se seleccionaron los ensayos con mayor ponderación, optimizando la mayor cantidad de recursos tanto económicos, energéticos y humanos.

De acuerdo al análisis modular se han determinado los ensayos más preponderantes para el sistema, el aspecto de reconfigurabilidad está directamente relacionado con el orden de los ensayos a realizar, esto fue analizado en la sección 2.4.1 referente a la modularidad de ensayos, por esta

razón los ensayos y su orden de realización en el sistema se determina en la tabla 2.21.

Tabla 2.21. Orden de ensayos de acuerdo a la reconfigurabilidad del sistema.

ORDEN DE REALIZACIÓN	TIPO DE ENSAYO
1	Determinación de la resistencia del tope superior a la carga longitudinal
2	Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga longitudinal
3	Determinación de la resistencia del tope inferior a la separación de las tiras
4	Determinación de la resistencia del tope superior a la separación de las tiras
5	Resistencia a la cadena a la carga lateral.
6	Determinación de la resistencia del tope inferior a la carga lateral.
7	Determinación de la resistencia del unidad separable a la carga lateral

Fuente: Propia.

2.5. ENSAYOS PREVIOS AL DISEÑO DEL SISTEMA.

De acuerdo al análisis de reconfigurabilidad del sistema se definió el orden y los ensayos que se van a realizar en el mismo, por lo que es vital de terminar la fuerza de cada uno de ellos e identificar el valor máximo que se va a manejar como un dato técnico para el diseño del sistema.

Es por eso que el día 16 de noviembre del 2011 en el laboratorio de Mecánica de Materiales de la ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO se realizaron dichos ensayos en dos marcas de cierres de cremallera proporcionadas por la empresa auspiciante, utilizando el equipo de ensayos universal horizontal de marca AMSLER.



Figura 2.26. Equipo de ensayos universal horizontal marca AMSLER.³¹

Obteniendo los resultados de cada uno de los ensayos propuestos para el sistema en cada tipo de cierre expuesto en el ANEXO C.

Tabla 2.22. Resultados de ensayos realizados en el laboratorio de Mecánica de Materiales de la Escuela Politécnica del Ejército.

Tipo de Ensayo	ENSAYO 1	ENSAYO 2	ENSAYO 3	ENSAYO 4	ENSAYO 5	ENSAYO 6	ENSAYO 7
CIERRE A	94,08	0	107,08	0	1960	0	240
CIERRE B	88,02	279,3	0	0	1136,08	220,05	0
*Valor Fuerza: N							

Fuente: Propia.

³¹ Fuente: Propia.

En la tabla 2.22 se muestran los valores de fuerza de ruptura para cada ensayo, observando que la mayor fuerza con la que se va a tratar pertenece al ensayo de resistencia de la cadena del cierre a carga lateral con un valor de 1960 (N).

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL SISTEMA.

3.1. DISEÑO CONCURRENTE.

El diseño concurrente como tal es una opción de diseño que nos permite seleccionar diferentes alternativas para un subsistema de acuerdo a criterios acorde a las necesidades del sistema y del cliente.

En el presente proyecto se aplicará el diseño concurrente en la selección de las diferentes alternativas para los dos principales subsistemas del sistema modular y reconfigurable, definidos en el Q.F.D tratado en el capítulo 2.

Considerando que los demás subsistemas dependen de la definición y selección de los dos principales subsistemas, los mismos se seleccionarán en el transcurso de este capítulo

3.1.1. SUBSISTEMA DE POSICIONAMIENTO DE HERRAMIENTA Y TRACCIÓN.

Dicho subsistema debe cumplir con el posicionamiento milimétrico de la herramienta según la norma ASTM D 2061 – 07, “Standard Test Methods for Strength Tests for Zippers”, que expone la distancia entre pinzas para cada tipo de ensayo y generar la fuerza de tracción necesaria para llegar a la ruptura o fallo del elemento del cierre de cremallera que se esté ensayando.

3.1.1.1. Alternativa A: Subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador lineal eléctrico.

Este subsistema está compuesto por un actuador lineal eléctrico que en su interior está formado de un motor eléctrico de corriente continua el cual trasmite su torque

a un tornillo de potencia, a través de una caja de engranajes para generar el movimiento lineal del vástago del actuador como se observa en la figura 3.3, dicho actuador esta acoplado al carrete o porta-herramientas que va a tener la herramienta del ensayo seleccionado y sujeto por un elemento de fijación como chumaceras en la base fija posterior.

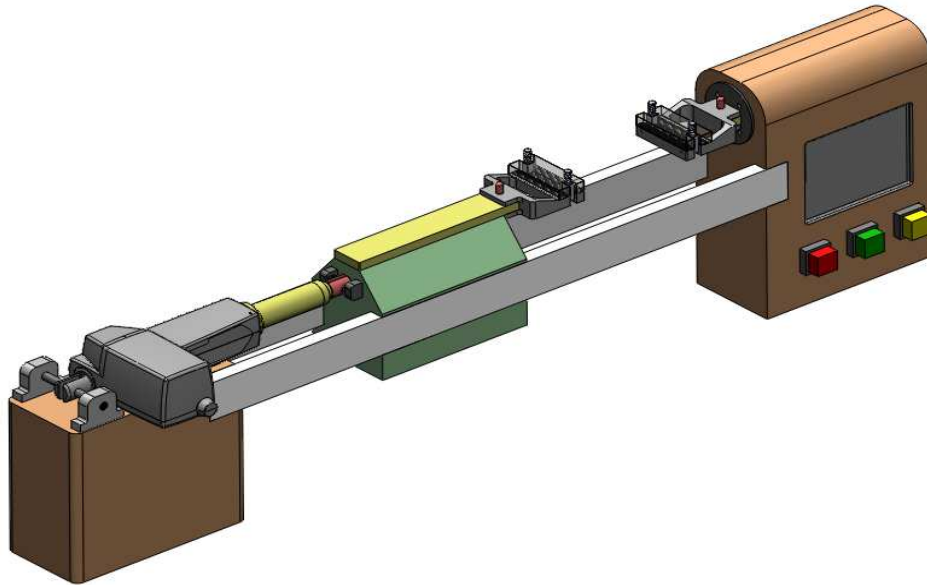


Figura 3.1. Esquema general del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador lineal eléctrico.³²

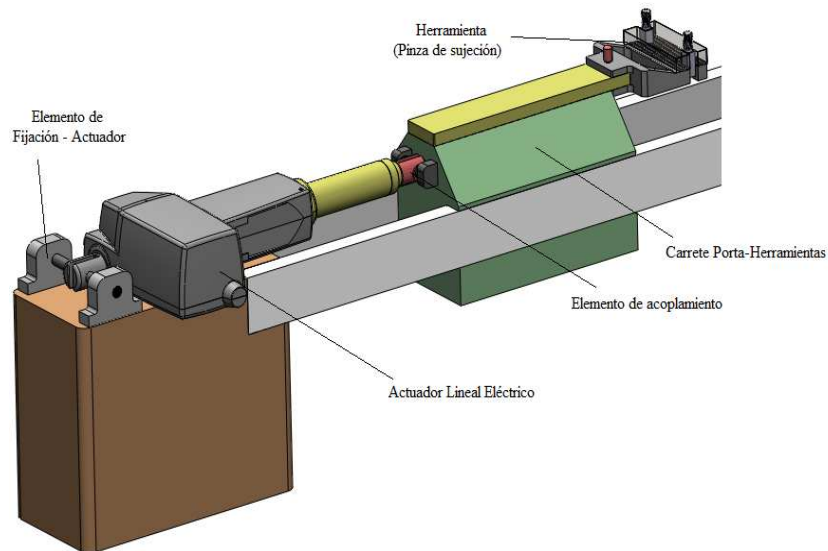


Figura 3.2. Elementos del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador lineal eléctrico.³³

³² Fuente: Propia.

³³ Fuente: Propia.

El sistema del actuador lineal posee la característica de retroalimentación ya sea a través de un encoder, potenciómetro lineal o cualquier tipo de sensor que proporcione una señal analógica de la posición relativa del vástago del actuador y por ende de la herramienta de sujeción, esto para realizar el control de posición de la herramienta según los requerimientos para cada ensayo.

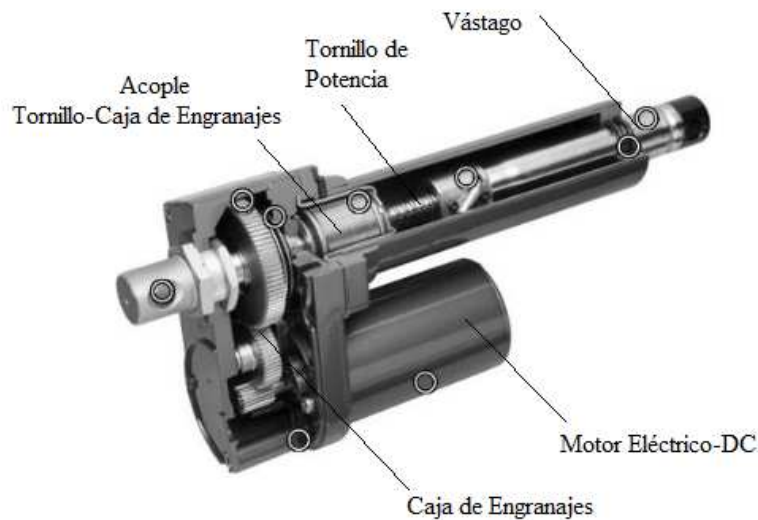


Figura 3.3. Elementos internos del actuador lineal eléctrico – LINAK.³⁴

3.1.1.1.1. Ventajas.

Las ventajas del actuador eléctrico hacia el sistema son:

- Peso bajo.
- Sistema de transmisión de potencia armado y acoplado.
- Fácil instalación.
- Velocidad constante.
- Sistema sin pérdidas de aceite.
- Posicionamiento exacto (milimétrico), a través de sensores de posición.
- Trabajo ergonómico en compresión y tensión.
- Autobloqueo de la carga sin necesidad del funcionamiento del equipo.

³⁴ <http://cali.olx.com.co/actuador-lineal-actuador-electrico-iid-366125616.Actuadores> .Español.

3.1.1.1.2. Desventajas.

Las desventajas del actuador eléctrico hacia el sistema son:

- Equipo no disponible en el mercado nacional.
- Elevado costo, por característica de retroalimentación para control de posición.
- Difícil mantenimiento de elementos internos del equipo.
- Por falla de algún elemento interno, el equipo como tal debe ser reemplazado.
- Fallo del tornillo de potencia por un diente muy pequeño, necesario para el posicionamiento milimétrico del actuador.
- Ciclo útil del motor a carga máxima alrededor del 25%.

3.1.1.2. Alternativa B: Subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador neumático.

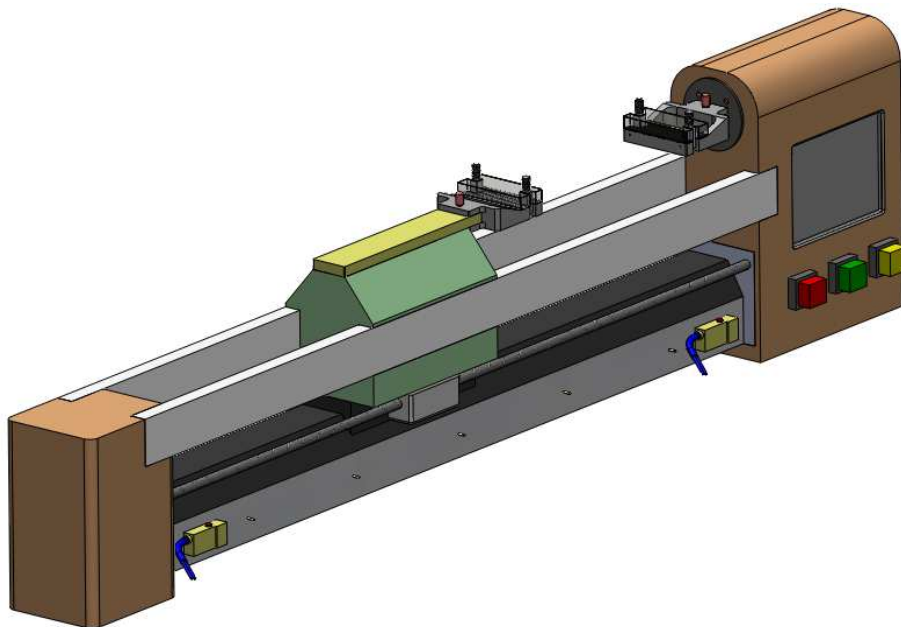


Figura 3.4. Esquema general del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador neumático.³⁵

³⁵ Fuente: Propia.

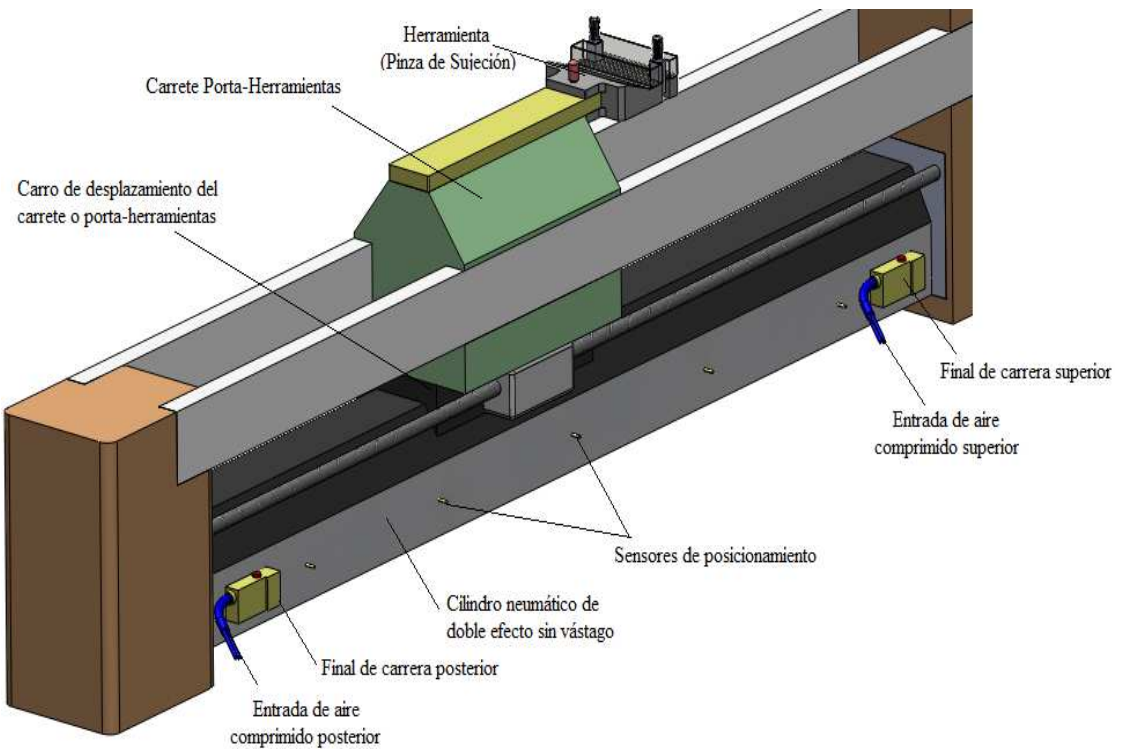


Figura 3.5. Elementos del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un actuador neumático.³⁶

Este subsistema está compuesto por un cilindro neumático de doble efecto sin vástago guiado, el cual transmite el desplazamiento del émbolo al exterior por arrastre magnético o mecánico al carro del cilindro como se observa en la figura 3.6, el cual está sujeto al carrete o porta-herramientas. En el funcionamiento del actuador, entre el émbolo y el carro existen dos filetes que le proporcionan la estanqueidad. Además, el carro va guiado de forma que no pueda separarse del émbolo.

El sistema como tal está compuesto por el carro perteneciente al cilindro neumático, el cual va a posicionar el carrete y por ende la herramienta dependiendo del ensayo que se haya seleccionado. Para la funcionalidad del actuador de acuerdo a los requerimientos, es necesario en primera instancia el sistema de aire comprimido que va alimentar el mismo, además de sensores ya

³⁶ Fuente: Propia.

sean capacitivos, magnéticos o finales de carrera para asegurar las posiciones necesarias a lo largo de la carrera del actuador para posicionar la herramienta según el requerimiento del ensayo.

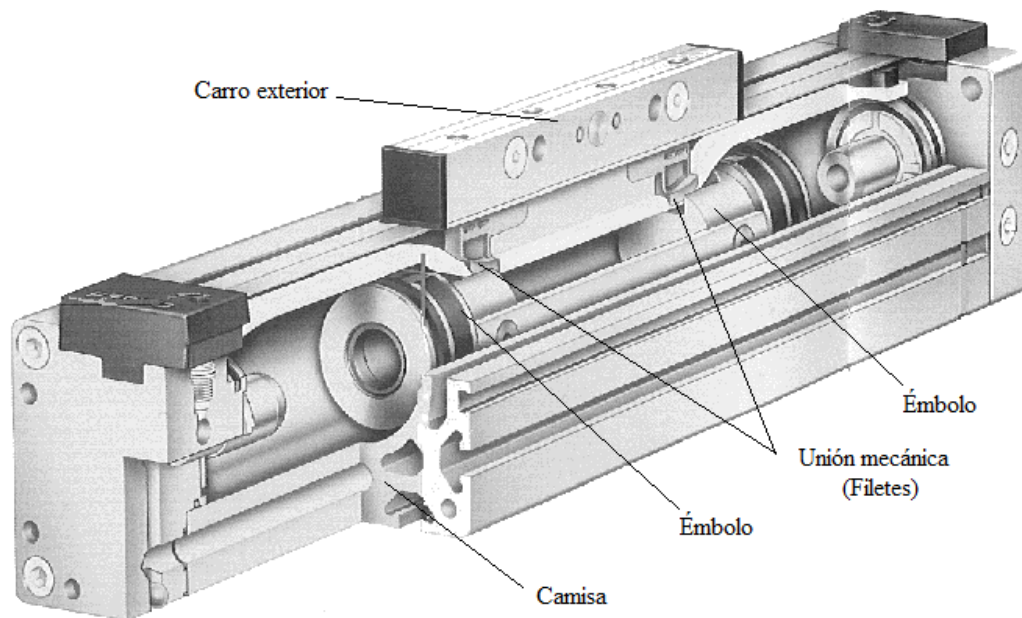


Figura 3.6. Elementos internos de un actuador lineal neumático sin vástago de doble efecto.³⁷

3.1.1.2.1. Ventajas.

Las ventajas del cilindro neumático sin vástago hacia el sistema son:

- Fácil instalación.
- Disponibilidad en el mercado nacional.
- Fuente de energía de alimentación del sistema (aire) abundante.
- Regulación de fuerza de manera continua y escalonada.
- Ciclo útil del 100%, no existe riesgo de sobrecarga o tendencia al calentamiento.
- Robustez en el sistema.

³⁷ http://www.festo.com/cms/es_es/9513.htm. Cilindro neumático. Español.

3.1.1.2.2. Desventajas.

Las desventajas del cilindro neumático sin vástago hacia el sistema son:

- Para la preparación del aire comprimido es necesaria la eliminación de impurezas y humedades, por lo que es necesario una unidad de mantenimiento para los diferentes elementos neumáticos.
- Sistema de alimentación de aire comprimido costoso.
- Debido a la gran compresibilidad del sistema, no se obtiene velocidades uniformes en los elementos de trabajo.
- Baja precisión en el posicionamiento del carro del cilindro por inercia neumática.
- Cantidad alta del número de sensores para posicionar el carro del cilindro.

3.1.1.3. Alternativa C: Subsistema de tracción y posicionamiento a través de un tornillo de potencia.

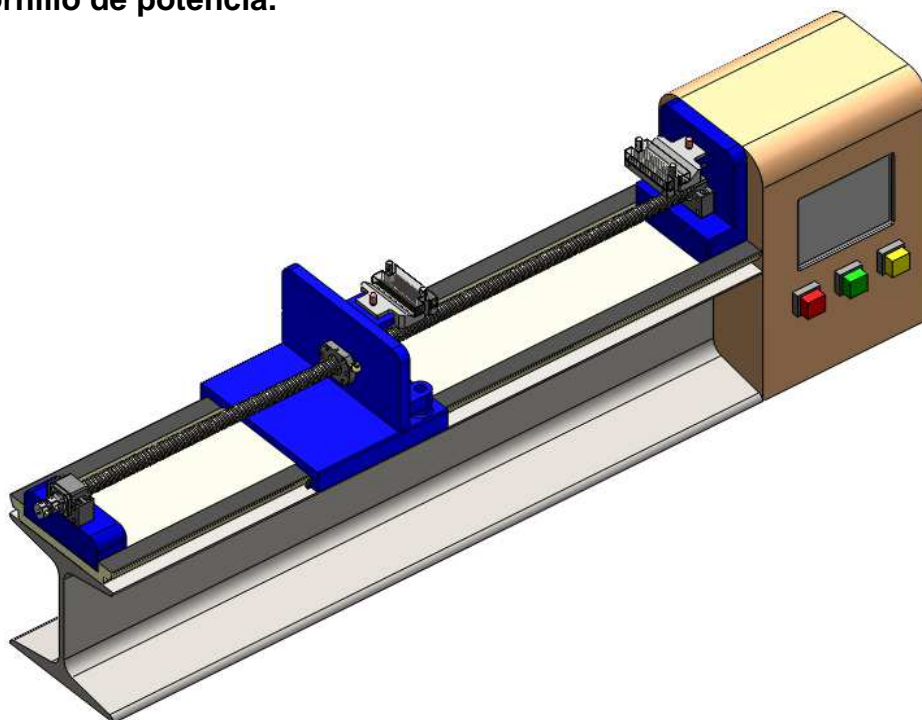


Figura 3.7. Esquema general del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un tornillo de potencia.³⁸

³⁸ Fuente: Propia.

Los tornillos de potencia como tal sirven para convertir el movimiento rotatorio en movimiento lineal en actuadores. Partiendo de este punto el sistema de tracción y posicionamiento a través de un tornillo de potencia consta de un motor eléctrico acoplado al eje del tornillo el cuál al girar genera movimiento lineal a lo largo del propio eje del tornillo, en la tuerca acoplada al mismo como se observa en la figura 3.7. Es decir el tornillo de potencia al girar, gracias al torque proporcionado por el motor eléctrico y gracias a la fricción entre los dientes de los dos elementos tuerca-tornillo, la tuerca se desplaza a lo largo del eje del tornillo, transmitiendo su potencia al desplazamiento de la misma, pudiendo ser desplazada de izquierda a derecha o viceversa de acuerdo al sentido de giro del motor y logrando una precisión considerablemente buena gracias al paso de los diferentes tornillos de potencia.

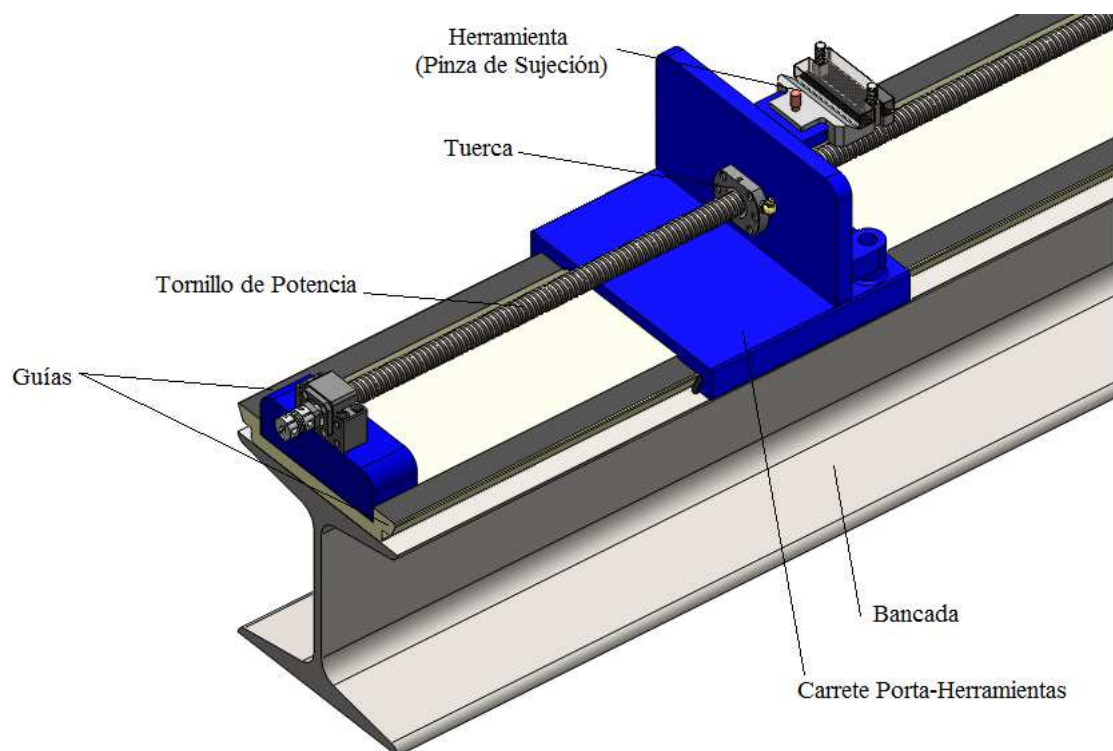


Figura 3.8. Elementos del subsistema de tracción y posicionamiento a través de un tornillo de potencia.³⁹

³⁹ Fuente: Propia.

La tuerca como tal es el elemento que acoplada al carrete o porta-herramientas va a desplazar el mismo para posicionar la herramienta y generar la fuerza de tracción para el ensayo de los diferentes elementos del cierre de cremallera.

3.1.1.3.1. Ventajas.

Las ventajas del tornillo de potencia hacia el sistema son:

- Costo moderado.
- Disponibilidad en el mercado nacional.
- Fácil instalación.
- Posicionamiento preciso y repetibilidad de posición.
- Movimiento suave y control en todo el recorrido.
- Ventajas mecánicas elevadas.
- Disponibilidad de repuestos en el mercado nacional.

3.1.1.3.2. Desventajas.

Las desventajas del tornillo de potencia hacia el sistema son:

- Requiere de buena lubricación.
- La inclusión de basura o materias extrañas pueden reducir o terminar con la vida del tornillo.
- Mantenimiento periódico de los elementos.

3.1.1.4. Selección de la alternativa para el subsistema de tracción y posicionamiento del carrete o porta-herramientas.

Para realizar la selección de la alternativa del subsistema de tracción y posicionamiento del carrete o porta-herramientas, se utiliza el Método Ordinal Corregido de Criterios Ponderados.

3.1.1.4.1. Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.

Los criterios de ponderación que se consideraron más determinantes son:

- *Costo:* Criterio que está presente en la selección de alternativas en todo proyecto, en este caso el sistema de posicionamiento y tracción del carrete o porta-herramientas que se elija no debe encarecer el costo final del proyecto.
- *Disponibilidad:* *En el mercado nacional,* los componentes y elementos del sistema seleccionado deben encontrarse de preferencia en el mercado nacional, a fin de evitar tiempos de espera para su importación y tener un stock de repuestos accesible de los componentes del sistema.
- *Instalación:* Tomando en cuenta los criterios de modular y reconfigurable el sistema como tal debe tener la características de ser de fácil instalación.
- *Precisión:* El sistema como tal integrado con sus respectivos componentes debe lograr una precisión milimétrica en consideración a la norma ASTM D 2061 – 07, Standard Test Methods for Strength Tests for Zippers, que expone distancias pequeñas y con variaciones en la unidad –milímetro entre la posición de las herramientas antes de cada ensayo.
- *Efectividad:* La efectividad como tal debe ser una característica del sistema que conlleva a que el mismo cumpla con las exigencias de lograr la fuerza de tracción necesaria para el fallo de cada elemento del cierre, de manera constante en los diferentes ensayos y haciendo uso de la menor cantidad de recursos.

3.1.1.4.2. Valoración y factores de incidencia.

3.1.1.4.2.1. Peso específico de cada criterio.

Evaluación del peso específico (ponderación) de cada criterio de evaluación.

Tabla 3.1. Evaluación del peso específico de cada criterio para la selección de alternativas en el subsistema de posicionamiento y tracción.

Efectividad>Precisión=Instalación=Costo>Disponibilidad en el mercado nacional							
Criterio	Efectividad	Precisión	Instalación	Costo	Disp.	$\Sigma+1$	Ponderación
Efectividad		1	1	1	1	5	0,333
Precisión	0		0,5	0,5	1	3	0,200
Instalación	0	0,5		0,5	1	3	0,200
Costo	0	0,5	0,5		1	3	0,200
Disponibilidad	0	0	0	0		1	0,067
					Suma:	15	1

Fuente: Propia.

3.1.1.4.2.2. Peso específico de las alternativas de selección para cada criterio en el subsistema de posicionamiento y tracción.

Evaluación del peso específico del criterio Efectividad.

Tabla 3.2. Evaluación del criterio de Efectividad.

Tornillo de potencia>Actuador eléctrico>Actuador neumático					
Efectividad	Tornillo potencia	Eléctrico	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
Tornillo potencia		1	1	3	0,500
Eléctrico	0		1	2	0,333
Neumático	0	0		1	0,167
				Suma:	6
					1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio Precisión.

Tabla 3.3. Evaluación del criterio Precisión.

Tornillo de potencia=Actuador eléctrico>Actuador neumático					
Precisión	Tornillo potencia	Eléctrico	Neumático	$\Sigma+ 1$	Ponderación
Tornillo potencia		0,5	1	2,5	0,417
Eléctrico	0,5		1	2,5	0,417
Neumático	0	0		1	0,167
Suma:				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio Instalación.

Tabla 3.4. Evaluación del criterio Instalación.

Actuador eléctrico>Tornillo de potencia=Actuador neumático					
Instalación	Tornillo potencia	Eléctrico	Neumático	$\Sigma+ 1$	Ponderación
Tornillo potencia		0	0,5	1,5	0,250
Eléctrico	1		1	3	0,500
Neumático	0,5	0		1,5	0,250
Suma:				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio Costo.

Tabla 3.5. Evaluación del criterio Costo.

Tornillo de potencia > Actuador neumático = Actuador eléctrico					
Menor Costo	Tornillo potencia	Eléctrico	Neumático	$\Sigma + 1$	Ponderación
Tornillo potencia		1	1	3	0,500
Eléctrico	0		0,5	1,5	0,250
Neumático	0	0,5		1,5	0,250
Suma:				6	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio Disponibilidad.

Tabla 3.6. Evaluación del criterio Disponibilidad.

Tornillo de potencia = Actuador neumático > Actuador eléctrico					
Disponibilidad	Tornillo potencia	Eléctrico	Neumático	$\Sigma + 1$	Ponderación
Tornillo potencia		1	0,5	2,5	0,417
Eléctrico	0		0	1	0,167
Neumático	0,5	1		2,5	0,417
Suma:				6	1

Fuente: Propia.

3.1.1.5. Selección de la alternativa para el subsistema de posicionamiento y tracción en base a valoración.

Cálculo de tabla de conclusiones:

En la tabla 3.7 se pondera cada alternativa con respecto a los criterios de análisis, multiplicando el valor obtenido de cada alternativa en los criterios de ponderación por el peso específico y obtener la prioridad de la alternativa para el subsistema.

Tabla 3.7. Tabla de conclusiones de la selección de la alternativa para el subsistema de tracción y posicionamiento.

Conclusión	Efectividad	Precisión	Instalación	Costo	Disponibilidad	Σ	Prioridad
Tornillo de potencia	0,167	0,083	0,050	0,100	0,028	0,428	1
Actuador eléctrico	0,111	0,083	0,100	0,050	0,011	0,355	2
Actuador neumático	0,056	0,033	0,050	0,050	0,028	0,217	3
Suma:						1	

Fuente: Propia.

Después de realizar el análisis de valoración observado en la tabla 3.7 se concluye que la alternativa de un tornillo de potencia para el sistema de tracción y posicionamiento del carrete o porta-herramientas es la mejor, seguida por la alternativa de un actuador lineal eléctrico y finalmente el sistema con un actuador lineal neumático sin vástago de doble efecto.

3.1.1.6. Síntesis de la alternativa seleccionada.

La alternativa seleccionada para el subsistema de tracción y posicionamiento a través de un tornillo de potencia, consta principalmente de su tuerca enroscada, que gracias a la transmisión de potencia del actuador giratorio, que posteriormente se seleccionará, genera la fuerza de tracción y precisión necesaria para mover y colocar el carrete según las necesidades de cada ensayo. La precisión, robustez y costo moderado son las características de esta alternativa seleccionada que fueron el factor fundamental para su elección.

3.1.2. SUBSISTEMA DE GENERACIÓN DE MOVIMIENTO - ACTUADOR.

El actuador a seleccionar, se va a referir a un motor de acuerdo a la selección del tornillo de potencia para el subsistema de posicionamiento y tracción.

El motor será utilizado para proveer al sistema, la fuerza y movimiento necesario para realizar los ensayos de tracción en el cierre de cremallera. Para su selección se tomarán en cuenta parámetros importantes propios de un actuador giratorio, como:

- *Torque:* De dicho parámetro depende la fuerza con la que se proveerá al sistema para realizar los ensayos y el movimiento del carro.
- *Velocidad:* De acuerdo a la norma ASTM D2061-07, “Stándard Test Methods for Stregth Test for Zippers”, la velocidad de ensayo es de $305 \frac{mm}{min}$. Dicho valor deberá ser controlado en el actuador giratorio.
- *Posición:* Uno de los parámetros más importantes del sistema es la posición ya que la precisión que debe existir en el posicionamiento de las herramientas principales es milimétrica, por lo que las características del actuador giratorio deben satisfacer dicha exigencia.

De acuerdo a los tres parámetros mencionados anteriormente se plantea las siguientes alternativas.

3.1.2.1. Alternativa A: Subsistema de generación de movimiento a través de un motor a pasos.

Los motores de paso a paso son motores que se utilizan industrialmente en aplicaciones donde se requiere precisión pero con la dificultad de controlar o mantener el torque.



Figura 3.9. Motor Paso a Paso.⁴⁰

⁴⁰ <http://www.superrobotica.com/S330300.htm>. Motor Paso a Paso. Español.

Este tipo de motores están constituidos por un estator en el cual están montadas varias bobinas excitadoras, y un rotor constituido por varios imanes permanentes, la reacción de ambos campos produce el movimiento, como se observa en la figura 3.10.

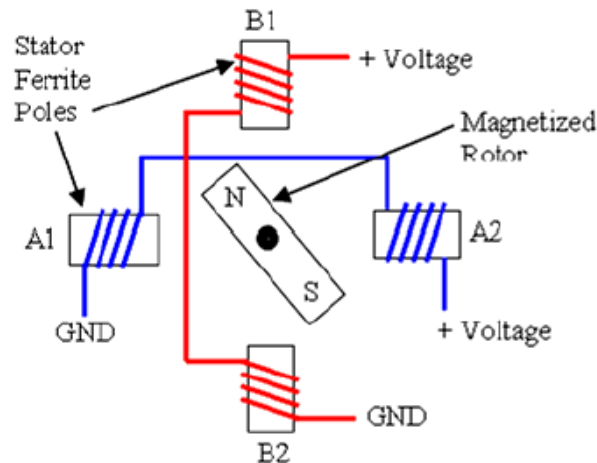


Figura 3.10. Diagrama de funcionamiento de un Motor Paso a Paso.⁴¹

Generalmente mediante un controlador digital se maneja el movimiento de dicho motor, el cual envía pulsos en donde cada pulso representa un movimiento del rotor. El rotor de imán permanente es el que reacciona y produce el movimiento después de la excitación ordenada de las bobinas.

3.1.2.1.1. Ventajas.

Las ventajas del motor paso a paso hacia el sistema son:

- Buena precisión.
- Buena repetibilidad.
- Drivers o controladores económicos y alcance del mercado nacional.
- Bajo consumo de energía.

⁴¹ <http://www.todorobot.com.ar/informacion/tutorial%20stepper/stepper-tutorial.htm>.Funcionamiento Motor Paso a Paso. Español.

- Control en lazo abierto.
- Disponibilidad en el mercado nacional.

3.1.2.1.2. Desventajas.

Las desventajas del motor paso a paso hacia el sistema son:

- Alto consumo de energía en estado estático en determinada posición.
- No se puede realizar control de torque.
- Vibración excesiva.
- Bajo torque.
- Alto consumo de energía a velocidades muy bajas.
- Control de velocidad con poca exactitud.

3.1.2.2. Alternativa B: Subsistema de generación de movimiento a través de un servomotor.

Un servomotor como un actuador giratorio es tecnología nueva para el país y actualmente se los utiliza en máquinas CNC, bandas transportadoras, sincronización de equipos de movimiento, entre otros.

Existen varios tipos de servomotores de acuerdo a sus componentes y a su forma de funcionamiento, en este proyecto se enfocará a los servomotores *Brushless* de imán permanente por cumplir los requerimientos de control de velocidad, torque y posición.

Este tipo de motores son sincrónicos es decir la velocidad de rotación del motor es igual a la frecuencia de alimentación. En dicho actuador, se deben destacar dos características importantes, como la precisión en el control de posición y velocidad.

Los elementos principales de un servomotor son: un estator con bobinado trifásico y un rotor que posee imanes permanentes que se encuentran fijos. Cuando la corriente circula a través de los electroimanes del estator, se produce un campo magnético, este campo interseca con el ángulo correcto al campo magnético producido por los imanes del rotor, generando torque y por ende el movimiento de su eje.



Figura 3.11. Servo-motor bifásico.⁴²

Una de las características a destacar de un servo-motor es que puede tener un torque constante a velocidad nominal, con lo que se garantiza un torque específico a una velocidad específica, dichos parámetros es un requerimiento para el diseño.

Así como el control de velocidad y posición se lo puede realizar en lazo cerrado. De igual manera que un motor paso a paso el servomotor necesita de un driver para ser manejado y controlado, dicho driver difiere dependiendo del fabricante del servomotor.

⁴² <http://www.automation-drive.com/servo-motors>. Servo-Motor. Español.

3.1.2.2.1. Ventajas.

Las ventajas del servo-motor hacia el sistema son:

- Control en lazo cerrado de posición, velocidad y torque.
- Bajo consumo de energía.
- Bajas vibraciones.
- Costo moderado.
- Fácil manejo.
- Se puede obtener torque nominal a velocidad máxima, así como mantener el torque a velocidades altas así como en bajas.

3.1.2.2.2. Desventajas.

Las desventajas del servo-motor hacia el sistema son:

- Tamaño mayor al de un Motor Paso a Paso.
- No disponibilidad en el mercado nacional.
- Escases de repuestos.

3.1.2.3. Selección de la alternativa para el subsistema de generación de movimiento.

Para realizar la selección de la alternativa para el subsistema de generación de movimiento se analiza los criterios de ponderación de acuerdo a las ventajas y desventajas de cada alternativa.

3.1.2.3.1. Criterios de ponderación para la selección de la alternativa.

Los criterios de ponderación que se consideraron más determinantes son:

- *Costo:* Criterio que está presente en la selección de alternativas en todo proyecto, en este caso el subsistema de movimiento que se elija, no debe exagerar en el encarecimiento del costo final del proyecto. Si bien es cierto que el actuador es uno de los elementos más representativos para el sistema, el mismo debe tener un costo moderado, de acuerdo a las exigencias del cliente.
- *Disponibilidad:* *En el mercado nacional,* los componentes y elementos del sistema seleccionado deben encontrarse de preferencia en el mercado nacional, a fin de evitar tiempos de espera para su importación y tener un stock de repuestos accesible de los componentes del sistema.
- *Control de posición, velocidad y torque:* Dicho parámetro es uno de los más importantes ya que del mismo depende el posicionamiento para cada ensayo, la velocidad a la que debe realizarse cada ensayo, y el torque necesario para llegar a la fuerza de ruptura de cada parte constitutiva del cierre.
- *Precisión:* El actuador con su driver de control deben tener la característica de poseer una alta precisión de acuerdo a las exigencias de la norma ASTM D 2061 – 07, “Standard Test Methods for Strength Tests for Zippers”, que expone una precisión de posicionamiento en milímetros y una velocidad de rotación fija en cualquier estado del actuador.
- *Bajas Vibraciones:* Criterio que está relacionado directamente con el estado estático de la estructura del sistema. Ya que si el actuador posee vibraciones altas en cambios de parámetros como velocidad, la estructura del sistema y su funcionamiento como tal no logrará la efectividad que se requiere.

3.1.2.3.2. Valoración y factores de incidencia.

3.1.2.3.2.1. Peso específico de cada criterio.

Evaluación del peso específico (ponderación) de cada criterio de evaluación.

Tabla 3.8. Evaluación del peso específico de criterios para la selección de alternativas en el subsistema de generación de movimiento.

Precisión>Control de posición, velocidad y torque=Costo>Bajas Vibraciones>Disponibilidad							
Criterio	Precisión	Control Variables	Costo	Bajas Vibraciones	Disp.	$\Sigma+1$	Ponderación
Precisión		1	1	1	1	5	0,323
Control de Variables	0		0,5	1	1	3,5	0,226
Costo	0	0,5		1	1	3,5	0,226
Bajas Vibraciones	0	0	0,5		1	2,5	0,161
Disponibilidad	0	0	0	0		1	0,065
					Suma:	15,5	1

Fuente: Propia.

3.1.2.3.2.2. Peso específico de las alternativas de selección para cada criterio en el subsistema de generación de movimiento.

Evaluación del peso específico del criterio de Precisión.

Tabla 3.8. Evaluación del criterio de Precisión.

Servomotor>Motor Paso a Paso				
Precisión	Servomotor	Motor Paso a Paso	$\Sigma+1$	Ponderación
Servomotor		1	2	0,667
Motor Paso a Paso	0		1	0,333
		Suma:	3	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio de Control de Variables.

Tabla 3.9. Evaluación del criterio de Control de Variables.

Servomotor > Motor Paso a Paso				
Control de Variables	Servomotor	Motor Paso a Paso	$\Sigma + 1$	Ponderación
Servomotor		1	2	0,667
Motor Paso a Paso	0		1	0,333
		Suma:	3	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio de Costo.

Tabla 3.10. Evaluación del criterio de Costo.

Motor Paso a Paso > Servomotor				
Menor Costo	Servomotor	Motor Paso a Paso	$\Sigma + 1$	Ponderación
Servomotor		0	1	0,333
Motor Paso a Paso	1		2	0,667
		Suma:	3	1

Fuente: Propia.

Evaluación del peso específico del criterio de Bajas Vibraciones.

Tabla 3.11. Evaluación del criterio de Bajas Vibraciones.

Motor Paso a Paso = Servomotor				
Bajas Vibraciones	Servomotor	Motor Paso a Paso	$\Sigma + 1$	Ponderación
Servomotor		0,5	1,5	0,500
Motor Paso a Paso	0,5		1,5	0,500
		Suma:	3	1

Fuente: Propia.

Tabla 3.12. Evaluación del criterio de Disponibilidad en el mercado nacional.

Motor Paso a Paso > Servomotor				
Disponibilidad en el mercado nacional	Servomotor	Motor Paso a Paso	$\Sigma + 1$	Ponderación
Servomotor		0	1	0,333
Motor Paso a Paso	1		2	0,667
		Suma:	3	1

Fuente: Propia.

3.1.2.4. Selección de la alternativa para el subsistema de generación de movimiento en base a valoración de criterios.

Cálculo de tabla de conclusiones:

Tabla 3.13. Tabla de conclusiones de la selección de la alternativa para el subsistema de generación de movimiento.

Conclusión	Precisión	Control de Variables	Costo	Bajas Vibraciones	Disponibilidad	Σ	Prioridad
Servo-motor	0,215	0,151	0,075	0,081	0,022	0,544	1
Motor Paso a Paso	0,108	0,075	0,151	0,081	0,043	0,457	2
					Suma:	1	

Fuente: Propia.

3.1.2.5. Síntesis de la alternativa seleccionada.

El servo-motor como el actuador giratorio seleccionado para el subsistema de generación de movimiento, es un motor con características destacables como control de posición, velocidad y torque además de la visualización de dichas variables para ser manejadas por el usuario.

3.2. DISEÑO MECÁNICO.

3.2.1. TORNILLO DE POTENCIA.

El tornillo de potencia es uno de los elementos preponderantes en el proyecto, ya que de dicho elemento depende la ejecución satisfactoria de los diferentes ensayos de tracción para comprobar la resistencia de cada elemento del cierre de cremallera.

3.2.1.1. Introducción.

Para el diseño del tornillo de potencia a emplearse en el proyecto, es pertinente primero conocer el método de cálculo que nos ayudará a la selección de dichos elementos.

3.2.1.1.1. Terminología.

De esta manera nos referimos en primer lugar a la terminología que se usa para las roscas de tornillos, observada en la figura 3.12:

- *Cresta y raíz*: planos de reducción de concentración de esfuerzos en contraste con esquinas agudas.
- p , paso: distancia entre hilos adyacentes o crestas.
- d , diámetro mayor: diámetro exterior nominal (principal) de la rosca externa.
- dp , diámetro de paso: diámetro en función del paso de la rosca p .
- dr , diámetro de raíz o menor: diámetro en función del paso de la rosca p .
- L , avance: distancia que avanza la tuerca o rosca acoplada axialmente con una revolución de la tuerca. Existen roscas de tipo simple, doble y triple, en las cuales se avanza dos o tres veces el paso respectivamente.
- λ , ángulo de avance: ángulo que forma una tangente a la hélice con un plano normal al eje del tornillo.

Como se mencionó anteriormente los tornillos pueden ser fabricados de roscas múltiples, que se conoce como hilos de inicio múltiple. En una rosca doble, el avance será el doble del paso y de la misma manera con una rosca triple, en donde el avance será el triple del paso. Las roscas múltiples tienen la ventaja de una más pequeña altura de rosca y un mayor avance, para un rápido avance de la tuerca.

Tanto las roscas del sistema UNS como las ISO son de uso generalizado y ambas normas manejan un ángulo de 60° y definen el tamaño de la rosca por el diámetro exterior nominal (principal) d de una rosca externa.

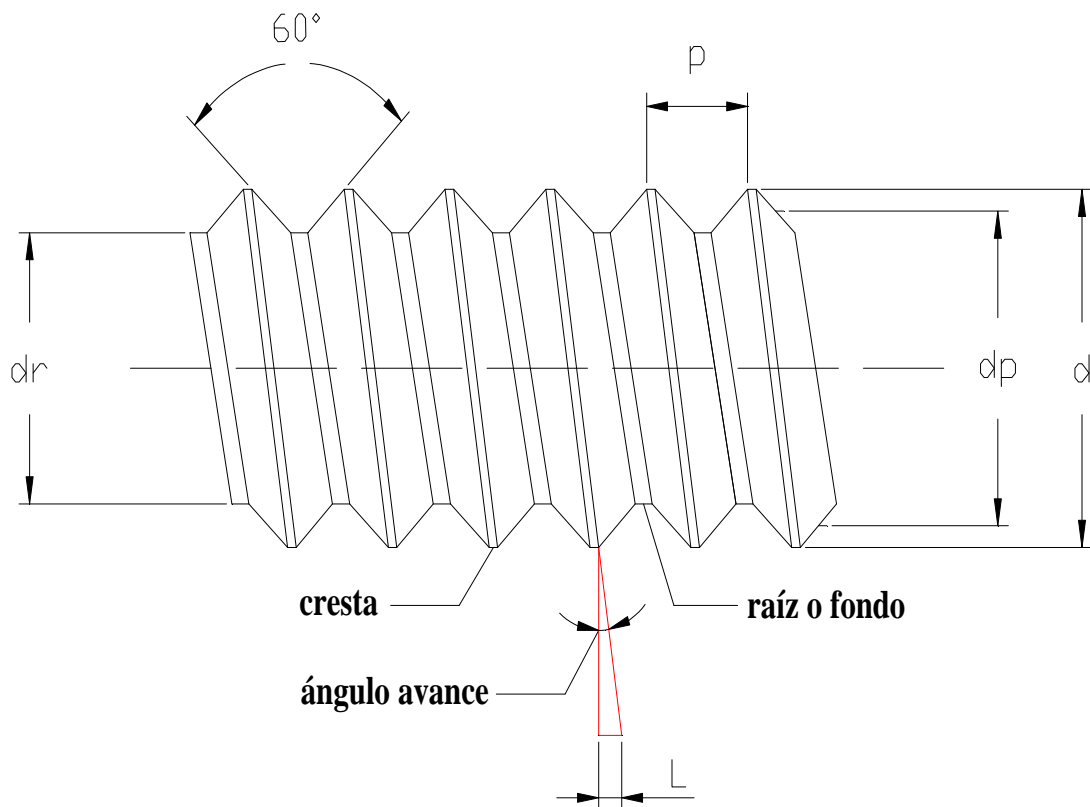


Figura 3.12. Esquema general de las partes de una rosca estándar - ISO.⁴³

⁴³ Fuente: Propia.

3.2.1.1.2. Perfiles de roscas.

Existen diferentes tipos de roscas para tornillo de potencia como Acme, Whitworth, V Aguda, Nacional Americana, entre otras, para aplicaciones de éste proyecto se han normalizado tres tipos de perfiles de roscas: cuadradas, Acme y trapezoidal.

3.2.1.1.2.1. Rosca Cuadrada.

Los perfiles de roscas cuadradas (Sellers) proporcionan la mayor resistencia y eficiencia, además de que eliminan también cualquier componente de fuerza radial entre tornillo y tuerca, no obstante su ventaja mecánica es baja y la dificultad de maquinado, debido a su cara perpendicular como se observa en la figura 3.13., aparecen como limitantes.

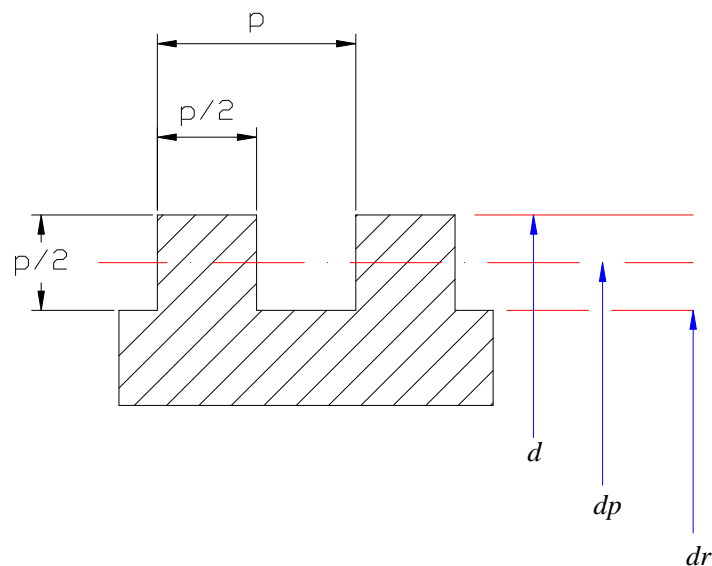


Figura 3.13. Perfil de rosca cuadrada.⁴⁴

3.2.1.1.2.2. Rosca Acme.

Las roscas Acme, son los perfiles más utilizados en máquinas y herramientas ya que son perfiles más fáciles de maquinar, puesto que poseen un ángulo incluido

⁴⁴ Fuente: Propia

de 29° como se observa en la figura 3.14, que permite el uso de una tuerca dividida, la que es posible apretar radialmente contra el tornillo, para ir absorbiendo el desgaste.

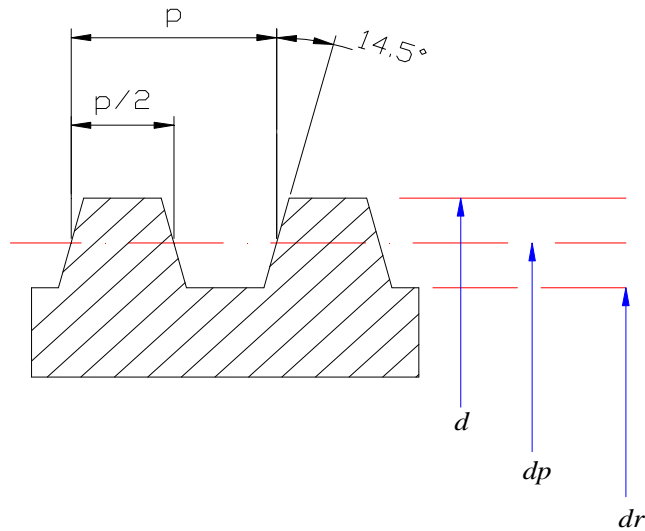


Figura 3.14. Perfil de rosca Acme.⁴⁵

La rosca Acme es una elección común para tornillos que deben absorber cargas en ambas direcciones.

3.2.1.1.2.3. Rosca Trapezoidal.

Es tipo de roscas está diseñada para resistir cargas axiales en una sola dirección, además de tener una mayor resistencia debido a que el espesor de la raíz es mayor a cualquiera de los otros dos tipos de perfiles mencionados anteriormente.

Como ventaja cabe acotar que su eficiencia es similar al de una rosca cuadrada, pero teniendo en cuenta su forma, el costo de maquinar dicha forma es alto. En la figura 3.15 se muestra es esquema de dicho tipo de rosca.

⁴⁵ Fuente: Propia

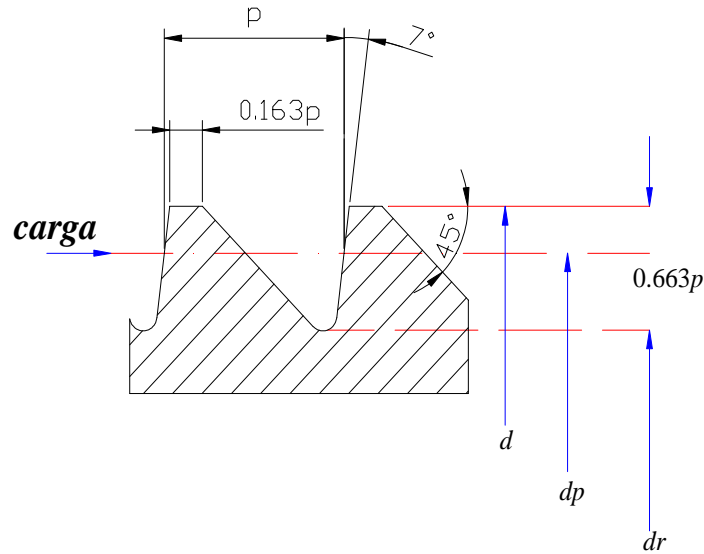


Figura 3.15. Perfil de rosca trapezoidal.⁴⁶

3.2.1.1.3. Tornillos de potencia.

Los tornillos de potencia son una de las formas de materializar un par cinemático helicoidal o de tornillo, constando de dos piezas, un tornillo o husillo y una tuerca, entre las cuales existe un movimiento relativo de traslación y rotación simultáneas respecto al mismo eje, dichos movimientos de rotación y traslación están relacionados por el paso de rosca del tornillo. Gracias a ello los tornillos de potencia son mecanismos de transmisión capaces de transformar un movimiento de rotación en otro rectilíneo y transmitir potencia.

Entre algunas aplicaciones del tornillo de potencia tenemos el levantamiento de pesos debido a la elevada ventaja mecánica que con ellos se consigue, realización de fuerzas de gran magnitud, posicionamiento en un movimiento axial a través de un elemento motorizado, entre otros.

Para el presente proyecto la aplicación de emplear el tornillo con su tuerca para posicionar el carrito o porta-herramientas como se observa en la figura 3.16, es la aplicación a estudiar.

⁴⁶ Fuente: Propia

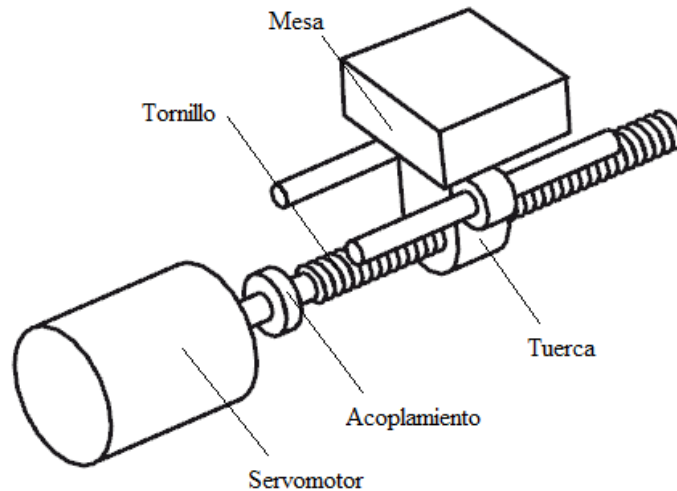


Figura 3.16. Tornillo de potencia acoplado a un servomotor.⁴⁷

3.2.1.1.3.1. Autobloqueo.

El autobloqueo se refiere a una situación en la cual el tornillo no podrá ser girado por la aplicación de cualquier magnitud de fuerza que se aplique axialmente (no como un par de torsión) a la tuerca. De esta manera un tornillo autobloqueante mantendrá la carga en su sitio, sin ningún par de torsión aplicado y sin ningún tipo de freno.

3.2.1.1.3.2. Materiales de los tornillos.

Los tornillos de potencia se fabrican, en forma típica con aceros al carbón o aleados, como los AISI 1018, 1045, 1050, 1060, 4130, 4140, 4340, 4620, 6150, 8620 y otros, ya que son aceros resistentes a fuerzas de tracción y compresión. Para ambientes corrosivos, o cuando existen altas temperaturas, se usan aceros inoxidable, como AISI 304, 305, 316, 384, 430, 431 o 440. Algunos se fabrican con aleaciones de aluminio 1100, 2014 o 3003.

⁴⁷ SHIGLEY J. Diseño e ingeniería Mecánica. México, Mc Graw Hill. 2002. p 114.

Las tuercas de tornillos de potencia se fabrican con aceros para cargas moderadas, cuando trabajan a velocidades relativamente bajas, para mayores velocidades y cargas se utilizan tuercas de bronce, lubricadas, ya que tienen mejor desempeño contra el desgaste. En aplicaciones que requieren cargas ligeras, se pueden usar tuercas de plástico las cuales tienen buena lubricidad propia, y por tanto no necesitan lubricación externa.

3.2.1.1.3.3. Tornillos de bolas.

Los tornillos de bolas tienen uno o más circuitos de bolas espaciadas entre el tornillo y la tuerca. Cuando el tornillo o la tuerca son rotados, las bolas ruedan en los surcos formados por la cuerda del tornillo, como se observa en la figura 3.17.

Cada circuito tiene un mecanismo de retorno que hace circular continuamente los balines formando un circuito cerrado. Los tornillos embalados son de alta eficiencia y ofrecen la oportunidad de desplazar cargas al transformar el movimiento de rotación en movimiento lineal. Tienen elementos rodantes (balines) entre el tornillo y la tuerca, mientras que el tornillo de deslizamiento Acme consiste típicamente de una flecha de acero con una cuerda trapezoidal y una tuerca de bronce lo que produce mucha fricción y rápido desgaste.

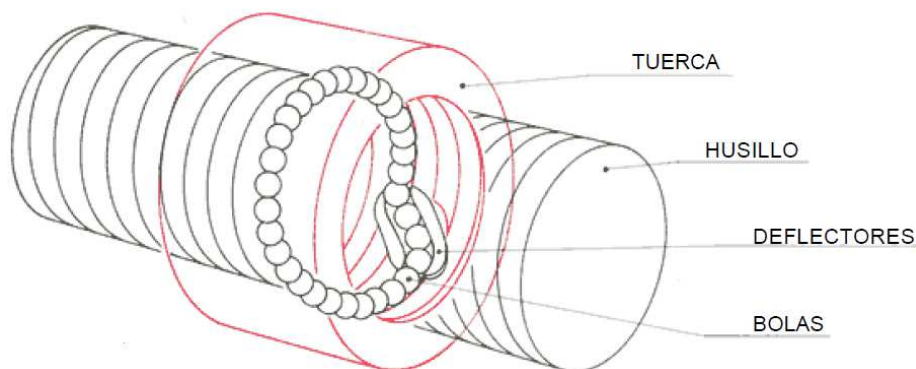


Figura 3.17. Esquema de un tornillo de potencia de bolas.⁴⁸

⁴⁸ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español.

Al reemplazar la fricción de deslizamiento por la fricción de rodamiento, la eficiencia del tornillo aumenta de un 30% a un 90%, haciéndolos mucho más durables y generando menor esfuerzo para los componentes motrices.

Hay que tomar en cuenta que la baja fricción de bolas hace que puedan ser impulsados hacia atrás y, por lo tanto, **no** son autobloqueantes. Por lo tanto para sujetar una carga impulsada por un tornillo de bolas deberá utilizarse un freno.

3.2.1.2. Diseño del tornillo de potencia.

3.2.1.2.1. Selección del perfil de rosca y material.

De acuerdo a lo expuesto en la introducción para el diseño del tornillo de potencia se ha seleccionado un tornillo de potencia de rosca Acme de un solo inicio, ya que su ventaja mecánica y resistencia al desgaste es considerablemente alta, además de poseer una forma (Figura 3.14) fácil de maquinar.

El material de fabricación del tornillo, se ha seleccionado un acero aleado AISI 1050 laminado en caliente, ya que es un material resistente a fuerzas de tracción y compresión, necesidades que se debe cumplir para los diferentes ensayos en el sistema modular y reconfigurable.

3.2.1.2.2. Diseño del diámetro del tornillo.

El diseño del diámetro del tornillo se lo va realizar por diferentes aspectos: por la fuerza de tracción crítica, por flexión y por fatiga, en donde se va a comprobar los resultados obtenidos por los cuatro aspectos. Utilizando un factor de seguridad de 3, de acuerdo a la norma INEN para el diseño de ejes expuestos a fuerzas de tensión y compresión.

3.2.1.2.2.1. Diseño por carga axial.

La fuerza máxima que se va a ejercer sobre el área de contacto del tornillo de potencia es una fuerza de tracción o tensión, ya que va hacer la fuerza necesaria para llegar al fallo de los diferentes elementos del cierre de cremallera.

Tomando en cuenta que existe también una fuerza de compresión sobre el área efectiva del tornillo cuando el mismo desplaza sin carga al porta-herramientas hasta la posición inicial antes de iniciar el ensayo seleccionado, dicha fuerza es mínima y mucho menor que la fuerza de tensión, por lo que para el diseño del diámetro del tornillo en ésta sección se descartará dicha fuerza.

Aparte de la fuerza de tensión necesaria para lograr el ensayo, hay que tomar en cuenta que existe otra fuerza axial que va a soportar el tornillo, que es la fricción entre las guías y el carro del tornillo, dicha fricción es la fuerza necesaria a vencer para lograr en sí la fuerza máxima de tensión para los diferentes ensayos.

Por tanto a la fuerza de tensión se le deberá sumar la fuerza de fricción que es igual al peso perpendicular del carrete sobre las guías como se observa en la figura 3.18, multiplicada por el coeficiente de rozamiento entre las guías y el carro (Ecuación [3.1]).

La fuerza de tensión máxima que se va a ejercer sobre el tornillo de potencia fue determinado realizando los diferentes ensayos expuestos en el capítulo 2, ensayados en el laboratorio de Mecánica de Materiales de la Escuela Politécnica del Ejército en la máquina de ensayos universal horizontal de marca AMSLER, obteniendo que la fuerza de fallo obtenida en el ensayo Chain Crosswise Strenght fue la máxima de todos los ensayos realizados con un valor de 1960 (N), observado en la tabla 2.22.

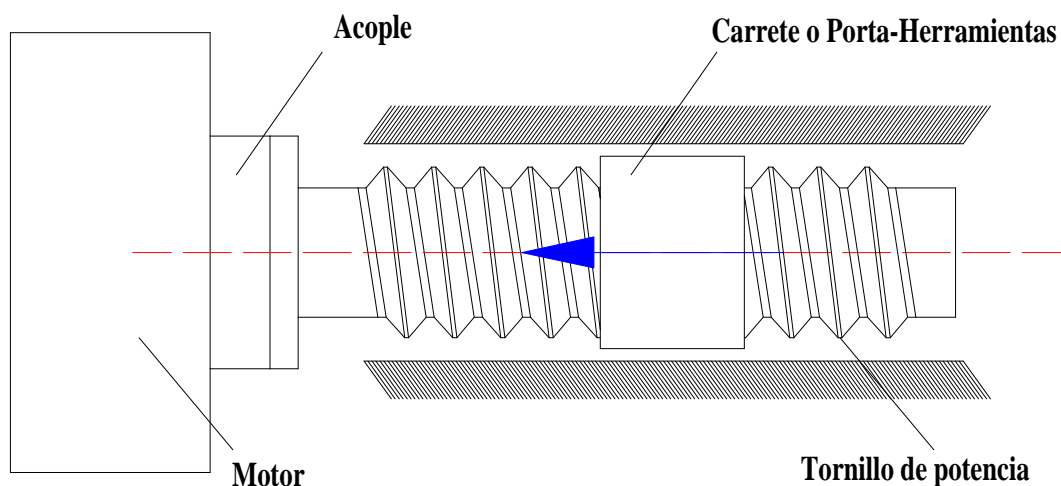


Figura 3.18. Esquema de tornillo de potencia sometido a fuerza de tensión.⁴⁹

Para determinar la fuerza de fricción es necesario determinar las cargas perpendiculares sobre el tornillo, que se muestran en la tabla 3.14, obtenidas de las propiedades físicas de cada elemento en *SolidWorks® Office Profesional*.

Tabla 3.14. Cargas perpendiculares sobre el tornillo de potencia.

Elemento	Masa	Peso
	(gr)	(N)
Tuerca	257,12	2,52
Carro Superior	8608,53	84,42
Carro Inferior	8108,92	79,52
Pinza de sujeción superior	530,75	5,20
Pinza de sujeción inferior	267,74	2,63
Pinza de ensayo	71,80	0,70
Seguro de pinzas	12,32	0,12
Total		175,12

Fuente: Propia.

⁴⁹ Fuente: Propia.

Por tanto la fuerza de tensión máxima es igual a la suma de la fuerza de tensión determinada a través del ensayo Chain Crosswise Strength y la fuerza de fricción.

Representada en la ecuación [3.2.], en donde el coeficiente de rozamiento es determinado a través de la tabla 3.15, en donde se muestra la relación entre algunos materiales.

Tabla 3.15. Coeficientes de fricción para pares roscados.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Fundición de hierro
Acero, seco	0,15-0,25	0,15-0,23	0,15-0,19	0,15-0,25
Acero, aceite para máquina	0,11-0,17	0,10-0,16	0,10-0,15	0,11-0,17
Bronce	0,08-0,12	0,04-0,06	-	0,06-0,09

Fuente: SHIGLEY J. Diseño e ingeniería Mecánica. Ed, Mc Graw-Hill. p 465.

Seleccionando el valor de $\mu = 0,17$ que es el valor más acercado a la realidad, entre acero y acero lubricado con aceite de máquina, ya que las guías y el carro como tal se encuentran fabricados de fundición de acero carbonado AISI 1035.

$$F_{tensión\ máxima} = F_{tensión} + fr \quad [3.1]$$

$$F_{tensión\ máxima} = F_{tensión} + \mu N \quad [3.2]$$

$$F_{tensión\ máxima} = 1960 + 0,17 \cdot 175,12$$

$$F_{tensión\ máxima} = 1989,77 (N)$$

$$F_{tensión\ máxima} \cong 2000 (N)$$

Una vez seleccionado el material del tornillo y conocida la carga crítica, se procede a determinar el diámetro del tornillo de potencia. Tomando en cuenta que en este caso particular se ha elegido un factor de seguridad de 3, por tanto se puede plantear:

$$FS = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{trabajo}} \quad [3.3]$$

De donde, definiendo $\sigma_{trabajo}$ se tiene:

$$FS = \frac{\sigma_{fluencia}}{\frac{W_t}{A_t}} \quad [3.4]$$

Donde:

- FS, Factor de seguridad.
- σ , Límite de fluencia del material seleccionado.
- W_t , Carga crítica a tensión.
- A_t , Área de esfuerzo a tensión.

Con esto se puede plantear que el factor de seguridad sea mayor al planteado y despejar el valor A_t , obteniendo una desigualdad para seleccionar el tamaño del diámetro del tornillo en tablas descriptivas de dimensiones principales de roscas Acme American Standard.

$$3 \leq \frac{\sigma_{fluencia}}{\frac{W_t}{A_t}} \rightarrow A_t \geq \frac{3 \cdot W_t}{\sigma_{fluencia}} \quad [3.5]$$

En la tabla 3.16 se muestra algunas características principales de aceros al carbón, seleccionando el estado de laminado en caliente para el acero AISI 1050. Con el valor del límite de fluencia seleccionado del material del tornillo de potencia en la tabla 3.16, se puede aplicar la ecuación [3.5]:

$$A_t \geq \frac{3 \cdot 2000 (N)}{345 (Mpa)}$$

$$A_t \geq 17,391 (mm^2) \rightarrow A_t \geq 0,0269 (in^2)$$

Tabla 3.16. Propiedades mecánicas de aceros al carbón.

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión	
		kpsi	Mpa	kpsi	Mpa
1020	Laminado en caliente	30	207	55	379
	Laminado en frío	57	393	68	469
1040	Laminado en caliente	42	290	76	524
	Normalizado a 1650°F	54	372	86	593
	Laminado en frío	71	490	85	586
1045	Laminado en caliente	45	310	82	565
	Laminado en frío	77	531	91	627
1050	Laminado en caliente	50	345	90	621
	Normalizado a 1650°F	62	427	108	745
	Laminado en frío	84	579	100	689
	Templado y revenido a 1200°F	78	538	104	717
	Templado y revenido a 1000°F	115	793	158	1089
	Templado y revenido a 400°F	117	807	163	1124

Fuente: SAE Handbook. Society of Automotive Engineers. Warrendale Pa. Metals Handbook.

Según datos tabulados en la tabla 3.17, un tornillo de potencia de rosca Acme con diámetro nominal de $\frac{5}{16}$ (in) o 7,94 (mm), de acuerdo a su área al esfuerzo de tensión de $A_t = 0,0444$ (in^2) mayor al valor encontrado de $A_t = 0,0269$ (in^2) es el adecuado para el diseño. Cualquier otro diámetro menor al seleccionado es inadecuado puesto que no cumple con la condición de desigualdad impuesta por el factor de seguridad.

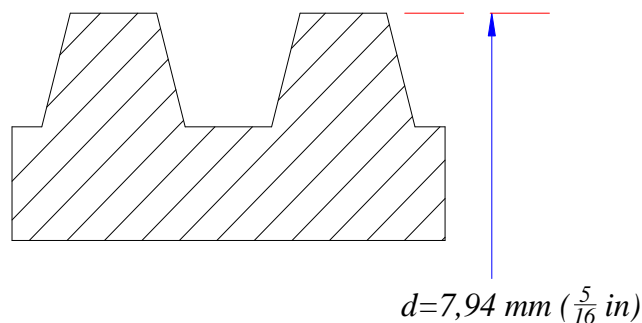


Figura 3.19. Esquema del diámetro nominal seleccionado por diseño de tensión.⁵⁰

⁵⁰ Fuente: Propia.

Tabla 3.17. Dimensiones principales de roscas Acme-American Standard.

Diámetro mayor nominal	Hilos por pulgada	Paso de rosca	Diámetro menor mínimo	Diámetro mínimo de paso	Área al esfuerzo de tensión	Área al esfuerzo cortante
D (in)	n	p=1/n	Dt (in)	Dp (in)	At (in ²)	As (in ²)
1/4	16	0,0625	0,1618	0,2043	0,0263	0,3355
5/16	14	0,0714	0,2140	0,2614	0,0444	0,4344
3/8	12	0,0833	0,2632	0,3161	0,0659	0,5276
7/16	12	0,0833	0,3253	0,3783	0,0972	0,6396
1/2	10	0,1000	0,3594	0,4306	0,1225	0,7278
5/8	8	0,1250	0,4570	0,5408	0,1955	0,9180
3/4	6	0,1667	0,5371	0,6424	0,2732	1,0840
7/8	6	0,1667	0,6615	0,7663	0,4003	1,3130
1	5	0,2000	0,7509	0,8726	0,5175	1,4930
1 1/8	5	0,2000	0,8753	0,9967	0,6881	1,7220
1 1/4	5	0,2000	0,9998	1,1210	0,8831	1,9520
1 3/8	4	0,2500	1,0719	1,2188	1,0300	2,1100
1 1/2	4	0,2500	1,1965	1,3429	1,2660	2,3410
1 3/4	4	0,2500	1,4456	1,5916	1,8110	2,8030
2	4	0,2500	1,6948	1,8402	2,4540	3,2620
2 1/4	3	0,3333	1,8572	2,0450	2,9820	3,6100
2 1/2	3	0,3333	2,1065	2,2939	3,8020	4,0750
2 3/4	3	0,3333	2,3558	2,5427	4,7110	4,5380
3	2	0,5000	2,4326	2,7044	5,1810	4,7570
3 1/2	2	0,5000	2,9314	3,2026	7,3880	5,7000
4	2	0,5000	3,4302	3,7008	9,9850	6,6400
4 1/2	2	0,5000	3,9291	4,1991	12,9720	7,5770
5	2	0,5000	4,4281	4,6973	16,3510	8,5110

Fuente: ROBERT L. NORTON., Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 898.

Por tanto el diámetro mayor, nominal del tonillo de potencia de rosca Acme para soportar una carga axial a tensión de 2000 (N), con un factor de seguridad de 3 es de 7,94 (mm).

3.2.1.2.2.2. Diseño por flexión.

El análisis del tornillo a flexión se lo realiza puesto que éste soporta las cargas de los elementos montados superiormente. Para su análisis se lo ha considerado como si fuese un eje de determinado diámetro a el cual está sometido a flexión pura.

Debido a esta consideración se tiene que la expresión a usar para determinar el diámetro es la siguiente:

$${}^{51}\sigma = \frac{Mc}{I} \quad [3.6]$$

Donde:

- σ , Esfuerzo a flexión.
- M , Momento Flector.
- c , Distancia del eje neutro a la fibra a analizar.
- I , Inercia.

Para garantizar que el esfuerzo sea menor que el límite de fluencia del material se incluye un factor de seguridad, por lo que se tiene la siguiente expresión:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} \quad [3.7]$$

Considerando que se trata de un elemento con sección circular, se tiene la expresión para la inercia como:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad [3.8]$$

El análisis se lo debe orientar a la fibra extrema, en donde la distancia c es:

$$c = \frac{d}{2} \quad [3.9]$$

⁵¹ SHIGLEY J. Diseño e ingeniería Mecánica. Ed, Mc Graw-Hill, 2002. p 114

Reemplazando las ecuaciones [3.8] y [3.9] en la ecuación [3.6] anteriormente anotadas se tiene para el esfuerzo a flexión:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad [3.10]$$

Puesto que el esfuerzo a flexión debe ser menor que el esfuerzo admisible, se tiene:

$$\frac{32M}{\pi d^3} \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto para el diámetro mínimo requerido se tiene la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M \cdot n}{\pi \cdot S_y}} \quad [3.11]$$

Para el caso particular de nuestro tornillo de potencia se tiene los siguientes datos a emplear:

- Material: acero aleado AISI 1050 laminado en caliente.
- Límite a la fluencia: 345 (MPa).
- Longitud: 1000 (mm) con apoyos en los extremos izquierdo y derecho a 12 y 51 (mm) respectivamente.
- Factor de seguridad: 3.

En primer lugar se debe calcular el momento flector, para ello debemos establecer las cargas que actúan sobre el eje, obtenidas en la tabla 3.14, correspondientes a las cargas perpendiculares sobre el tornillo, obteniendo un valor de 175,12 (N).

Este resultado corresponde dividir para dos, puesto que dicha carga tendrá dos puntos de apoyo, por lo tanto:

$$P_1 = \frac{175,12}{2}$$

$$P_1 \cong 100 \text{ (N)}$$

La disposición de la carga se la considera como puntual y que actúa en el punto medio de la longitud hábil del tornillo, que es el punto más crítico, como se indica en la figura 3.20.

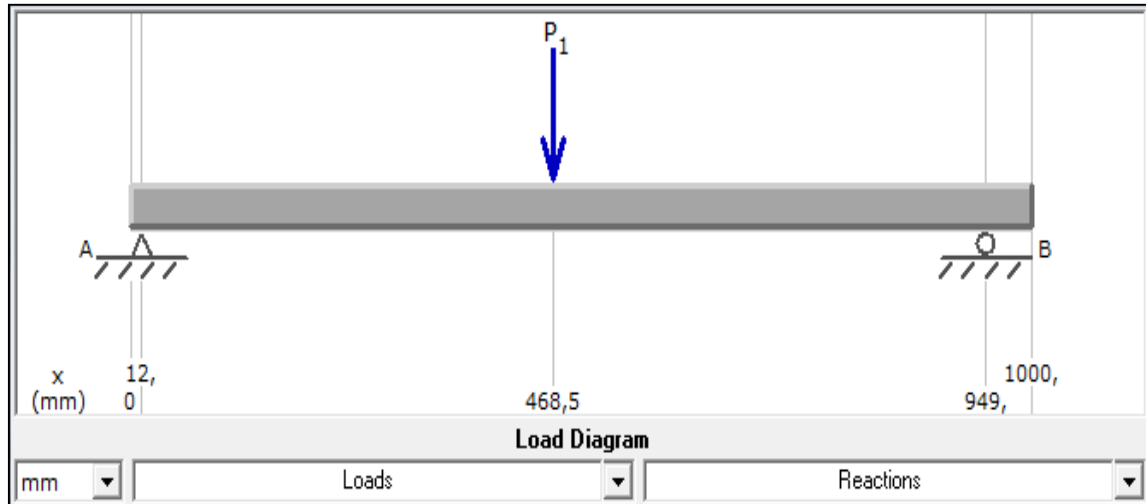


Figura 3.20. Diagrama de cargas.⁵²

Gracias a la disposición de cargas y al programa @MDSolids, se obtiene el diagrama de corte que se muestra en la figura 3.21 y el diagrama de momentos flectores que se muestra en la figura 3.22.

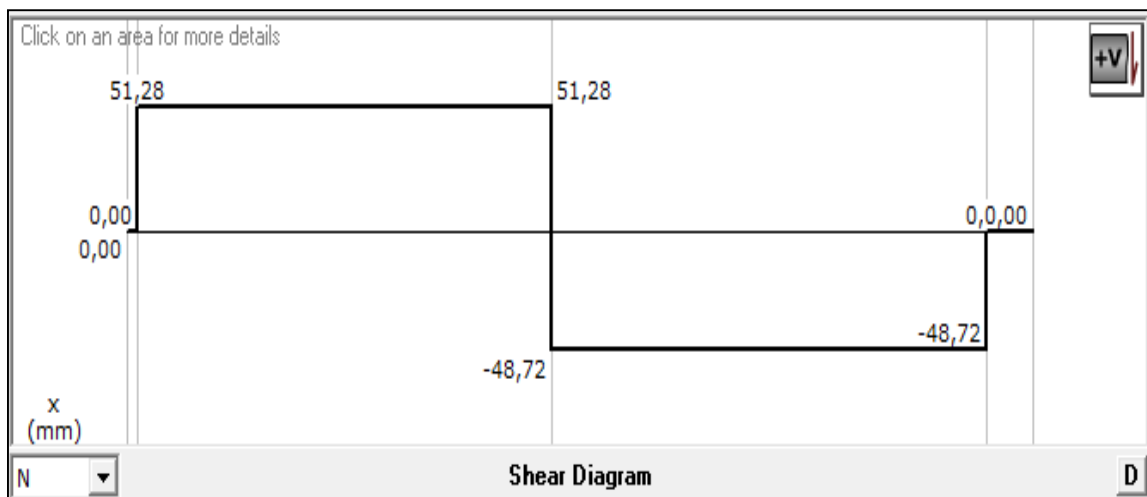


Figura 3.21. Diagrama de corte.⁵³

⁵² Fuente: Propia.

⁵³ Fuente: Propia.

El diagrama de momentos flectores.

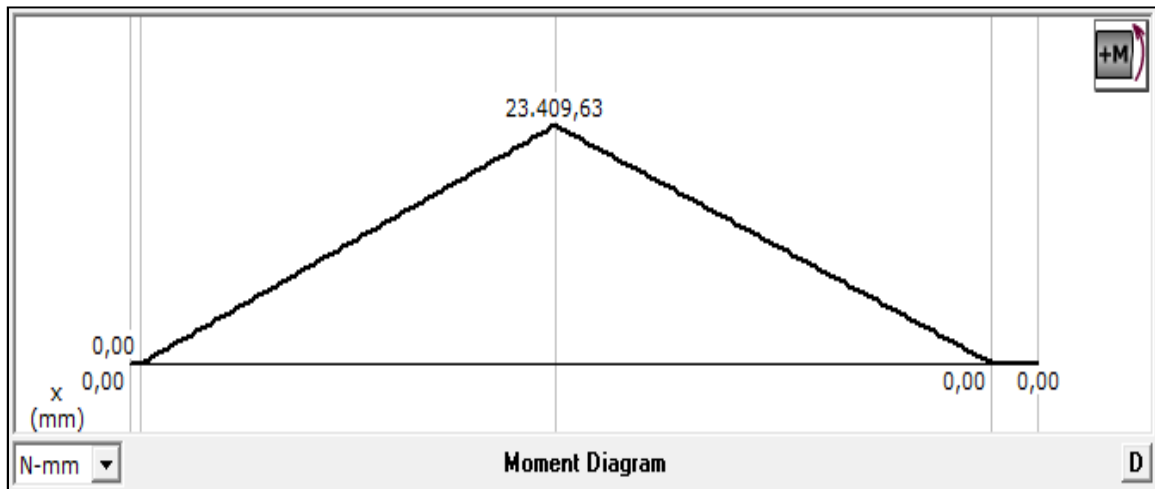


Figura 3.22. Diagrama de momento flector.⁵⁴

Del diagrama de momento flector, se tiene que el máximo valor es de 23409,63 (Nmm), con éste valor, se puede aplicar la ecuación [3.11] para el diámetro del tornillo de potencia por flexión:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 23409,63 \cdot 3 \text{ (Nmm)}}{\pi \cdot 345 \left(\frac{N}{\text{mm}^2}\right)}}$$

$$d_{\text{tornillo de potencia}} = 13,215 \text{ (mm)}$$

3.2.1.2.2.3. Diseño por fatiga.

El tornillo de potencia al estar en rotación continua, cambia el punto de aplicación de la fuerza, es decir en un instante se encuentra a tracción y a continuación a compresión, por lo que se hace necesario un análisis a fatiga del elemento mencionado, para ello es conveniente primero encontrar el esfuerzo medio y el esfuerzo de amplitud a través de las siguientes expresiones:

⁵⁴ Fuente: Propia.

El esfuerzo de amplitud, corresponde al esfuerzo por flexión, establecida por la ecuación [3.10]:

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3}$$

El esfuerzo medio, corresponde al esfuerzo por la torsión, descrita en la siguiente ecuación:

$$\sigma_m = \frac{16T}{\pi d^3} \quad [3.12]$$

Empleando el criterio de *Goodman Modificado* representado en la ecuación [3.13], que es el criterio más acercado a la realidad.

$$^{55}30 \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad [3.13]$$

Se obtiene la ecuación para el diámetro del tornillo de potencia, reemplazando el esfuerzo de amplitud y el esfuerzo medio en la ecuación [3.13]:

$$\frac{32M}{\pi d^3 S_e} + \frac{16T}{\pi d^3 S_y} = \frac{1}{n}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{n(32 \cdot M \cdot S_e + 16 \cdot T \cdot S_y)}{\pi \cdot S_y \cdot S_e}} \quad [3.14]$$

De donde la expresión para el límite a la fatiga S_e , esta dado por:

$$^{56}S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad [3.15]$$

⁵⁵ SHIGLEY J. Diseño e ingeniería Mecánica. Ed, Mc Graw-Hill, 2002. p 408.

⁵⁶ Idem, p 379.

Donde:

- k_a , Factor de modificación de la condición superficial del material.
- k_b , Factor de modificación del tamaño.
- k_c , Factor de modificación de la carga.
- k_d , Factor de modificación de la temperatura.
- k_e , Factor de modificación de efectos varios.
- S'_e , Límite a la fatiga en viga rotatoria.

Corresponde detallar entonces el procedimiento para la obtención de cada factor:

- El factor k_a depende de la forma en que se haya manufacturado el material y se obtiene de la siguiente expresión, que se debe completar con tabla del anexo A1.

$${}^{57}k_a = aS_{ut}{}^b \quad [3.16]$$

- El factor k_b se obtiene de la siguiente expresión:

$${}^{58}k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0.107} = 1,24d^{-0.107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ (mm)} \\ 0,859 - 0,000837d & 51 \leq d \leq 254 \text{ (mm)} \end{cases} \quad [3.17]$$

- El factor k_c es igual a 0,6.
- El factor k_d es igual a 1 ya que se tomo como un elemento isotrópico.
- El factor k_e depende de varios factores, en el presente proyecto lo consideramos igual a 1.
- El límite a la fatiga enviga rotatoria S'_e se obtiene a través de la siguiente relación:

⁵⁷ Idem, p 379.

⁵⁸ Idem, p 380.

$${}^{59}S'_e = \begin{cases} 0,506 S_{ut} \text{ (kpsi o Mpa)} & S_{ut} \geq 212 \text{ kpsi (1460 Mpa)} \\ 107 \text{ (Kpsi)} & S_{ut} = 212 \text{ kpsi (1460 Mpa)} \\ 740 \text{ (Mpa)} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 Mpa)} \end{cases} \quad [3.18]$$

Una vez definido los factores para calcular el diámetro del tornillo de potencia, a través del diseño por fatiga, se tiene los siguientes datos:

- Acero AISI 1050 laminado en caliente: $\begin{cases} S_y = 345 \text{ (MPa)} \\ S_{ut} = 621 \text{ (MPa)} \end{cases}$
- Momento crítico: $M = 23409,63 \text{ (Nmm)}$
- Asumiendo un torque entregado por el motor o el sistema de transmisión de potencia requerido, que más adelante va a ser recalculado y verificado, asumimos: $T = 5000 \text{ (N mm)}$
- Factor de seguridad: $FS = 3$

Con dichas consideraciones se calcula los factores de modificación descritos anteriormente y el límite de fatiga en viga rotatoria:

- $k_a = 4,45 \cdot 621^{-0,265} = 0,80945$
- $k_b = 1,00$
- $k_c = 0,60$
- $k_d = 1,00$
- $k_e = 1,00$
- $S'_e = 0,506 \cdot 621 = 314,226 \text{ (MPa)}$

Por tanto el límite a la fatiga de la ecuación [3.15], resulta:

$$S_e = 0,80945 \cdot 1,00 \cdot 0,60 \cdot 1,00 \cdot 1,00 \cdot 314,226$$

$$S_e = 152,61 \text{ (MPa)}$$

⁵⁹ Idem. p 375.

Hay que tomar en cuenta que el factor de rendimiento del motor o del sistema de transmisión no es del 100%, por lo que se considera un factor del 75%, por tanto el torque proporcionado por el mismo es igual:

$$T = 0,75 \cdot 5000$$

$$T = 3750 \text{ (Nmm)}$$

De esta manera, obtenidos los valores de los diferentes factores de la ecuación [3.14] para el diámetro del tornillo por fatiga, se tiene:

$$d = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (32 \cdot 23409,63 \cdot 152,61 + 16 \cdot 3750 \cdot 345)}{\pi \cdot 345 \cdot 152,61}}$$

$$d_{\text{tornillo de potencia}} = \mathbf{13,479 \text{ (mm)}}$$

3.2.1.2.2.4. Interpretación de resultados.

Para determinar el diámetro nominal del tornillo de potencia se realizaron tres estudios, obteniendo los siguientes resultados:

- Diseño por tensión: $d = 7,94 \text{ (mm)}$
- Diseño por flexión: $d = 13,215 \text{ (mm)}$
- Diseño por fatiga: $d = 13,479 \text{ (mm)}$

De esta manera se puede notar que el valor obtenido por el diseño por tensión, es el valor más bajo de todos los estudios realizados, esto nos da a entender que para determinar el diámetro del tornillo no es suficiente un estudio de la carga máxima a tensión que va soportar el mismo, por lo que los estudios de flexión y fatiga complementan el mismo. Dichos estudios arrojan resultados similares por lo que se toman como valores confiables.

Es así que se aproxima al diámetro nominal más cercano a 13,479 mm, expuestos en la tabla 3.17, seleccionando el valor de $\frac{5}{8}$ de pulgada o 15,875 mm.

$$d_{\text{tornillo de potencia}} = 15,875 \text{ mm} \left(\frac{5}{8} \text{ in} \right)$$

De esta manera se preselecciona un tornillo de potencia de rosca Acme de un solo inicio de diámetro nominal de $\frac{5}{8}$ (in).

3.2.1.2.2.5. Selección del tornillo de potencia.

Considerando que manufacturar un tornillo de potencia de las características seleccionadas en el mercado nacional tiene un costo elevado y tomando en cuenta que es muy difícil encontrar equipos con tal precisión para manufacturar el mismo. Se tomo la opción de importar el tornillo de potencia con las características seleccionadas.

Al realizar una búsqueda exhaustiva en el mercado internacional se seleccionó la opción de la empresa **UGRA CNC – Parts and Components** ubicada en los Estados Unidos, que satisface los siguientes aspectos:

- Bajo Costo.
- Cumplimiento de las necesidades de diseño.
- Acabados y manufactura de precisión.
- Elementos complementarios como: tuerca, rodamientos y soportes.

Tomando en cuenta dichos aspectos, se buscó un tornillo de diámetro semejante o cercano al valor seleccionado en la sección 3.2.1.2.2.4 de 15,875 mm, seleccionando previamente el tornillo de potencia 1605-3 de 16 mm de diámetro nominal de la tabla 3.18, proporcionada por la empresa distribuidora.

Al consultar con el fabricante si dicho tornillo se encontraba en stock y al recibir una respuesta negativa y tomando en cuenta la necesidad inmediata de la empresa auspiciante por la adquisición del sistema como tal. Se optó por buscar el siguiente diámetro nominal expuesto en la tabla 3.18, obteniendo una respuesta afirmativa para el tornillo de potencia 2005-4 de 20 mm de diámetro nominal.

Tabla 3.18. Dimensiones de tornillos de potencia de la empresa UGRA CNC.

Tipo	Dimensiones (mm)															
	d	l	Da	D	A	B	L	W	X	G	H	Q	n	Ca	Coa	K
1605-3	16	5	3,175	28	48	10	42	38	6	44	40	M6	4	780	1790	20
1610-3	16	10	3,175	28	48	10	57	38	6	44	40	M6	3	721	1249	15
2005-4	20	5	3,175	36	58	10	51	47	7	51	44	M6	4	1130	2380	25
2505-4	25	5	3,175	40	62	10	51	51	7	55	48	M6	4	1280	3110	35
2510-4	25	10	4,762	40	62	15	85	51	7	55	48	M6	4	1944	3877	33
3205-4	32	5	3,175	50	80	12	52	65	9	71	62	M6	4	1450	4150	40
3210-4		10	6,35	50	80	12	90	65	9	71	62	M6	4	3390	7170	40
4005-4	40	5	3,175	63	93	14	55	78	9	82	70	M8	4	1610	5330	49
4010-4		10	6,35	63	93	14	93	78	9	82	70	M8	4	3910	9520	50
5010-4	50	10	6,35	75	110	16	93	93	11	98	85	M8	4	4450	12500	65
6310-4	63	10	6,35	90	125	18	98	108	11	110	95	M8	4	5070	16600	80
8010-4	80	10	6,35	105	145	20	98	125	14	128	110	M8	4	5620	21300	90

Fuente: UGRA CNC, Parts-Components. Catálogo Ball Screw BK-2005. 2012. p 13.

Las características mostradas en la tabla 3.18, se complementan con su representación gráfica en la figura 3.23.

Donde:

- d , Diámetro nominal.
- l , Paso.
- K , Rigidez $\left(\frac{kgf}{m}\right)$.
- C_a , Carga dinámica (kgf).
- C_{oa} , Carga estática (kgf).

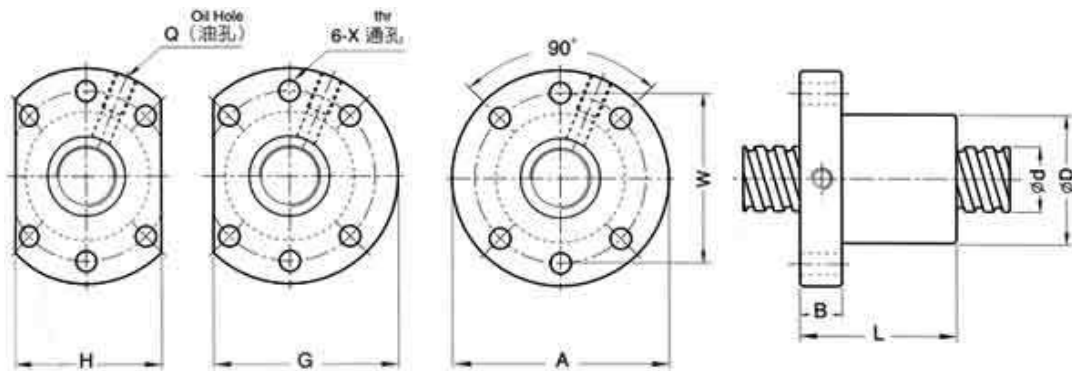


Figura 3.23. Esquema de las dimensiones de tornillos de potencia de la empresa UGRA CNC.⁶⁰

En referencia a los aspectos por los cuales se seleccionó dicho tornillo, se tiene las siguientes consideraciones:

- Bajo costo, gracias a la producción en masa del elemento.
- Precio de importación incluido el envío alrededor de la mitad del precio de manufactura en el mercado nacional.
- Acabados de precisión y tratamientos térmicos presentes, gracias a la tecnología de punta utilizada en la manufactura.
- Eficiencia del 80 al 90%.

En relación a los parámetros seleccionados en la sección 3.2.1.2.2.5 correspondiente al diseño del tornillo de potencia como tal. El tornillo seleccionado posee las siguientes características:

- Rosca ojival con arco gótico.
- Material del tornillo: acero laminado AISI 1050.
- Diámetro nominal: $d = 20$ (mm).

⁶⁰ UGRA CNC, Parts-Components. Catálogo Ball Screw BK-2005. 2012. p 14.

- Tuerca con tren de cojinetes de bolas recirculantes que reduce el coeficiente de fricción alrededor de $\mu = 0.03$ (Tabla 3.19).
- Carga dinámica y estática considerablemente altas en relación a las necesidades del sistema (Tabla 3.18).

Dichas características cumplen con los parámetros determinados en la sección de diseño, en especial que el diámetro nominal de 20 (mm) es mayor al seleccionado de 15,875 (mm), además que el tipo de material AISI 1050 (Tabla 3.20), es el mismo al utilizado en los diferentes cálculos de la sección 3.2.1.2.



Figura 3.24. Tornillo de potencia, tuerca y soportes de la empresa UGRA CNC.⁶¹

El tornillo de potencia seleccionado, es un tornillo de potencia de bolas 2005-4, de un solo inicio, de perfil de rosca ojival con arco gótico, de 1000 (mm) de longitud, 20 (mm) de diámetro nominal y con acoplamientos en los extremos izquierdo y derecho, BK12 y BF12, a 12 y 51 (mm) de sus extremos respectivamente.

⁶¹ UGRA CNC, Parts-Components. Catálogo Ball Screw BK-2005. 2012. p 5.

Tabla 3.19. Datos típicos de tornillos de potencia.

Datos típicos de tornillos de potencia			
Material	e=eficiencia	Material	μ =coef. Fricción
Tuerca de bolas	0,80-0,90	Acero en acero	0,58
Acme con tuerca plástica	0,65	Acero en acero (lubricado)	0,15
Acme con tuerca metálica	0,40	Teflón en acero	0,04
		Cojinetes de bolas	0,03

Fuente: SURE-STEP Automation Direct, MANUAL STP-SYS-MSP Sistemas de motores paso a paso, p A-8.

Tabla 3.20. Materiales de fabricación del tornillo de bolas 2005-4.

Parte	IHA	DIN	AFNOR	UNI	EN	AISI	Tratamiento	Dureza HRc
Husillo	F1151	CF50	XC-50	C50	EN8	1050	Temple por inducción	58-62
Tuerca	F158	20MnCr5	16Nc6	9NCD	EN320	8620	Carburación temple revenido	60-62
Bolas	F131	100Cr6	100C6	100C6	EN31	52100		62-65

Fuente: UGRA CNC, Parts-Components. Catálogo Ball Screw BK-2005. 2012. p 16.

3.2.1.3. Diseño del tornillo de potencia de bolas recirculantes.

El tornillo de potencia de bolas seleccionado difiere en algunas características del tornillo seleccionado anteriormente de rosca Acme. Entre las cuales se encuentra el tipo de rozamiento que se da entre husillo y tuerca, en el caso del tornillo nominal de rosca Acme el rozamiento entre los elementos mencionados se da entre rosca y rosca, por el contrario en el tornillo de bolas se da entre rosca y bolas de cojinetes como se observa en la figura 3.17., esta característica disminuye la fricción que existe entre éstos elementos elevando considerablemente la eficiencia del sistema.

Tomando en cuenta que el tipo de rosca es un dato esencial para realizar el cálculo del par de torsión necesario para las cargas axiales que soporta el carrete,

se contacto con los distribuyentes del tornillo solicitando la figura o esquema del perfil de la rosca ojival con arco gótico utilizado. Recibiendo por respuesta que dicho perfil es una patente de la empresa y no se puede compartir por seguridad industrial, pero que el tipo de rosca que más se asemeja al utilizado es el perfil de rosca Acme.

Por lo tanto para los diferentes cálculos que se realice se va asumir un perfil de rosca Acme.

Los tornillos de bolas, se componen básicamente de cuatro elementos de acción: el husillo y la tuerca son las pistas interior y exterior de movimiento, las bolas, los cuerpos de rodadura y transmisión, y los deflectores como las piezas de transferencia (Figura 3.17).

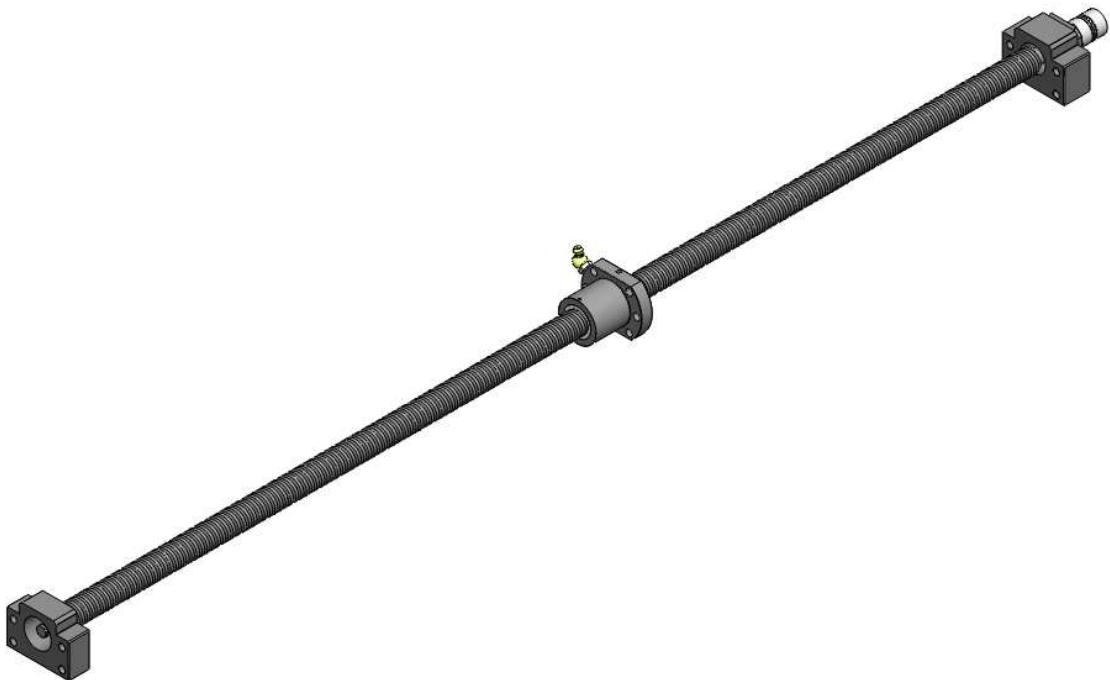


Figura 3.25. Tornillo de bolas 2005-4 seleccionado de la empresa UGRA CNC.⁶²

⁶² Fuente: Propia.

3.2.1.3.1. Husillo.

El husillo o tornillo es una de las partes más importantes del sistema, del cual se obtendrán datos esenciales para seleccionar o diseñar otros elementos.

3.2.1.3.1.1. Par de torsión.

El par de torsión necesario para mover las cargas sobre el tornillo de potencia, es un valor esencial para seleccionar la potencia del motor y diseñar el sistema de transmisión del mismo.

El tornillo de potencia va a estar sujeto a dos situaciones: en primera instancia cuando el desplazamiento sea para posicionar el carrete sin ninguna carga axial y cuando el ensayo como tal se esté realizando, es decir que el tornillo está soportando una carga axial generada por la fuerza de tracción de fallo para el elemento que se está ensayando.

De esta manera se elige la situación más crítica para realizar el cálculo del par de torsión necesario para mover el tornillo, que se refiere a la situación cuando el tornillo está sometido a una carga axial o como se conoce en algunos textos de diseño mecánico, cuando el tornillo necesita subir una carga axial.

Para determinar la ecuación del par de torsión se debe tomar a la rosca del tornillo como un plano inclinado, que se ha enroscado alrededor de un cilindro, creando una hélice. Si se desenroscara una revolución de la hélice, se visualizaría como la figura 3.26, que muestra un bloque que representa la tuerca en deslizamiento hacia arriba del plano inclinado de una rosca Acme.

También se muestran las fuerzas que actúan sobre la rosca como un diagrama de cuerpo libre. Por supuesto, la fuerza de fricción siempre se opone al desplazamiento. La inclinación se conoce como el ángulo de avance λ , establecido por la expresión:

$${}^{63} \tan \lambda = \frac{L}{\pi d_p} \quad [3.19]$$

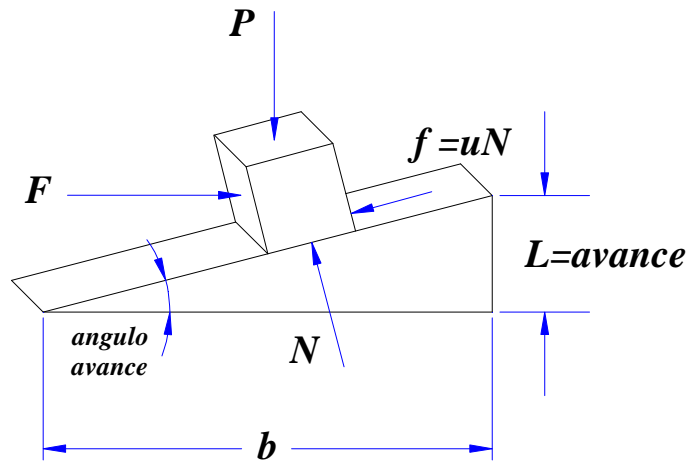


Figura 3.26. Diagrama de cuerpo libre tuerca-tornillo de una rosca ACME.⁶⁴

De la figura 3.26 se tiene que $b = \pi d_p$ de la expresión respectiva del ángulo de avance.

Para determinar el par de torsión necesario para subir una carga axialmente, o en nuestro caso para llegar a la fuerza máxima de tracción alcanzada en los diferentes ensayos, se plantea la ecuación de par de torsión:

$${}^{65} T = F \frac{d_p}{2} \quad [3.20]$$

Donde:

- F , Carga axial a levantar.
- d_p , Diámetro de paso del tornillo de potencia.

⁶³ ROBERT L. NORTON., Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 897.

⁶⁴ Fuente: Propia.

⁶⁵ ROBERT L. NORTON., Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 899.

Para hallar la expresión equivalente de F y por ende la expresión del par de torsión se realiza el diagrama del cuerpo libre partiendo de la figura 3.26. Hay que tomar en cuenta que el ángulo radial de una rosca Acme introduce un factor adicional en la ecuación del par de torsión.

La fuerza normal entre tornillo y tuerca se presenta en ángulo en dos planos, en el ángulo de avance λ según se muestra en la figura 3.27 y también en el ángulo de $\alpha = 14,5^\circ$ de la rosca Acme, según se muestra en la figura 3.28.

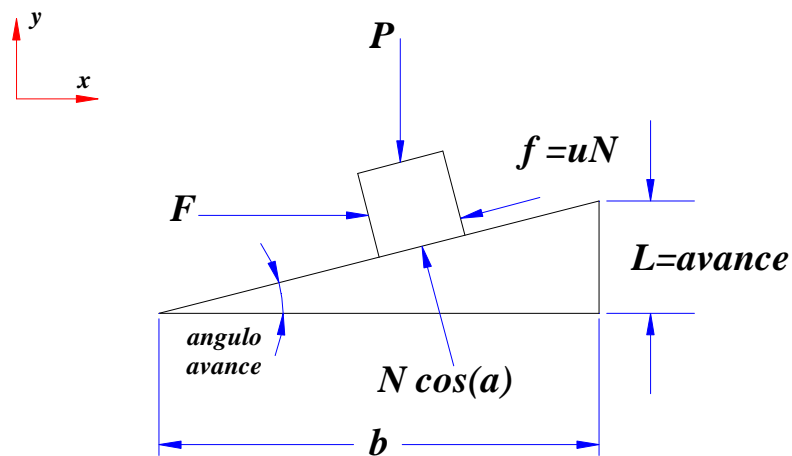


Figura 3.27. Diagrama de cuerpo libre para rosca ACME en el plano x-y.⁶⁶

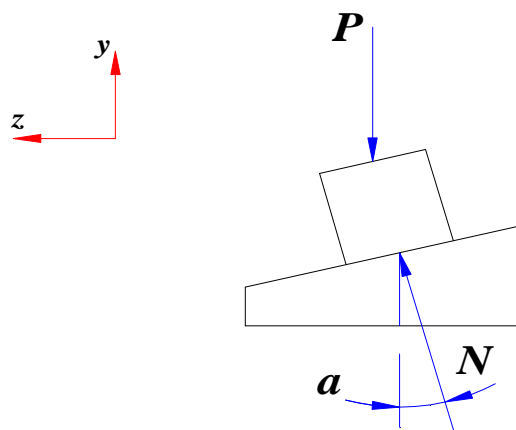


Figura 3.28. Diagrama de cuerpo libre para rosca ACME en el plano y-z.⁶⁷

⁶⁶ Fuente: Propia.

⁶⁷ Fuente: Propia.

Partiendo de la figura 3.26 se plantea las ecuaciones de equilibrio para las fuerzas en las direcciones x y y .

$$\sum F_x = 0$$

$$F - f \cos \lambda - N \cos \alpha \sin \lambda = 0$$

$$F - uN \cos \lambda - N \cos \alpha \sin \lambda = 0 \quad [3.21]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N \cos \lambda \cos \alpha - f \sin \lambda - P = 0$$

$$N \cos \lambda \cos \alpha - uN \sin \lambda - P = 0 \quad [3.22]$$

Donde u es el coeficiente de fricción entre el tornillo y el tren de bolas recirculantes pertenecientes a la tuerca. Despejando la F de la ecuación [3.21] obtenida de la $\sum F_x$ y la N de la ecuación [3.22] obtenida de la $\sum F_y$, se tiene:

$$F = N(\mu \cos \lambda + \cos \alpha \sin \lambda) \quad [3.23]$$

$$N = \frac{P}{(\cos \lambda \cos \alpha - \mu \sin \lambda)} \quad [3.24]$$

Reemplazando la ecuación [3.23] de la N en la ecuación [3.24] de la F , se obtiene la siguiente expresión:

$$F = P \frac{(\mu \cos \lambda + \cos \alpha \sin \lambda)}{(\cos \lambda \cos \alpha - \mu \sin \lambda)} \quad [3.25]$$

Por tanto el par de torsión requerido para lograr la carga de tracción necesaria en función de las características de la rosca del tornillo, está definido reemplazando la ecuación [3.25] en la ecuación [3.20] teniendo:

$$T = \frac{Pd_p}{2} \frac{(\mu \cos \lambda + \cos \alpha \sin \lambda)}{(\cos \lambda \cos \alpha - \mu \sin \lambda)} \quad [3.26]$$

Resulta más conveniente expresar la ecuación anterior en función del avance L en vez del ángulo de avance λ , por lo que se divide el numerador y el

denominador de la ecuación del par requerido entre $\cos \lambda$ y se sustituye $\frac{L}{\pi d_p}$ por $\tan \lambda$, teniendo:

$$T = \frac{P d_p (\mu \pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} \quad [3.27]$$

En la tabla 3.19 se muestran algunos coeficientes de fricción para pares de materiales comunes. A través de la misma se selecciona el coeficiente de fricción más acercado a la realidad, seleccionando el coeficiente de fricción de cojinetes de bolas de $\mu = 0,03$.

A partir de la tabla 3.18, con el valor del diámetro nominal d y el paso l , se calcula el diámetro de paso del tornillo partiendo de la siguiente ecuación, para el posterior cálculo del par de torsión requerido.

$$d_r = d - \frac{p}{2} \quad [3.28]$$

$$d_p = \frac{d + d_r}{2} \quad [3.29]$$

Donde:

- d_r , Diámetro de raíz.
- d_p , Diámetro de paso.
- d , Diámetro nominal.
- p , Paso del tornillo de potencia.

De esta manera se tiene con los valores de la tabla 3.18 para el tornillo 2005-4, el cálculo del diámetro de raíz del tornillo en la ecuación [3.28]:

$$d_r = 20 - \frac{5}{2}$$

$$d_r = 17,5 \text{ (mm)}$$

Para el diámetro de paso en la ecuación [3.29], se tiene:

$$d_p = \frac{20 + 17,5}{2}$$

$$d_p = 18,75 \text{ (mm)}$$

El par de torsión requerido para lograr la fuerza de tracción de 1960 (N) del ensayo Chain Crosswise Strenght, está definido por los siguientes datos:

- Rosca Acme de un solo inicio.
- Carga axial, $P = 1960 \text{ (N)}$
- Coeficiente de fricción, $\mu = 0,03$
- Avance, $L = 5 \text{ (mm)} = 0,005 \text{ (m)}$
- Diámetro de paso, $d_p = 18,75 \text{ (mm)} = 0,01875 \text{ (m)}$

De la ecuación [3.27] correspondiente al par de torsión necesario para cargas axiales, se tiene:

$$T = \frac{1960 \cdot 0,01875}{2} \frac{(0,03 \cdot \pi \cdot 0,01875 + 0,005 \cdot \cos 14,5^\circ)}{(\pi \cdot 0,01875 \cdot \cos 14,5^\circ - 0,03 \cdot 0,005)}$$

$$T_{\text{Carga axial}} = 2,135 \text{ (Nm)}$$

Hay que tomar en cuenta que las cargas perpendiculares en el tornillo de potencia descritas en la tabla 3.14, también necesitan de un torque para ser desplazadas. Teniendo en cuenta que es una carga perpendicular, a este valor se lo debe multiplicar por el valor del coeficiente de rozamiento entre el husillo y el tren de bolas recirculantes, determinado anteriormente el valor de $\mu = 0,03$, para introducirlo en la ecuación [3.27] correspondiente al par de torsión para una carga axial para obtener la ecuación del par de torsión requerido para una carga perpendicular.

$$T = \frac{P \mu d_p (\mu \pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} \quad [3.30]$$

Por tanto el par de torsión requerido para mover las cargas perpendiculares correspondientes a la tabla 3.14 que soporta el tornillo de bolas, como la mesa del carrete y la herramienta (Figura 3.5), está definida por la ecuación [3.30], teniendo que:

$$T = \frac{175,65 \cdot 0,17 \cdot 0,01875 (0,03 \cdot \pi \cdot 0,01875 + 0,005 \cdot \cos 14,5^\circ)}{2 (\pi \cdot 0,01875 \cdot \cos 14,5^\circ - 0,03 \cdot 0,005)}$$

$$T_{Carga\ perpendicular} = 0,032 (Nm)$$

Por lo tanto el par de torsión necesario para mover la mesa y lograr la fuerza de tracción máxima necesaria para los diferentes ensayos, en el tornillo de bolas es la suma de los dos valores calculados anteriormente.

$$T_{Total} = 2,135 + 0,032$$

$$T_{Total} = \mathbf{2,167 (Nm)}$$

3.2.1.3.1.2. Velocidad crítica.

Es importante que el husillo de bolas funcione a velocidad inferior a la de su frecuencia natural de vibración, en que aparecen fuerzas desequilibrantes. Por lo que aparece el fenómeno de velocidad crítica, a la cual el tornillo tiende a vibrar o agitarse sobre su eje, y posiblemente alcance amplitudes peligrosas. En consecuencia se recomienda que la velocidad de funcionamiento del husillo sea menor que 0.80 veces la velocidad crítica.

Un estimado de la velocidad crítica, sugerido por Roton Products, Inc y Niasa Products se representa en la ecuación [3.31].

$${}^{68}n_c = \frac{4,76 \times 10^6 \cdot d_r \cdot K_s}{SF \cdot La^2} \quad [3.31]$$

Donde:

- n_c , Velocidad crítica (min^{-1}).
- d_r , Diámetro de raíz del tornillo (in).
- K_s , Factor de empotramiento de extremos.
- La , Longitud entre los soportes (in).
- SF , Factor de seguridad.

El factor de empotramiento de extremos, K_s , depende de la forma de soportar los extremos del tornillo; las posibilidades se visualizan en la figura 3.29:

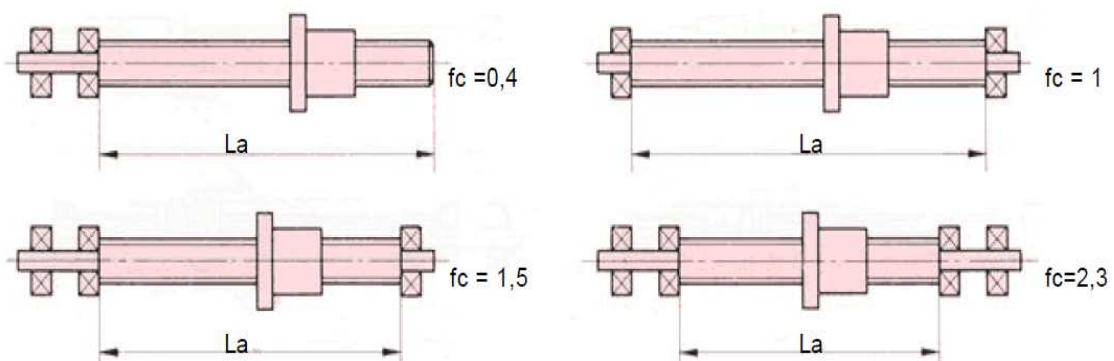


Figura 3.29. Representación del factor de empotramiento en los extremos K_s

69

- Simplemente apoyado en cada extremo, con un cojinete: $K_s = 1$.
- Empotrado en cada extremo, con dos cojinetes que evitan rotación en el apoyo: $K_s = 2,3$.
- Empotrado en un extremo y simplemente en el otro: $K_s = 1,5$.
- Empotrado en un extremo y libre en el otro: $K_s = 0,4$.

⁶⁸ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 5.

⁶⁹ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 9.

De acuerdo a las necesidades del sistema y selección del tornillo de bolas, el tornillo de potencia se empotrará en cada extremo con dos cojinetes (BK12 y BF12), por lo que el factor empotramiento $K_s = 1$.

Del diseño del par de torsión necesario para el tornillo de bolas en la sección 3.2.1.3.1.1, se tiene los siguientes datos:

- $d_r = 17,5 \text{ (mm)} = 0,689 \text{ (in)}$.
- $K_s = 1$
- $La = 937 \text{ (mm)} = 36,89 \text{ (in)}$
- $SF = 3$

Aplicando la ecuación [3.31] con los datos mencionados, se tiene:

$$n_c = \frac{4,76 \times 10^6 \cdot 0,689 \cdot 1}{3 \cdot 36,89^2}$$
$$n_c = 803,318 \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

La velocidad máxima permitida para el husillo antes de provocar fuerzas desequilibrantes, está dada por la ecuación [3.32], proporcionado por la empresa Niasa Products.

$${}^{70}n_{ad} = n_c \cdot f_c \cdot 0,8 \quad [3.32]$$

Donde:

- n_{ad} , Velocidad máxima permitida (min^{-1}).
- n_c , Velocidad crítica (min^{-1}).
- f_c , Factor de corrección de apoyos.

⁷⁰ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 9.

De la ecuación [3.32] se obtiene el valor de velocidad máxima permitida para el giro del husillo, de donde:

- $n_c = 803,318 \text{ min}^{-1}$.
- $f_c = 1$

$$n_{ad} = 803,318 \cdot 1 \cdot 0,8 = 642,655 (\text{min}^{-1})$$

$$\mathbf{n_{ad} = 102,282 \text{ RPM}}$$

3.2.1.3.1.3. Eficiencia del tornillo de potencia.

La eficiencia de cualquier sistema se define como *trabajo de salida/trabajo de entrada*. El trabajo efectuado sobre un tornillo de potencia es el producto del par de torsión y del desplazamiento angular (radianes), mismo que para una revolución del tornillo es:

$${}^{71}W_{entrada} = 2\pi T \quad [3.33]$$

El trabajo entregado es una revolución es la fuerza de carga multiplicada por el avance:

$${}^{72}W_{salida} = PL \quad [3.34]$$

En donde la eficiencia de un tornillo de potencia esta dado por la siguiente expresión:

$$e = \frac{W_{salida}}{W_{entrada}} = \frac{PL}{2\pi T} \quad [3.35]$$

⁷¹ ROBERT L. NORTON., Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 902.

⁷² ROBERT L. NORTON., Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 902.

Donde:

- P , Carga axial que soporta el tornillo.
- L , Avance del tornillo.
- T , Torque necesario para el tornillo.

Para el caso particular del proyecto se tiene que la eficiencia del tornillo de potencia esta dado por la ecuación [3.35]:

$$e = \frac{(1960 + 0.03 \cdot 199,65) \cdot 0,005 \left(\frac{Nm}{Nm} \right)}{2 \cdot \pi \cdot 2,142}$$

$$e = 0,73039 * 100\%$$

$$e_{\text{tornillo de potencia}} = 73.039 \%$$

3.2.1.3.2. Tuerca

Cuando se transmite una carga el tornillo de bolas se somete a esfuerzos parecidos a los existentes en un rodamiento de bolas.

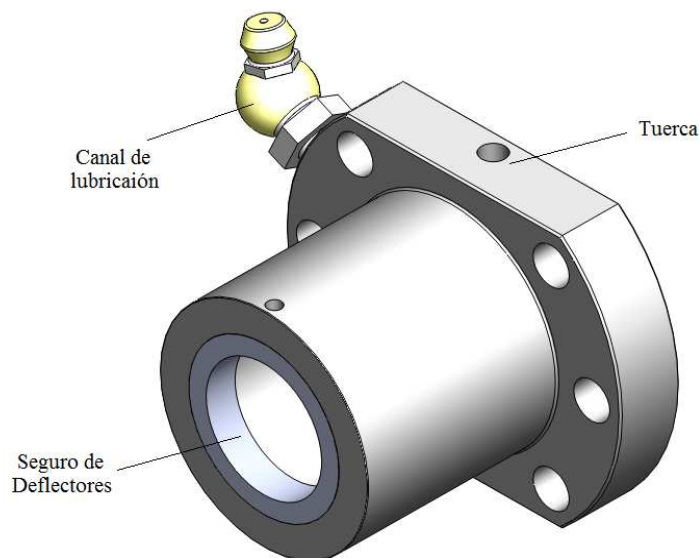


Figura 3.30. Tuerca del tornillo de bolas 2005-4 de la empresa UGRA CNC.⁷³

⁷³ Fuente: Propia.

Por tanto la tuerca es un elemento preponderante en el funcionamiento del tornillo como tal.

3.2.1.3.2.1. Diseño de la Tuerca.

La tuerca como tal es el elemento en movimiento que soportará el peso del carrete y la herramienta, por lo que se lo analizará a corte y a compresión para determinar si la tuerca seleccionada y en específico si la altura de la tuerca seleccionada es la correcta.

3.2.1.3.2.1.1. Diseño a Corte.

Para el diseño a corte de la rosca de la tuerca se considera el esfuerzo cortante medio a los filetes de la misma representado por la ecuación:

$$\tau = \frac{2F}{\pi d_i h} \quad [3.36]$$

Donde:

- τ , Esfuerzo cortante $\left(\frac{N}{m^2}\right)$.
- F , Fuerza axial al filete de la tuerca (N).
- d_i , Diámetro interior de la tuerca (m).
- h , Altura de la tuerca (m).

De la ecuación [3.2], la fuerza axial total está dada por:

$$F = 1960 + 0,17 \cdot 175,12$$

$$F = 1989,77 (N)$$

$$F \cong 2000 (N)$$

El valor de la altura de la tuerca se lo puedo observar de la tabla de características del tornillo (Tabla 3.18) proporcionado por el fabricante, seleccionando el valor de $h=36$ (mm).

Teniendo en cuenta que el diámetro interior de la tuerca debe ser mayor al diámetro nominal del husillo ya que debe existir un espacio de recirculación para el tren de bolas, como se observa en la figura 3.30.

Dicho valor se lo obtuvo midiendo físicamente con un calibrador al diámetro interior de la tuerca. Obteniendo los siguientes datos:

- $F = 2000$ (N)
- $d_i = 26$ (mm) = 0,026 (m)
- $h = 36$ (mm) = 0,036 (m)

Se reemplaza los datos en la ecuación [3.36], y se tiene que:

$$\tau = \frac{2 \cdot 2000}{\pi \cdot 0,026 \cdot 0,036}$$

$$\tau = 1360298,7 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El factor de diseño para el esfuerzo de corte se da por la ecuación [3.37]:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0,577 \cdot S_y}{\tau} \quad [3.37]$$

Donde:

- S_y , Esfuerzo de fluencia del material $\left(\frac{N}{m^2} \right)$.
- τ , Esfuerzo de corte $\left(\frac{N}{m^2} \right)$.

Tabla 3.21. Propiedades mecánicas de aceros al carburizados.

Número de designación del material AISI	Condición	Resistencia a la tracción		Resistencia a Punto Cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)	Dureza Brinell (HB)	Dureza superficial (HRC)
		Ksi	Mpa	Ksi	Mpa			
4820	SOQT 300	207	1430	167	1150	13	415	61
4820	DOQT 300	204	1405	165	1140	13	415	60
4820	SOQT 450	205	1410	184	1270	13	415	57
4820	DOQT 450	196	1350	171	1180	13	401	56
8620	SOQT 300	188	1300	149	1030	11	388	64
8620	DOQT 300	133	917	83	572	20	269	64
8620	SOQT 450	167	1150	120	827	14	341	61
8620	DOQT 450	130	896	77	531	22	262	61
E9310	SOQT 300	173	1190	135	931	15	363	62
E9310	DOQT 300	174	1200	139	958	15	363	60
E9310	SOQT 450	168	1160	137	945	15	341	59
E9310	DOQT 450	169	1170	138	952	15	352	58
SWQT:	Inmerso una vez en agua y templado							
SOQT:	Inmerso una vez en aceite y templado							
DOQT:	Inmerso dos veces en aceite y templado							
300 y 400 son las temperaturas de tempaldo en °F, Carburizado durante 8h, la profundidad de la superficie varía entre 0,045 y 0,075"								

Fuente: SAE Handbook. Society of Automotive Engineers. Warrendale Pa. Metals Handbook.

Tomando en cuenta que el material de la tuerca es de acero AISI 8620 tratado por carburización en temple revenido (Tabla 3.20) y su límite de fluencia es (Tabla 3.21) $\sigma_{fluencia} = 572 \text{ (MPa)}$.

Reemplazando los datos obtenidos anteriormente en la ecuación [3.37], se tiene:

$$n = \frac{0,577 \cdot 572 \times 10^6}{1360298,7}$$

$$n = 242,626$$

3.2.1.3.2.1.2. Diseño a Compresión.

Para el diseño a compresión de la rosca en la tuerca se considera a compresión medio representado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{(-)} = \frac{F}{A} = \frac{4pF}{\pi(d_i^2 - d_{ir}^2)h} \quad [3.38]$$

Donde:

- $\sigma_{(-)}$, Esfuerzo a compresión medio $\left(\frac{N}{m^2}\right)$.
- p , Paso del tornillo (m).
- F , Fuerza axial al filete de la tuerca (N).
- d_i , Diámetro interno de la tuerca (m).
- d_{ir} , Diámetro de raíz de la tuerca (m).
- h , Altura de la tuerca (m).

Para hallar el diámetro de raíz de la tuerca se aplica la ecuación [3.28], teniendo que:

$$d_r = 26 - \frac{5}{2}$$

$$d_r = 23,5 \text{ (mm)}$$

Determinado los siguientes datos correspondientes al esfuerzo a compresión y reemplazando los mismos en la ecuación [3.38], se tiene que:

- $p = 5 \text{ (mm)} = 0.005 \text{ (m)}$
- $F = 2000 \text{ (N)}$
- $d_i = 26 \text{ (mm)} = 0.026 \text{ (m)}$
- $d_{ir} = 23.5 \text{ (mm)} = 0,0235 \text{ (m)}$

- $h = 36 \text{ (mm)} = 0.036 \text{ (m)}$

$$\sigma_{(-)} = \frac{4 \cdot 0,005 \cdot 2000}{\pi \cdot (0,026^2 - 0,0235^2) \cdot 0,036}$$

$$\sigma_{(-)} = 2858001,223 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

El factor de diseño para el esfuerzo de compresión se da por la ecuación [3.39]:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{(-)}} \quad [3.39]$$

Donde:

- S_y , Esfuerzo de fluencia del material $\left(\frac{N}{m^2} \right)$.
- $\sigma_{(-)}$, Esfuerzo de compresión $\left(\frac{N}{m^2} \right)$.

Reemplazando los datos en la ecuación [3.39], se tiene:

$$n = \frac{572 \times 10^6}{2858001,223}$$

$$n = 200,139$$

3.2.1.3.2.1.3. Interpretación de resultados.

Los factores de seguridad para el diseño estático de la tuerca son considerablemente altos, esto indica que la tuerca se encuentra sobredimensionada.

Pero considerando que dicho elemento es parte en si del tornillo y de las partes como fue adquirido el mismo, con dichos factores de seguridad la tuerca del tornillo de bolas no fallará en las necesidades del sistema.

3.2.1.3.3. Diseño por Carga Dinámica.

Definiendo a la carga dinámica como la carga axial concéntrica al eje, constante y unidireccional, con la que un grupo suficiente de tornillos de bolas idénticos, alcanza una duración de vida de 1 millón de revoluciones.

Por tanto para determinar la carga dinámica se deben determinar algunos datos de funcionamiento. Dichos datos fueron consultados a la empresa auspiciante observados en la tabla 3.22.

Tomando en cuenta que los diferentes ensayos se realizan a una velocidad constante y de igual valor, se toma como referencia el valor de velocidad de rotación expuesto en la norma ASTM D 2061-07, "Estándar Test Methods for Strength Tests for Zippers", sección 12.1, que expone que el valor de rotación de la máquina para ensayar debe tener el valor de $305 \pm 10 \frac{mm}{min}$.

Siendo el husillo de un solo inicio, por tanto se tiene que el paso es igual al avance del mismo, teniendo que la velocidad de rotación en min^{-1} es igual a:

$$\omega = 305 \frac{mm}{min} \cdot \frac{1 rev}{5 mm} \cdot \frac{2\pi rad}{1 rev}$$

$$\omega = 383,274 min^{-1}$$

Tabla 3.22. Especificaciones de funcionamiento del sistema.

	Tipo de Carga	Tipo de Ensayo	Fuerza F (N)	Tiempo q (%)	Velocidad angular (min^{-1})
1	Carga máxima	Chain Crosswise Strength	1960	50	383,274
2	Carga normal	Botton Stop Holding Strength	107,8	30	383,274
3	Carga mínima	Top Stop Holding Strength	94,08	20	383,274
4	Vida que se desea para la máquina: 20000 horas de trabajo.				
5	Funcionamiento del husillo: 70 % del tiempo de la máquina.				

Fuente: Propia.

Antes de definir la capacidad dinámica del mismo se debe definir dos términos que se involucran en el diseño por carga dinámica, que son Velocidad Media y Carga Media.

3.2.1.3.3.1. Velocidad Media.

En el ciclo de trabajo de una máquina, la velocidad puede ser variable, por tanto para calcular la duración de vida y su capacidad de carga dinámica, se aplican los valores promedios, de acuerdo a las especificaciones del fabricante se tiene definido la velocidad media en la ecuación [3.40], así como se puede representar en la figura 3.31.

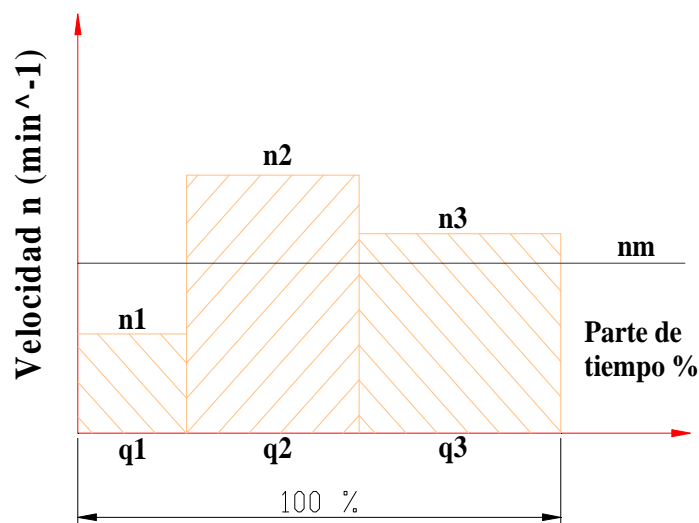


Figura 3.31. Esquema representativo del término velocidad media.⁷⁴

⁷⁴ Fuente: Propia.

$$n_m = \frac{q_1}{100} n_1 + \frac{q_2}{100} n_2 + \frac{q_3}{100} n_3 + \dots \quad [3.40]$$

Donde:

- n_m , Velocidad media (min^{-1}).
- $q_{\#}$, Tiempo en % en relación al 100%, de la velocidad de la fase del husillo.
- $n_{\#}$, Velocidad de la fase del husillo (min^{-1}).

Reemplazando los valores de la tabla 3.22 en la ecuación [3.40], se tiene:

$$n_m = \frac{50}{100} \cdot 383,274 + \frac{30}{100} \cdot 383,274 + \frac{20}{100} \cdot 383,274 = 383,274 \text{ (} min^{-1} \text{)}$$

3.2.1.3.3.2. Carga Media.

De igual manera que con la velocidad media, en el ciclo de trabajo del sistema, la carga puede ser variable. De acuerdo a las especificaciones del fabricante se tiene definido la carga media en la ecuación [3.41] para una velocidad constante y en la ecuación [3.42] para una velocidad variable, así como se puede representar en la figura 3.32.

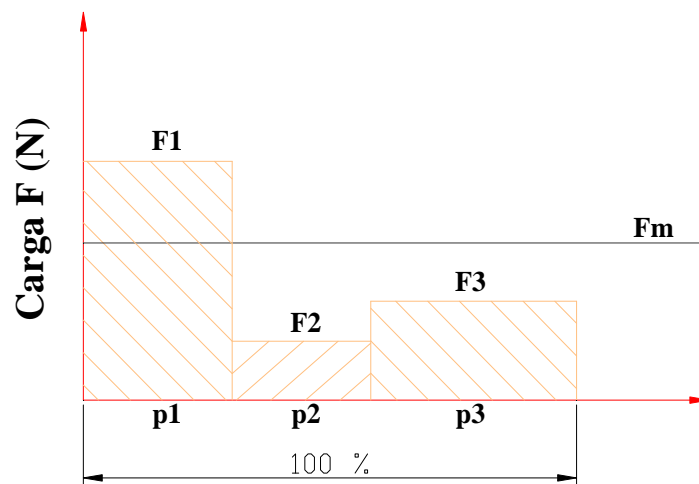


Figura 3.32. Esquema representativo del término carga media.⁷⁵

⁷⁵ Fuente: Propia.

Para una carga variable y una velocidad constante se tiene:

$${}^{76}F_m = \left(F_1^3 \frac{q_1}{100} + F_2^3 \frac{q_2}{100} + F_3^3 \frac{q_3}{100} + \dots \right)^{\frac{1}{3}} \quad [3.41]$$

Para una carga variable y una velocidad variable se tiene:

$${}^{77}F_m = \left(F_1^3 \frac{n_1}{n_m} \frac{q_1}{100} + F_2^3 \frac{n_2}{n_m} \frac{q_2}{100} + F_3^3 \frac{n_3}{n_m} \frac{q_3}{100} + \dots \right)^{\frac{1}{3}} \quad [3.42]$$

Donde:

- F_m , Carga Media (N).
- $F_{\#}$, Carga (N).
- $q_{\#}$, Tiempo en % en relación al 100%, de la velocidad de la fase del husillo.
- $n_{\#}$, Velocidad de la fase del husillo (min^{-1}).
- n_m , Velocidad media (min^{-1}).

Reemplazando los valores obtenidos en la tabla 3.22 en la ecuación [3.41], se tiene:

$$F_m = \left(1960^3 \frac{50}{100} + 107,8^3 \frac{30}{100} + 94,08^3 \frac{20}{100} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$F_m = 1555,728 (N)$$

3.2.1.3.3.3. Carga Dinámica.

De acuerdo a las especificaciones del fabricante la carga dinámica está definida por:

⁷⁶ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 6.

⁷⁷ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 6.

$${}^{78}C = 0,01 (L_h F_m^3 n_m f_n 60)^{\frac{1}{3}} \quad [3.43]$$

Donde:

- C , Capacidad de carga dinámica (N).
- L_h , Duración de vida (*horas*).
- F_m , Carga media (N).
- n_m , Velocidad media (min^{-1}).
- f_n , Factor de utilización

De donde el factor de utilización, está representado en la ecuación [3.44]:

$${}^{79}f_n = \frac{\text{Funcionamiento del husillo}}{\text{Funcionamiento de la máquina}} \quad [3.44]$$

Reemplazando los valores obtenidos de velocidad media, carga media y los valores de funcionamiento en la ecuación [3.43], se tiene:

$$C = 0,01 \left(20000 \cdot 1555,728^3 \cdot 383,274 \cdot \frac{70}{100} \cdot 60 \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 10662,602 (N)$$

3.2.1.3.3.4. Interpretación de resultados.

Tomando en cuenta que la carga dinámica nominal del tornillo de bolas seleccionado 2005-4, $C = 1130 (kgf) = 11081,515 (N)$ (Tabla 3.22) y la carga dinámica calculada, $C = 10662,602 (N)$ es menor a su valor nominal se confirma la selección del tornillo de bolas por diseño de la carga dinámica que soporta el mismo.

⁷⁸ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 6.

⁷⁹ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 6.

3.2.1.3.4. Diseño por duración de vida en horas.

La duración nominal de vida es definida por el número de revoluciones alcanzado por el 90% de un grupo de tornillos de bolas idénticos, antes de que aparezcan los primeros signos visibles de fatiga del material. La duración de vida está expresada por L (vueltas) o por L_h (horas).

Por ende, siendo un factor muy relevante en la elección del tornillo de bolas, se debe comprobar la estimación de vida deseada (Tabla 3.22).

La ecuación [3.45] estima la duración de vida en número de vueltas, proporcionada por el fabricante del tornillo.

$${}^{80}L = \frac{C^3}{F_m^3} \times 10^6 \quad [3.45]$$

Donde:

- L , Duración de vida (*vueltas*).
- C , Capacidad de carga dinámica (N).
- F_m , Carga media (N).

La ecuación [3.46] estima la duración de vida en horas, proporcionada por el fabricante del tornillo.

$${}^{81}L_h = \frac{L}{n_m f_n 60} \quad [3.46]$$

Donde:

- L_h , Duración de vida (*horas*).

⁸⁰ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 6.

⁸¹ http://www.niasa.es/backend/catalogos/husillos_es.pdf. Husillos de bolas. Español. p 6.

- L , Duración de vida (*vuelatas*).
- n_m , Velocidad media (min^{-1}).
- f_n , Factor de utilización.

Tomando en cuenta que la carga dinámica $C = 1130$ (kgf) = 11081,515 (N) (Tabla 3.18), y reemplazando el valor de carga media en la ecuación [3.45], se obtiene la duración de vida en número de vueltas:

$$L = \frac{11081,515^3}{1555,728^3} \times 10^6$$

$$L = 361,407 \times 10^6 \text{ (vuelatas)}$$

Reemplazando los valores de velocidad media, factor de utilización y duración de vida en número de vueltas en la ecuación [3.46], se tiene:

$$L_h = \frac{361,407 \times 10^6}{383,274 \cdot 0,7 \cdot 60}$$

$$L_h = 22451 \text{ (horas)}$$

3.2.1.3.4.1. Interpretación de resultados.

Tomando en cuenta que la duración de vida en horas determina de $L_h = 22451$ (*horas*) es mayor a la duración de vida en horas propuesta por la empresa auspiciante de $L_h = 20000$ (*horas*) (Tabla 3.22), por tanto se comprueba la selección del tornillo de bolas 2005-4 en las necesidades del sistema.

3.2.2. PINZAS DE SUJECIÓN.

De acuerdo al análisis de reconfigurabilidad del sistema, realizado en el capítulo 2, para los diferentes ensayos que se van a realizar en el sistema de control de calidad, se va a manejar dos tipos de pinzas (Figura 3.33):

- Mordaza Principal.
- Pinza auxiliar N°3.

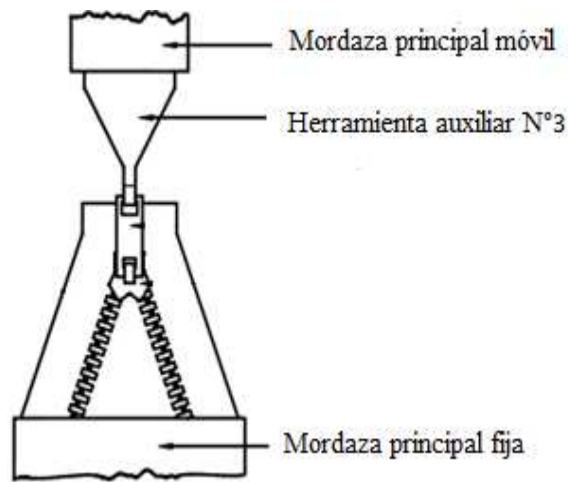


Figura 3.33. Esquema representativo de mordazas de sujeción.⁸²

El diseño de dichas pinzas simplemente está limitado con el cumplimiento de características expuestas en la norma ASTM D 2061-07 – “Estándar Test Methods for Strength Tests for Zippers”, en la sección 12.2 que expone las siguientes características para la pinza principal:

- Ancho de 25,4 (mm) como mínimo.
- Tener canales horizontales con una distancia de 1,6 (mm) entre sí, 0,38 mm de profundidad y tener forma de V con un ángulo incluido de 90°.
- Tener superficies endurecidas por tratamiento térmico.

Con referencia a la pinza auxiliar, la norma no expresa ninguna restricción, salvo que debe ser montada en la pinza principal como se muestra en la figura 3.33.

⁸² Norma NTC2512, CONFECCIONES, CIERRE DE CREMALLERA. Colombia, 2008.p 38.

3.2.2.1. Mordaza principal de sujeción.

De acuerdo a lo expuesto en la norma ASTM D 2061-07, se diseñó una mordaza de sujeción como se muestra en la figura 3.34. La cual consta de tres partes principales:

- Parte superior.
- Parte inferior.
- Elementos de seguridad.

La parte inferior de la pinza es la que va a contener a los elementos de seguridad y a la parte superior, como se observa en el ensamblaje de la figura 3.34.

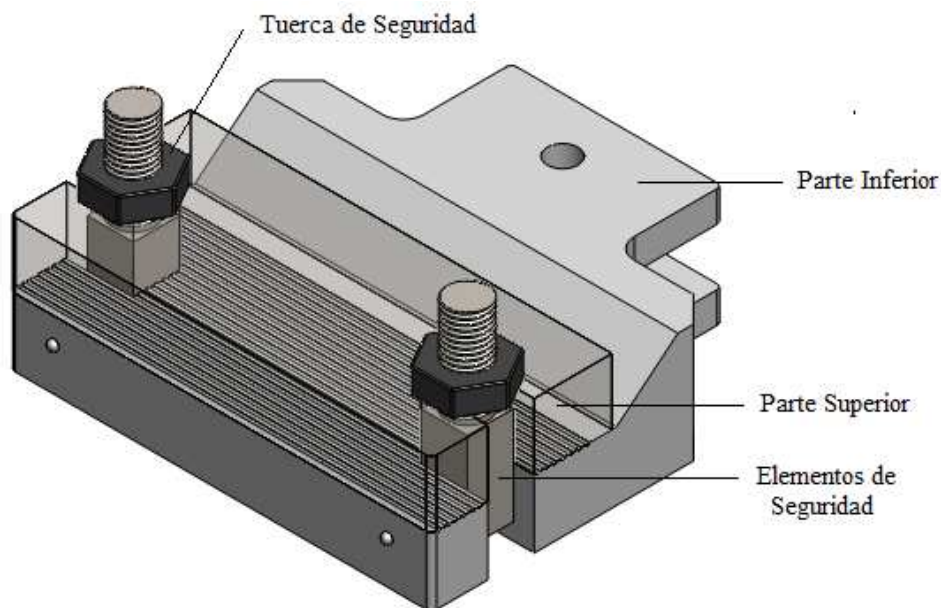


Figura 3.34. Partes de la mordaza principal de sujeción.⁸³

El zipper o cierre de cremallera se va a colocar sobre la superficie de la parte inferior donde se encuentran los canales de agarre, posteriormente se coloca la parte superior de la pinza con el complemento de los canales, formando un mordaza sobre el cierre. Posteriormente se ajusta de acuerdo a las necesidades

⁸³ Fuente: Propia.

con la tuerca de seguridad para tener el agarre necesario entre la parte superior e inferior de la pinza para que el cierre no se suelte cuando la mordaza móvil jale la parte constitutiva del cierre que se esté ensayando.

Hay que tomar en cuenta que una vez maquinadas las partes de la mordaza, antes de su respectivo ensamblaje se debe realizar el tipo de tratamiento térmico que se elija, de acuerdo al material de maquinado.

3.2.2.2. Herramienta auxiliar de agarre.

Partiendo de la forma de agarre de la figura 3.33, la pinza auxiliar debe tener los complementos de los canales tanto en la parte superior como en la parte inferior de la herramienta, para que exista juego con la mordaza principal y no se desprenda cuando se esté realizando el ensayo.

De esta manera se diseño la herramienta auxiliar de agarre, como se observa en la figura 3.35.

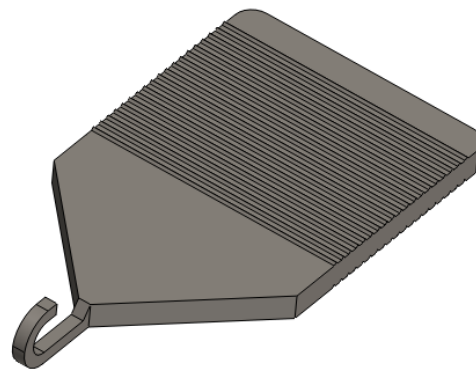


Figura 3.35. Herramienta auxiliar de agarre.⁸⁴

De esta manera se forma el ensamblaje deseado con la mordaza principal y la herramienta auxiliar de agarre (Figura 3.36).

⁸⁴ Fuente: Propia.

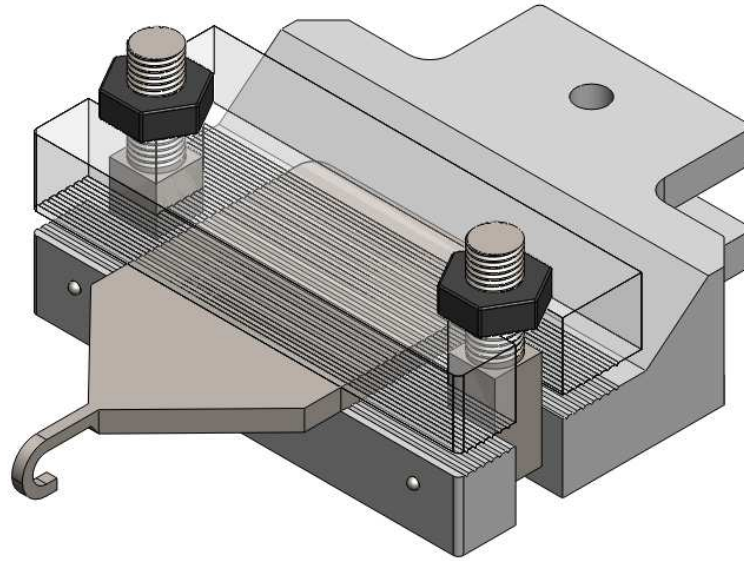


Figura 3.36. Ensamble de mordaza principal y herramienta auxiliar de agarre.⁸⁵

3.2.2.3. Selección de material y tratamiento térmico.

Tomando en cuenta que la pinza va estar sometida a fuerzas de compresión y tracción se elige para las diferentes pinzas el material de maquinado AISI 1045 ya que cumple con dichos requerimientos.

Posteriormente al maquinado de las diferentes pinzas, y antes de ensamblar las diferentes partes de la mordaza principal, se realiza el tratamiento térmico. Tomando en cuenta que los canales de las pinzas son de precisión por las exigencias de la norma, se debe seleccionar un tratamiento térmico que no cause dilatación del material, por lo que se elige el **Nitrurado** como el tratamiento térmico de endurecimiento.

El Nitrurado como tal es un tratamiento térmico de endurecimiento que no causa dilatación del material, el cual consiste en introducir al material en un baño de sales a determinada temperatura, sin causar algún tipo de dilatación del mismo, pero tomando en cuenta que al ser un baño de sales, los granos de sal se

⁸⁵ Fuente: Propia.

introducen en el material y se pueden acumular en partes de precisión del material, por lo que después del tratamiento se realiza el ensamblaje de las diferentes partes de la mordaza principal.

3.2.3. SUBSISTEMAS MECÁNICOS.

Partiendo de la figura 3.7, la alternativa seleccionada de acuerdo al diseño concurrente, se plantea el siguiente ensamblaje del tornillo de potencia seleccionado, para que el mismo genere la transmisión de movimiento a las pinzas de sujeción y por ende generar la fuerza de tracción necesaria para ensayar las diferentes partes del cierre.

En la figura 3.37 se muestra el ensamblaje entre el tornillo de potencia y las pinzas de sujeción a través de un sistema de guías y un carro móvil.

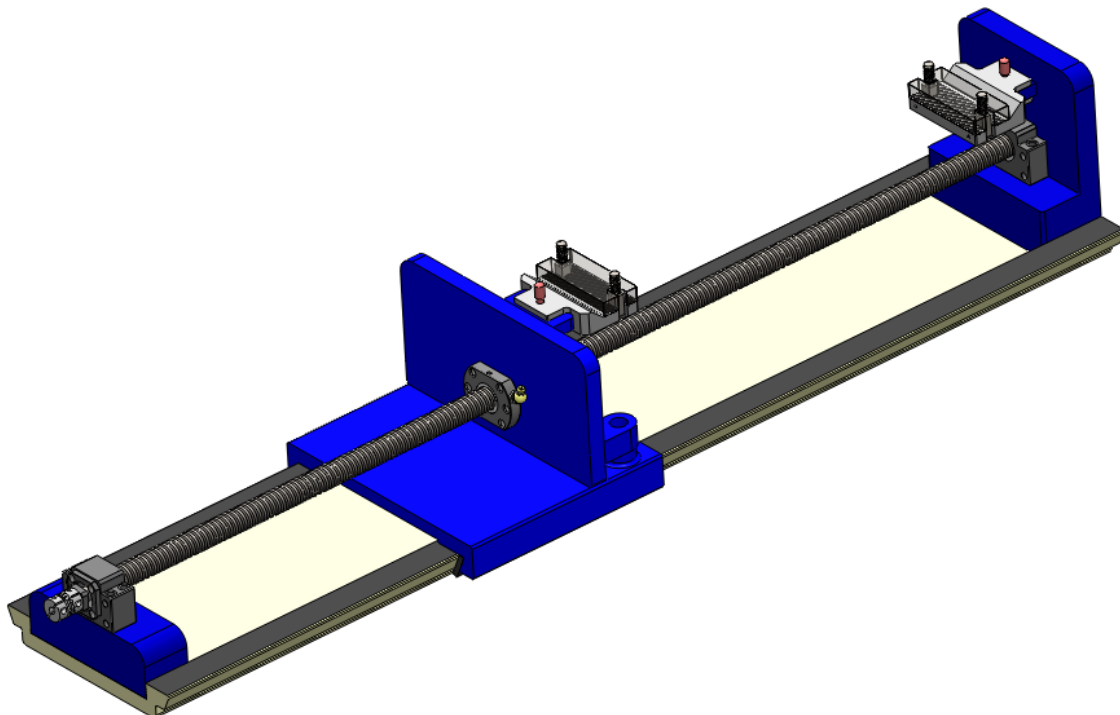


Figura 3.37. Ensamble general del subsistema de posicionamiento y tracción con el subsistema de sujeción.⁸⁶

⁸⁶ Fuente: Propia.

El sistema como tal consta de un par de guías planas, en donde se encuentra un carro móvil, el cual porta a una de las mordazas principales, además de la herramienta auxiliar de agarre en los ensayos que se lo requiera.

El movimiento giratorio del tornillo de potencia es transformado en movimiento lineal a través del acople entre el tornillo de potencia y el carro móvil, en donde al limitar el giro de la tuerca del tornillo de potencia a través de sujeciones en el carro móvil, el giro del tornillo se transforma en movimiento lineal del carro o portaherramientas, ya que el mismo se desliza sobre las guías de desplazamiento gracias al juego que existe entre sus partes y asegura que el carro y en si todo el sistema no gire con la rotación del tornillo.

Tomando en cuenta que el mecanizado o fundición de las guías no siempre es exacto, se coloca una cuña de ajuste, la cual definirá el ajuste entre el carro y las guías de acuerdo a la necesidad (Figura 3.38).

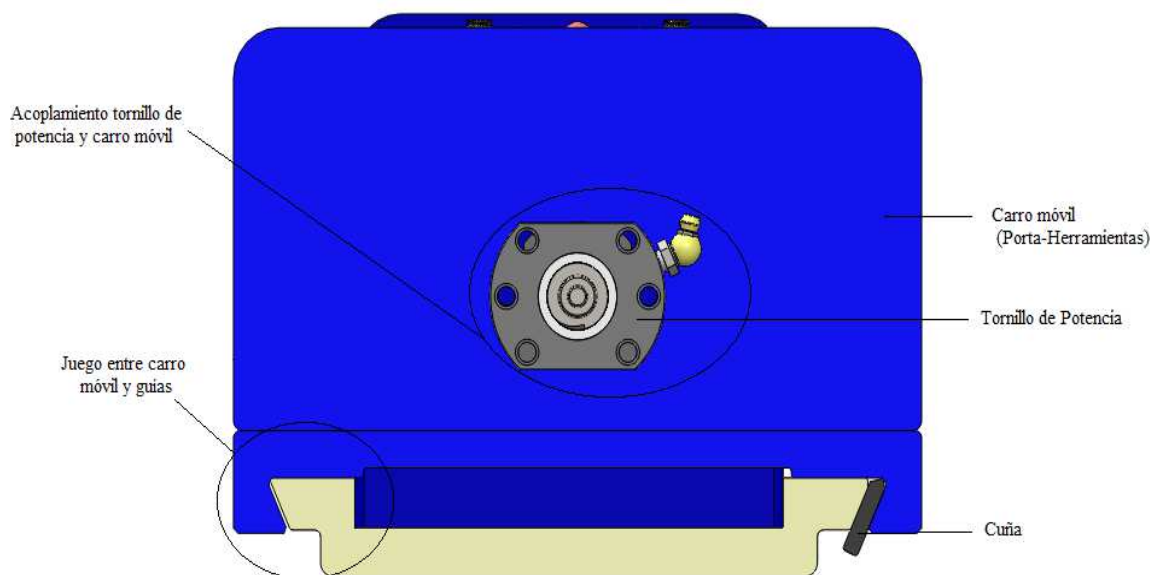


Figura 3.38. Esquema de acoplamiento tornillo de potencia, guías y carro móvil.⁸⁷

⁸⁷ Fuente: Propia.

Se debe destacar que el sistema como tal posee un carro móvil que va a portar las herramientas necesarias para realizar el ensayo de tracción, dicho carro va a jalar el elemento constitutivo del cierre que se esté ensayando (Figura 3.33), por lo que en su otro extremo se encuentra el porta herramientas fijo que simplemente va a contener a la mordaza principal que a sujetar el extremo contrario de la parte del cierre que se esté ensayando, como se observa en la figura 3.39.

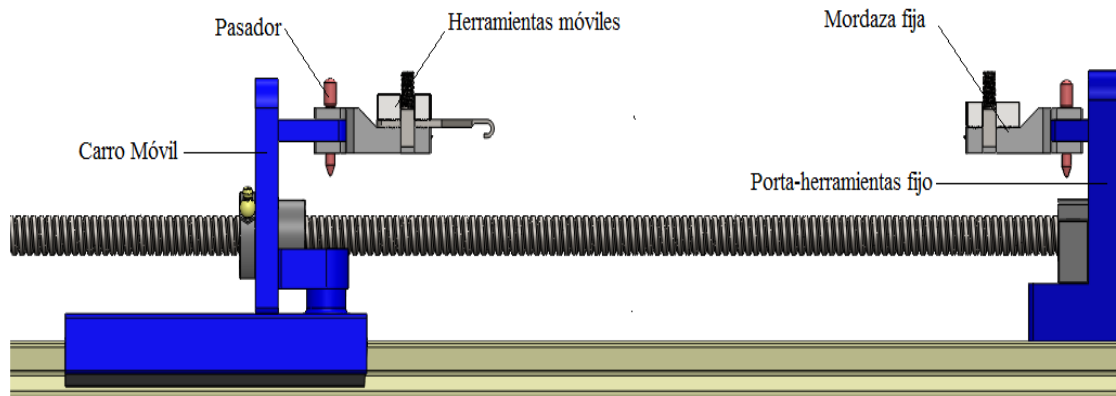


Figura 3.39. Partes principales del subsistema de sujeción del sistema modular y reconfigurable.⁸⁸

3.2.3.1. Diseño de pasadores.

Los pasadores que aseguran las pinzas tanto en el carro móvil como en el portaherramientas fijo, son los encargados de soportar la carga a cortante que se genera cuando se realiza el ensayo, por esta razón es de primordial importancia su diseño a cortante.

Partiendo de la ecuación [3.36] se define la ecuación para el esfuerzo cortante para un pasador.

$$\tau = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot d^2} \quad [3.47]$$

⁸⁸ Fuente: Propia.

Donde:

- τ , Esfuerzo cortante $\left(\frac{N}{m^2}\right)$.
- F , Fuerza cortante directa (N).
- d , Diámetro del pasador (m).

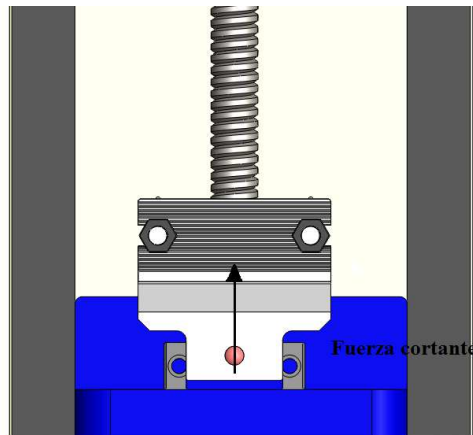


Figura 3.40. Esquema de la fuerza cortante directa en el pasador de sujeción de pinzas.⁸⁹

De la sección 3.2.1.3.2.1.1 de diseño a corte de la tuerca del tornillo de potencia se tiene que la fuerza máxima a cortante que soportará el pasador es de 2000 (N) y de acuerdo a las sección 3.2.2.1 correspondiente al diseño de la mordaza principal se tiene que el diámetro del pasador es de 6 (mm). Obteniendo los siguientes datos:

- $F = 2000 (N)$
- $d = 6 (mm) = 0,006 (m)$

Se reemplaza dichos valores en la ecuación [3.47], y se tiene que:

$$\tau = \frac{2000 \cdot 4}{\pi \cdot (0,006)^2}$$

⁸⁹ Fuente: Propia.

$$\tau = 70735530,263 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

De la ecuación [3.37] se tiene que el factor de diseño a cortante esta dado por:

$$n = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad [3.48]$$

Donde:

- S_{ys} , Esfuerzo cortante del material $\left(\frac{N}{m^2} \right)$.
- τ , Esfuerzo de corte $\left(\frac{N}{m^2} \right)$.

Tomando en cuenta que el material de maquinado de las mordazas principales es el AISI 1045, se tiene que el material de fabricación del pasador es el mismo. De acuerdo a la tabla 3.23 para un acero de bajo carbono como es el AISI 1045 su resistencia mínima al corte es de 50 (*kpsi*) = 344 (*MPa*).

Tabla 3.23. Resistencias mínimas al cortante para espigas localizadoras.

Material	Sys (kpsi)
Acero de bajo carbono	50
Acero de aleación 40-48 HRC	117
Acero resistente a la corrosión	83
Latón	40

Fuente: ROBERT L. NORTON., Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 944.

Reemplazando dicho valor en la ecuación [3.48] y el esfuerzo de corte calculado anteriormente, se tiene que el factor de seguridad es:

$$n = \frac{344 \times 10^6}{70735530,263}$$

$$n = 4,863$$

3.2.3.1.1. Interpretación de resultados.

Tomando en cuenta que el factor de seguridad propuesto para todo el sistema es de 3 y el factor de seguridad para el pasador de sujeción de las pinzas es de 4,863, mayor en un 62%, se observa que el diámetro del pasador y su material están correctamente seleccionados.

Dicho factor de seguridad asegura que el pasador soportará la máxima carga a cortante propuesta para el sistema.

3.2.3.2. Diseño del carro móvil.

La parte superior del carro móvil está unida al tornillo de bolas mediante 6 pernos y al carro móvil mediante dos pernos.

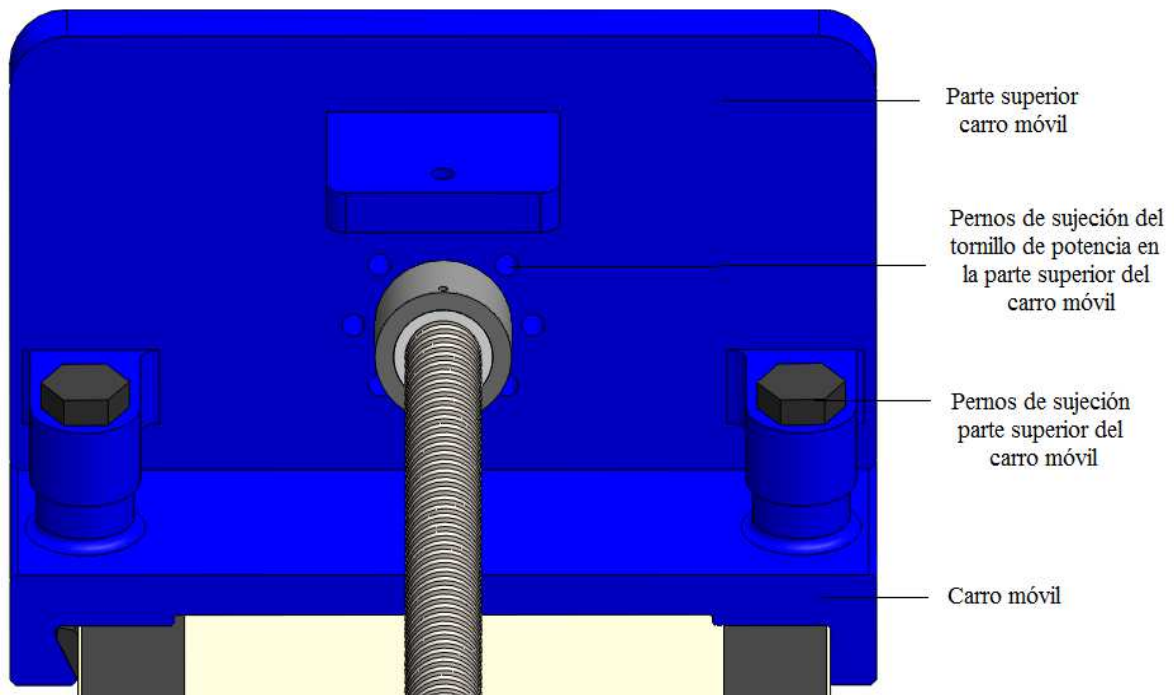


Figura 3.41. Esquema de pernos de unión del carro móvil.⁹⁰

⁹⁰ Fuente: Propia.

Es de gran importancia analizar los esfuerzos y desplazamientos que existirán en el sistema puesto que cuando se aplique la fuerza de tracción para cada ensayo la fuerza generada en la unión de la parte superior del carro móvil debe ser mínima para garantizar que el tornillo de potencia no falle por compresión.

Para determinar los esfuerzos puntuales en una parte mecánica es necesario en primera instancia identificar sus reacciones en los puntos de apoyo, posteriormente determinar los esfuerzos cortantes y normales, aplicar el criterio de Mohr para determinar los esfuerzos normales principales y esfuerzos cortantes principales, y por último aplicar la teoría de Von Misses (Teoría de la energía de distorsión máxima) para materiales dúctiles que fallen por carga estática.

Los puntos que se deben analizar en la parte superior del carro móvil serán todos los que circundan la tuerca del sistema, por tanto sería un cálculo ineficiente. Por esta razón se utiliza una herramienta computacional con el fin de calcular los esfuerzos que se generan alrededor de la tuerca, además de sus desplazamientos, a través *SolidWorks® Office Profesional*.

Para la ejecución de este tipo de herramientas computacionales es primordial determinar los puntos de apoyo y donde se aplicará la fuerza de tracción, así como el material del cual está fabricado el sistema, para poder realizar dichos análisis.

Tomando en cuenta que las guías, así como el carro móvil se va a manufacturar por fundición, el material que se va a definir es fundición de acero AISI 1020 y los apoyos así como fuerza máxima de tracción de 2000 (N) se describen en la figura 3.42.

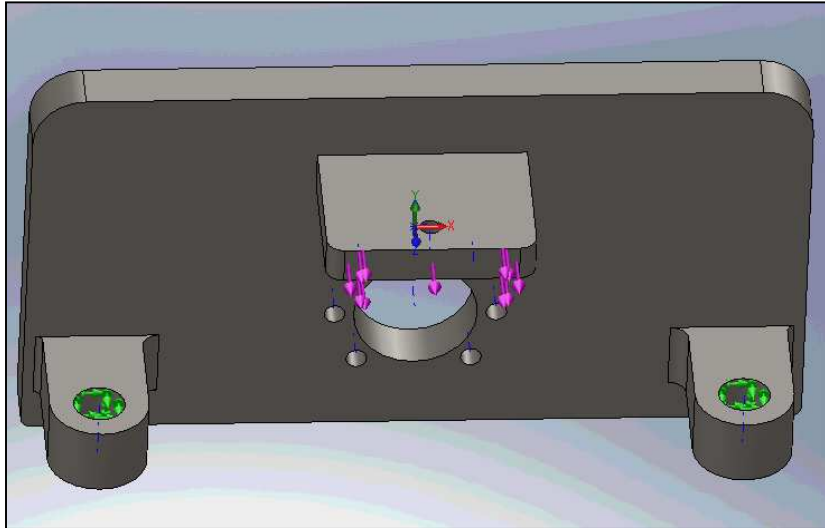


Figura 3.42. Definición de puntos de apoyo y fuerzas de tracción previo al análisis de elementos finitos.⁹¹

Los puntos de apoyo serán los agujeros donde se insertarán los pernos y la fuerza de aplicación será en la cara superior donde se ubican las mordazas.

3.2.3.2.1. Análisis de Esfuerzos.

En la figura 3.43 se muestra el resultado del análisis de esfuerzos a través de elementos finitos.

Como se puede observar los esfuerzos en la parte central de la parte superior del carro móvil, la cual va sujeta al tornillo de potencia como máximo es de $16368318,0 \frac{N}{m^2}$.

Tomando en cuenta que el esfuerzo de fluencia del material al cual ha sido analizado para el acero AISI 1020 es de $207 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$ y aplicando la ecuación [3.48], se tiene que el factor de diseño es:

⁹¹ Fuente: Propia.

$$n = \frac{207 \times 10^6}{16368318,0}$$

$$n = 12,646$$

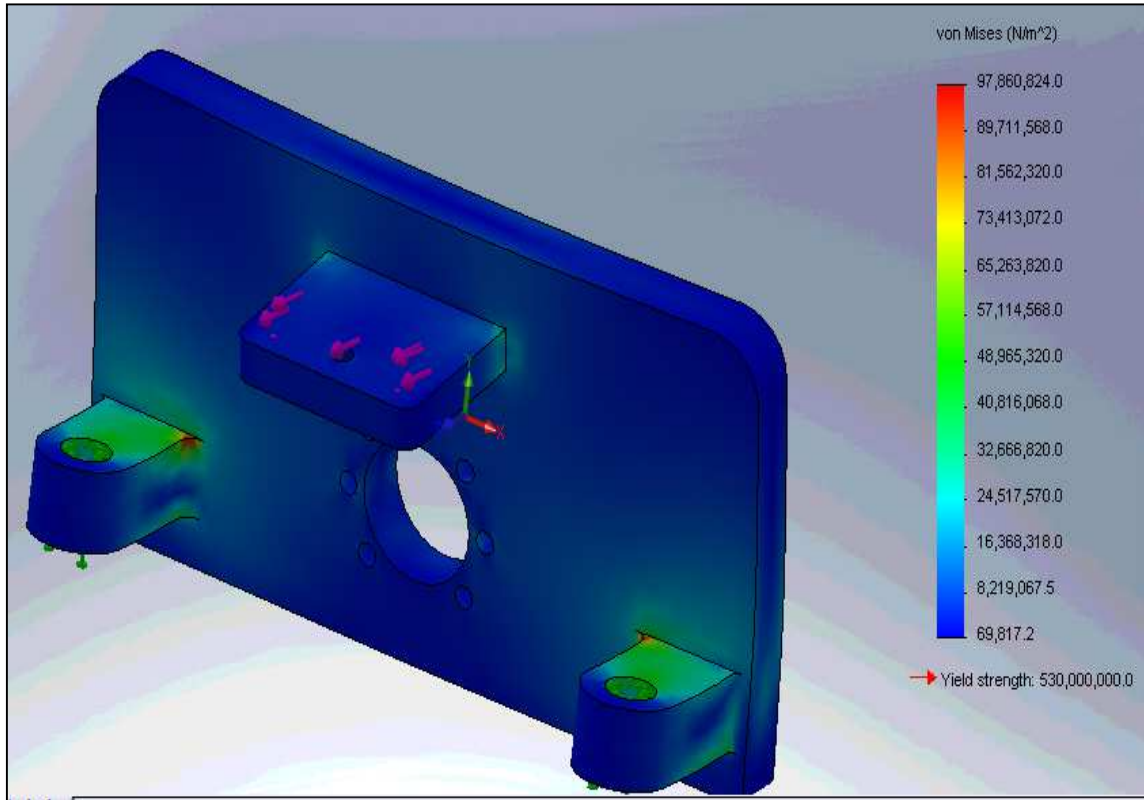


Figura 3.43. Resultado del análisis de esfuerzos de la parte superior del carro móvil.⁹²

3.2.3.2.2. Análisis de Deformación.

En la figura 3.44 se muestra el desplazamiento combinado de los tres ejes x , y y z que tendrá que soportar la parte del carro móvil por la carga máxima de 2000 (N).

⁹² Fuente: Propia.

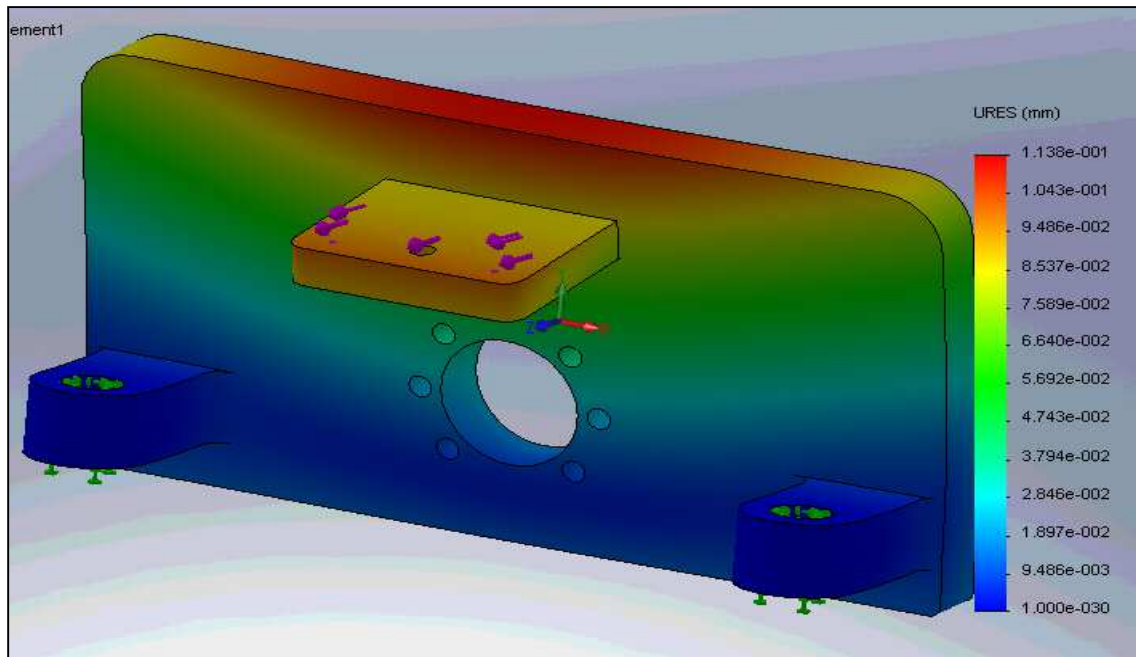


Figura 3.44. Resultado del análisis de deformación en los ejes x , y y z de la parte superior del carro móvil.⁹³

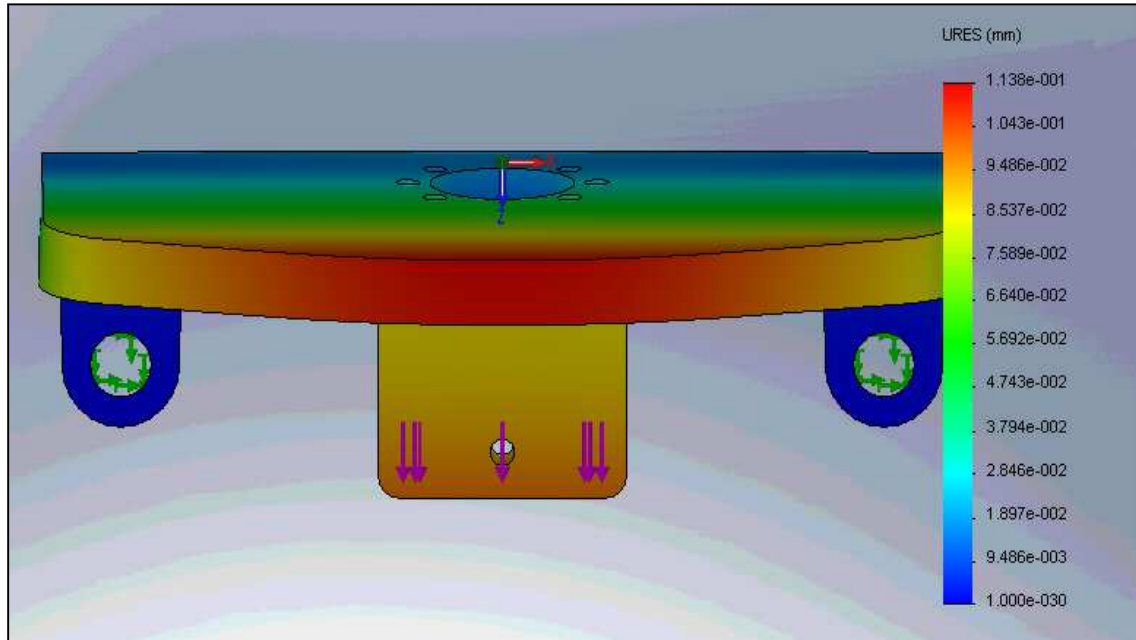


Figura 3.45. Vista superior del análisis de deformación del plano X-Z de la parte superior del carro móvil.⁹⁴

⁹³ Fuente: Propia.

⁹⁴ Fuente: Propia.

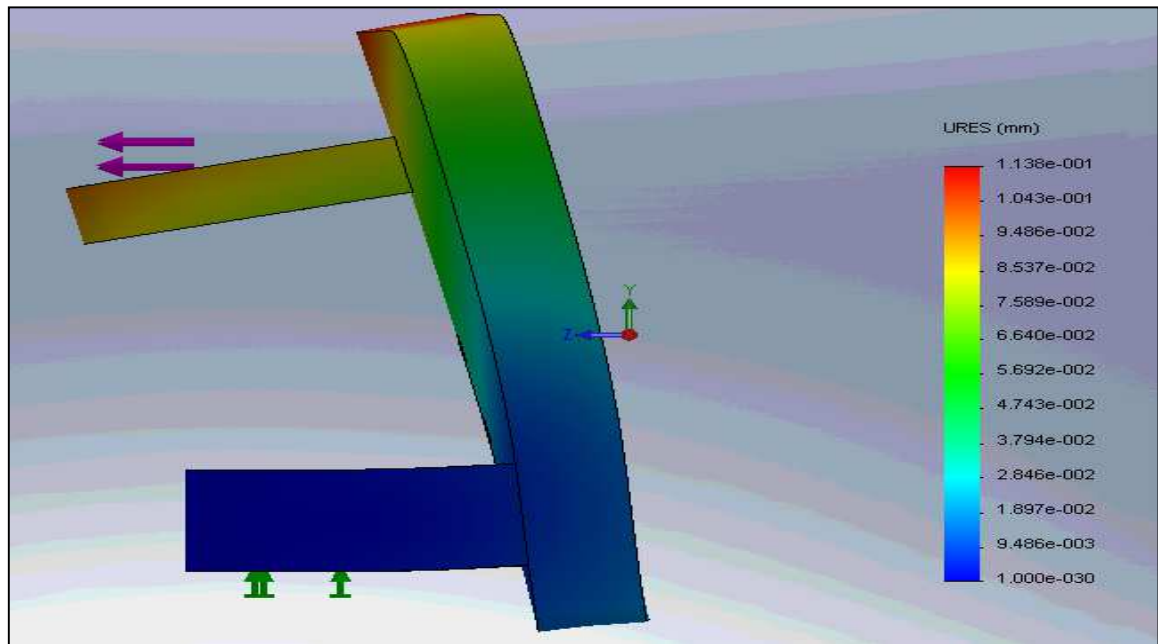


Figura 3.46. Vista lateral del análisis de deformación del plano Y-Z de la parte superior del carro móvil.⁹⁵

Como se observa en los resultados del análisis de deformación existirá un desplazamiento en las tres direcciones en x , y y z , como se ha observado en cada uno de las figuras que muestran el desplazamiento.

Los puntos que sufren mayor desplazamiento y que están en contacto con la tuerca del tornillo de bolas tienen un color verde por esta razón tendrán un desplazamiento de $6,64 \times 10^{-2}$ (mm) que es despreciable considerado que la tuerca del tornillo soporta igualmente un esfuerzo de compresión de $2858001,223 \left(\frac{N}{m^2} \right)$.

3.2.3.2.3. Interpretación de resultados.

Observando que el factor de seguridad en el análisis de esfuerzos sobre la tuerca del tornillo de potencia es de 12,646, un valor considerablemente alto, que la deformación que se produce sobre el apoyo de la tuerca es de 0,0664 (mm) y que

⁹⁵ Fuente: Propia.

la deformación máxima que se produce sobre el apoyo de la mordaza principal es de 0,1 (*mm*), se concluye que la parte superior del carro móvil que es la que está expuesta a las diferentes cargas que se producen en el sistema cumple y satisface los requerimientos del mismo.

3.2.4. CILINDRO NEUMÁTICO.

Para el cumplimiento del ensayo de fatiga se requiere un actuador lineal, el cual debe cumplir con la característica de mantenerse en un rango específico retrayéndose y expandiéndose un número finito de veces hasta que el cierre de cremallera falle.

Seleccionando un cilindro neumático para dicha función, por su bajo costo, facilidad de control y fácil instalación.

3.2.4.1. Diseño por carga axial en pandeo.

De acuerdo a las necesidades del cliente, el cierre de cremallera a ensayar debe poseer una longitud máxima de 20 (*cm*) y tomando en cuenta que dicho actuador se colocará sobre la mordazas de sujeción dentro del gabinete de control, se debe tomar en cuenta la distancia entre el gabinete y el tope inferior de la mordaza principal para definir la longitud del vástago del cilindro.

Es así que la longitud del vástago del cilindro neumático se seleccionará de 400 (*mm*). Dicha longitud es considerable, por lo que es necesario determinar si existirá pandeo para realizar el ensayo de fatiga, para ello se utilizará el criterio de pandeo en vigas que ocurre por compresión axial.

Para el cálculo del pandeo se debe determinar si se está tratando con una viga corta o una viga larga al referirse del vástago del cilindro. Para ello se utiliza el criterio de razón de esbeltez, representado en la ecuación [3.49].

$${}^{96}Sr = \frac{l}{k} \quad [3.49]$$

Donde:

- Sr , Esbeltez $\left(\frac{m}{m}\right)$.
- l , Longitud de la columna (m).
- k , Radio de giro (m).

Tomando en cuenta que el radio de giro está definido por la ecuación [3.50]⁹⁷.

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [3.50]$$

Donde:

- k , Radio de giro (m).
- I , Momento de inercia (m^4).
- A , Área transversal del vástago (m^2).

Definiendo el área transversal del vástago en la ecuación [3.51], se tiene que:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad [3.51]$$

Asumiendo que el \emptyset del vástago es de 10 (mm) y aplicando la ecuación [3.8] y [3.51] correspondientes a la inercia y el área transversal del vástago se tiene que:

⁹⁶ ROBERT L. NORTON. Diseños de máquinas. Pearson, 1999 p 237.

⁹⁷ ROBERT L. NORTON. Diseños de máquinas. Pearson, 1999 pp 237-245.

$$I = \frac{\pi(0,01)^4}{64} = 4,9087 \times 10^{-10} (m^4)$$

$$A = \frac{\pi(0,01)^2}{4} = 7,8539 \times 10^{-5} (m^2)$$

Reemplazando dichos valores en la ecuación [3.50], se tiene que el radio de giro del vástago del cilindro es igual a:

$$k = \sqrt{\frac{7,854 \times 10^{-9} m^4}{3,142 \times 10^{-4} m^2}} = 2,5 \times 10^{-3} (m)$$

Para determinar si la viga es corta o larga se debe considerar que el cilindro estará empotrado en sus extremos y por tanto su longitud de columna es determina en la ecuación [3.52] que representa la longitud efectiva del mismo.

$$L_{eff} = 2L^2 \quad [3.52]$$

Reemplazando la ecuación [3.52] en la ecuación [3.49] y sus respectivos valores se tiene:

$$Sr = \frac{l_{eff}}{k}$$

$$Sr = \frac{2 \cdot l}{k} = \frac{2 \cdot 0,4}{2,5 \times 10^{-3} m} = 320 \left(\frac{m}{m}\right)$$

Teniendo que una columna es de tipo corta cuando cumple con la desigualdad de $Sr < 10$ ⁹⁸, se concluye que el vástago en el análisis de pandeo se asumirá como una columna larga.

⁹⁸ ROBERT L. NORTON. Diseños de máquinas. Pearson, 1999 pp 237-245.

Para el cálculo de la carga permisible que puede soportar el vástago a compresión es necesario tomar en cuenta un parámetro importante SrD , correspondiente al valor de la intersección de la curva de Euler y la línea horizontal en $S_{yc}/2$, para determinar dicho parámetro es necesario aplicar la figura 3.47.

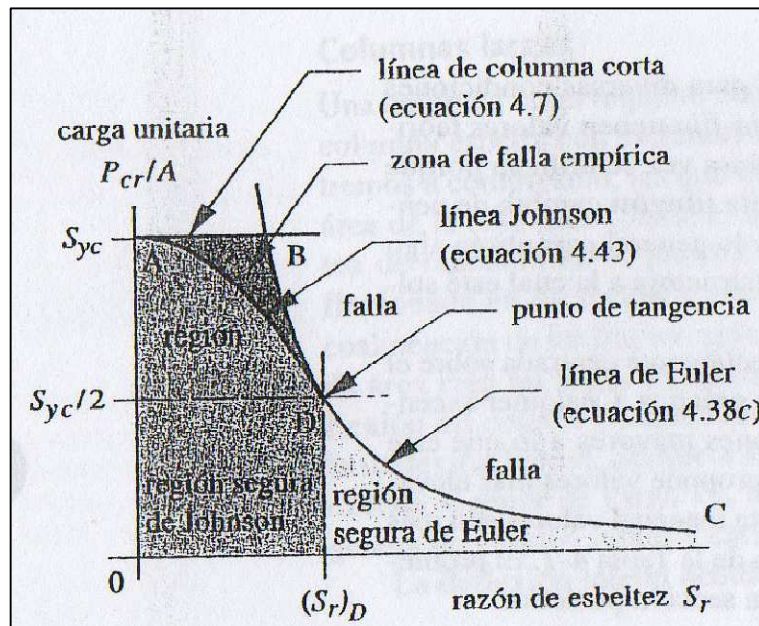


Figura 3.47. Construcción de líneas de falla de columnas.⁹⁹

Cuando una viga es considerada corta es necesario tomar en cuenta el criterio de compresión definido por $\sigma = \frac{P}{A}$ y se lo compara con el límite elástico del material a compresión.

Por el contrario para una viga larga se considerada el criterio de Euler representado en la ecuación [3.53].

$${}^{100} \frac{P_{Cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{S_r^2} \quad [3.53]$$

⁹⁹ ROBERT L. NORTON. Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 242.

¹⁰⁰ ROBERT L. NORTON. Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 239

Donde:

- P_{Cr} , Carga crítica (N) .
- A , Sección transversal de la viga (m^2).
- E , Módulo de elasticidad (Pa).
- Sr , Razón de esbeltez ($\frac{m}{m}$).

Las líneas que se trazan al graficar tanto la ecuación para vigas cortas como para vigas largas forman una gráfica característica que se muestra en la figura 3.47.

De acuerdo a la figura 3.47 el contorno OABCO pudiera definir una región de seguridad para cargas unitarias de columna, pero esto no se cumple en el ámbito experimental, esto ocurre cuando las cargas se encuentran en la región ABDA, por tanto Johnson propuso adaptar una curva parabólica entre A y D tangente sobre la curva de Euler, por tanto el punto D se define en la ecuación [3.54].

$${}^{101}SrD = \pi \sqrt{\frac{2E}{S_y}} \quad [3.54]$$

Definiendo la ecuación de la parábola entre los puntos A y D, se tiene la ecuación [3.55].

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \frac{1}{E} \left(\frac{S_y S_r}{2\pi} \right)^2 \quad [3.55]$$

Por tanto si la razón de esbeltez es menor del valor de SrD se debe utilizar la ecuación antes descrita y caso contrario se debe utilizar la ecuación de Euler. Por tanto se define la razón de esbeltez en el punto D representado en la ecuación [3.54].

¹⁰¹ ROBERT L. NORTON. Diseños de máquinas. Pearson, 1999. p 242.

Donde:

- SrD , Razón de esbeltez en el punto D $\left(\frac{Pa}{Pa}\right)$.
- S_y , Resistencia a la tensión (Pa).
- E , Módulo de elasticidad del material (Pa).

Tomando en cuenta que el cilindro seleccionado es de Aluminio 1100, se tiene que:

- $E = 6,89 \times 10^{10}$ (Pa)
- $S_y = 165474218$ (Pa)¹⁰²

Reemplazando dichos valores en la ecuación [3.54], se tiene:

$$SrD = \pi \sqrt{\frac{2 \cdot 6,89 \times 10^{10}}{165474218}}$$

$$SrD = 90,659 \left(\frac{Pa}{Pa}\right)$$

Como Sr es mayor a SrD se debe utilizar el criterio de Euler definido en la ecuación [3.53] y se despeja la fuerza crítica permisible para el vástago, representado en la ecuación [3.56].

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 AE}{Sr^2} \quad [3.56]$$

Reemplazando los valores previamente calculados en la ecuación [3.56], se tiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 7,8539 \times 10^{-5} \cdot 6,89 \times 10^{10}}{320^2}$$

¹⁰² ROBERT H PERRY. Chemical engineers handbook. p 425.

$$P_{cr} = 521,566 (N)$$

Tomando en cuenta un factor de seguridad $F_s = 3$, se calcula el valor de la fuerza axial que soporta el cilindro en pandeo.

$$P_{permisible} = \frac{P_{cr}}{F_s} = \frac{521,566}{3} = 173,855 (N)$$

3.2.4.1.1. Interpretación de resultados.

Al realizar una prueba a través de un dinamómetro, la fuerza necesaria para abrir y cerrar el cierre en una velocidad moderada es de 150 (N) y al compararla con la fuerza permisible de $P_{permisible} = 173,855 (N)$ se concluye que el vástago del cilindro de 40 (cm) de longitud y $\varnothing 10 (mm)$ no sufrirá pandeo en la realización del ensayo de fatiga y por ende se encuentra correctamente seleccionado.

3.2.4.2. Diseño del diámetro del émbolo.

Tomando en cuenta que la fuerza necesaria aplicada en el área transversal del émbolo es de 15 (kgf) y que el área del embolo en la salida del mismo es mayor que el área en su retraimiento, ya que en dicha área se encuentra el vástago del cilindro.

Sabiendo que la presión nominal de trabajo es de 6 (bar), se define el área del émbolo partiendo de la ecuación [3.57].

$$P_{trabajo} = \frac{F}{A_{embolo}} \quad [3.57]$$

Donde el diámetro del émbolo se define en la ecuación [3.58].

$$A_{embolo} = \frac{4\pi}{D^2}$$

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P_{trabajo}}} \quad [3.58]$$

Reemplazando los valores en la ecuación [3.58], se tiene;

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 15 \cdot 9,8}{\pi \cdot 600000}}$$

$$D = 17,66 \text{ (mm)}$$

3.2.4.2.1. Selección del cilindro neumático.

De acuerdo al diseño de pandeo por carga axial se selecciona un cilindro neumático de fabricación nacional de Aluminio de 40 (cm) de carrera, \varnothing 10 (mm) de vástago y \varnothing 20 (mm) de émbolo.

3.2.4.3. Unidad neumática.

La unidad neumática para el cilindro seleccionado, trata de su válvula electro neumática y su unidad de mantenimiento.

3.2.4.3.1. Válvula electro neumática.

La válvula es seleccionada de acuerdo al requerimiento del sistema, para el proyecto actual se utiliza una válvula 5 x 2, es decir 5 vías dos posiciones, ya que se requiere controlar un cilindro de doble efecto, la válvula es con retorno por resorte y controlada por bobina de 24 (V).

Se debe tomar en cuenta que la presión de trabajo de la válvula está entre 2 y 7

$\frac{kgf}{cm^2}$ y conexión neumática de $\frac{1}{4}$.

La válvula solenoide *MINDMAN MVSC-220-4E1* cumple con dichas características y es accesible en el mercado nacional, su diagrama se muestra en la figura 3.48



Figura 3.48. Válvula Solenoíde Mindman MVSC-220-4E1.¹⁰³

El control de la válvula será realizado mediante el programa del PLC y será dependiente de una bobina de salida y de las señales de los sensores inductivos instalados en el sistema, como se observa en la figura 3.49 que representa el diagrama neumático del cilindro

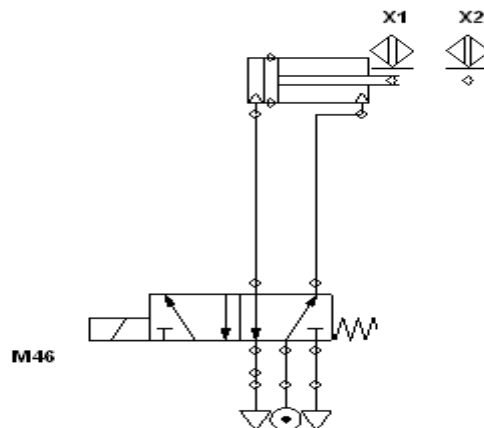


Figura 3.49. Diagrama neumático del cilindro correspondiente al ensayo de fatiga¹⁰⁴

3.2.4.3.2. Unidad de mantenimiento.

La unidad de mantenimiento en un sistema neumático es de primordial importancia puesto que garantiza la calidad de aire hacia elementos sensibles a

¹⁰³ Automation Studio 5.0, Famic Technologies Inc.

¹⁰⁴ Automation Studio 5.0, Famic Technologies Inc.

partículas de polvo o humedad como son las válvulas y motores. Generalmente el aire comprimido se genera en compresores los cuales toman el aire húmedo y la mayoría de veces no eliminan esta humedad por lo que si se conecta en forma directa lo más probable es que los dispositivos tengan un daño a largo plazo

Por esta razón se recomienda poseer esta unidad para cada equipo la cual está constituida por un filtro lubricador y un regulador. En donde las funciones de cada uno de estos elementos se describen a continuación:

- *Filtro:* Quita los residuos sólidos del aire comprimido, así como la humedad, en el mantenimiento de este equipo se debe eliminar el agua condensada en el filtro para garantizar que el agua no se introduzca en el sistema.
- *Lubricador:* Aceita a los elementos mecánicos presentes en el sistema neumático, este lubricante debe ser de naturaleza mineral, durante el mantenimiento se debe tener el nivel de aceite en el nivel recomendado por el fabricante.
- *Regulador de presión:* Mantiene la presión de trabajo del sistema.

Para el presente proyecto se recomienda la adquisición de la unidad de mantenimiento de la marca *FESTO FRC-Micro*, como se observa en la figura 3.50

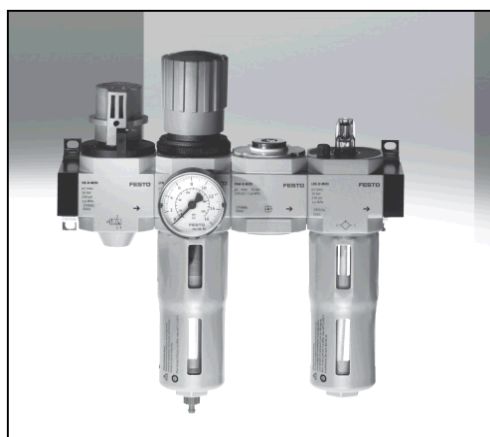


Figura 3.50. Unidad de mantenimiento *FESTO FRC-Micro*.¹⁰⁵

¹⁰⁵ FESTO. Catálogo, Unidades de Mantenimiento FRC/FRCS. Serie D.2012. p 8.

3.3. DISEÑO ELECTRÓNICO.

El diseño electrónico consta principalmente de la selección y programación de los elementos necesarios para la automatización del sistema de acuerdo a los requerimientos del mismo. En dicho diseño se va a tratar de la selección y programación de los siguientes elementos:

- Servo-Sistema que consta del servomotor y su servo-drive.
- La unidad lógica programable (PLC).
- Sensores.

3.3.1. SERVO-SISTEMA.

Un servo-sistema está formado por un servo motor y un servo drive, estos dos componentes permiten tener un control preciso de velocidad, posición o torque en un sistema. Actualmente los servo sistemas son muy utilizados en sistemas de posicionamiento de precisión como en máquinas C.N.C., bandas transportadoras, robots industriales, entre otras aplicaciones.

3.3.1.1. Parámetros técnicos de selección para el servomotor.

Un servo motor es un motor síncrono de AC sin escobillas, el cual está formado por un estator segmentado de cobre y un rotor formado de imanes permanentes. La característica esencial de un servo motor es que tiene acoplado un encoder absoluto de alta resolución que es el que permite conocer la velocidad y la posición del mismo

Una vez seleccionado el tipo de motor a utilizar en la sección 3.1.2, se debe determinar dos parámetros técnicos esenciales para seleccionar el mismo, como son el Torque y Potencia.

3.3.1.1.1. Torque.

Para seleccionar el torque del motor adecuado, es necesario conocer la cantidad de inercia a vencer para producir el movimiento y generar la fuerza de tracción.

La cantidad de inercia a vencer es la conformada por:

- La inercia del tornillo de potencia.
- La inercia generada por la carga axial.

Tomando en cuenta que el torque para vencer la inercia generada por la carga axial, ya se calculo en la sección 3.2.1.3.1.1. Se procede a calcular el torque necesario para vencer la inercia del tornillo como tal.

Considerando al tornillo de potencia como un cilindro macizo, se tiene que:

$$I = \frac{mr^2}{2} \quad [3.59]$$

Donde:

- I , Inercia para un cilindro macizo ($kg\ m^2$).
- m , Masa del cilindro macizo (kg).
- r , Radio del cilindro macizo(m).

Para conocer la masa del tornillo de potencia de bolas 2005-4 seleccionado, se peso el mismo sin sus apoyos BK12 Y BF12, obteniendo un peso de:

$$m = 3,56\ (kg)$$

Conociendo que el diámetro nominal del tornillo es de 20 (mm) y el valor de su masa calculada anteriormente, se aplica la ecuación [3.59]:

$$I = \frac{3,56 \cdot 0,01^2}{2}$$

$$I = 1,78 \times 10^{-4} \text{ (kg m}^2\text{)}$$

Para obtener el par de momento necesario para vencer la inercia del tornillo de potencia calculada, se plantea la siguiente ecuación:

$$\sum M = \sum I\alpha \quad [3.60]$$

Donde:

- M , Momento (Nm).
- I , Inercia de los elementos a considerar ($kg m^2$).
- α , Aceleración angular ($\frac{rad}{s^2}$).

Teniendo en cuenta que la aceleración angular está definida por la siguiente ecuación:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad [3.61]$$

Donde:

- α , Aceleración angular ($\frac{rad}{s^2}$).
- ω , Velocidad angular ($\frac{rad}{s}$).
- t , Tiempo de duración (s).

Tomando a la velocidad angular crítica de la sección 3.2.1.3.1.2 como el valor máximo que puede tomar el servomotor, se tiene que:

$$\omega = 642,655 \text{ min}^{-1}$$

$$\omega = 642,655 \frac{\text{rad}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$\omega = 10,711 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

Asumiendo que en un tiempo de 1 segundos, el motor alcanza el valor de $10,711 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$; por tanto reemplazando en la ecuación [3.61], se tiene que:

$$\alpha = \frac{10,711}{1}$$

$$\alpha = 10,711 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right)$$

Reemplazando los valores encontrados de aceleración angular e inercia del tornillo de bolas en la ecuación [3.60], se tiene que:

$$\sum M = 1,78 \times 10^{-4} \cdot 10,711$$

$$\sum M = 0,002 \text{ (Nm)}$$

Para hallar el torque total necesario para el motor, se plantea la siguiente ecuación:

$$T = T_{\text{Carga Axial}} + T_{\text{Tornillo}} \quad [3.62]$$

Teniendo que $T_{\text{Carga Axial}} = 2,167 \text{ (Nm)}$ y $T_{\text{Tornillo}} = 0,002 \text{ (Nm)}$, se tiene que:

$$T = 2,167 + 0,002$$

$$T = 2,169 \text{ (Nm)}$$

Tomando en cuenta que la eficiencia del servo-motor es del 60%¹⁰⁶, al valor del par de torsión encontrado, se debe sumar el 40% de su valor total para garantizar el 100% del valor del mismo en la práctica.

Por tanto el valor del par de torsión real, está definido en la ecuación [3.63]:

$$T_{Real} = 1,40 \cdot T_{Teorico} \quad [3.63]$$

Donde:

- T_{Real} , Par de torsión real ($N m$).
- $T_{Teorico}$, Par de torsión teórico ($N m$).

Reemplazando los valores encontrados en la ecuación [3.63], se tiene que:

$$T_{Real} = 1,40 \cdot 2,169$$

$$T_{Real} = \mathbf{3,037 (Nm)}$$

3.3.1.1.2. Potencia.

La potencia requerida para el par de torsión calculado, está definido por:

$$P = \omega T \quad [3.64]$$

Donde:

- P , Potencia (W).
- ω , Velocidad angular ($\frac{rad}{s}$).
- T , Torque (Nm).

¹⁰⁶ XINJE Electronic Co.,Ld. Catálogo DS2 series servo drive. 2010. p 50.

Reemplazando los valores encontrados anteriormente en la ecuación [3.64]:

$$P = 10,711 \cdot 3,037$$

$$P = 32,529 \text{ (W)}$$

Tomando en cuenta que el pico de corriente del Servo-motor a carga máxima es de 12 (A)¹⁰⁷ y para asegurar que el estator del mismo no sufra daños por la corriente generada al momento del arranque del motor cuando el mismo vence la inercia del sistema a una velocidad baja, se multiplica la potencia del Servo-motor por el valor de corriente máxima del mismo.

$$P = 32,529 \cdot 12$$

$$P = 390,348 \text{ (W)}$$

3.3.1.2. Selección del Servo-Sistema.

Tomando en cuenta que uno de los requerimientos del cliente es que se mida la fuerza de ruptura de ensayo de las diferentes partes del cierre de cremallera, por lo que se busca no implementar ningún tipo de sensor extra y que el mismo servo-sistema nos proporcione del valor de un parámetro a fin a la fuerza axial de ruptura para posteriormente procesar dicho valor y encontrar la fuerza de ruptura requerida.

Entre los requerimientos del sistema y los parámetros técnicos del servomotor, se tiene los siguientes requerimientos para el servo-sistema:

- Medición de velocidad y torque (Parámetro relacionado con la fuerza de ruptura).
- Control de precisión de posición, velocidad y torque.
- Servomotor mayor o igual de 3 Nm de torque y 1 HP de potencia.

¹⁰⁷ XINJE Electronic Co.,Ld. Catálogo DS2 series servo drive. 2010. p 84.

De acuerdo a estos tres requerimientos, se selecciono el servo-sistema de la marca **XINJE servo-motor MSJ130STM06025 y servo-drive DS21P5**, dichos elementos son compatibles entre sí y presentan características de control avanzadas.



Figura 3.51. Servo-motor MSJ130STM06025 y Servo-drive DS21P5.¹⁰⁸

Las características principales del servo-sistema se exponen en la tabla 3.24, observando que dichas características cumplen y sobrepasan los requerimientos del sistema.

Tabla 3.24. Características principales del servo-sistema XINJE- DS21P5.

	Característica	Valor
Servomotor	Encoder absoluto	2500 PPR
	Torque nominal	6 Nm
	Potencia	2 HP
Medición de variables	Temperatura del Motor	° C
	Torque ejercido por el eje del motor	Nm
	Velocidad de rotación del eje del motor	RPM
	Posición absoluta de la posición del motor	PPR
Servo-driver	Control de precisión de posición de 0,001 mm	
	Control de precisión de velocidad.	
	Control de precisión de torque.	
*PPR: Pulsos por revolución.		

Fuente: Propia.

¹⁰⁸ XINJE Electronic Co.,Ld. Catálogo DS2 series servo drive. 2010. p 12.

3.3.2. SERVO-MOTOR XINJE-MSJ130STM06025.

El servomotor XINJE MSJ130STM06025 posee dos terminales de conexión, uno para la energización del mismo y otro para la señal de encoder y otros sensores integrados en la estructura interna del servomotor, estos dos cables de conexión serán conectados hacia el servo-drive, el cual realizará el control del mismo.

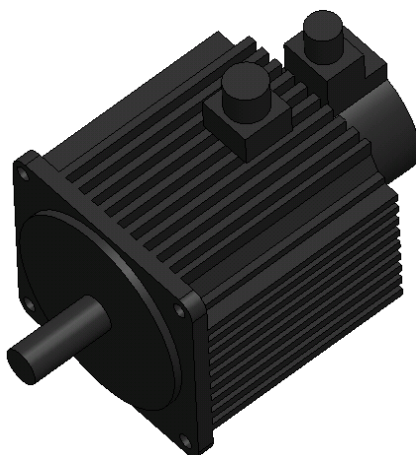


Figura 3.52. Servo-motor *MSJ130STM06025*.¹⁰⁹

Las características técnicas del servo-motor se exponen a continuación:

Tabla 3.25. Parámetros técnicos del servo-motor *XINJE- MSJ130STM06025*.

Parámetro	Capacidad
Potencia	1,5 Kw
Corriente promedio	6A
Velocidad promedio	2500 RPM
Máxima velocidad	3000 RPM
Torque promedio	6 Nm
Torque pico	18 Nm
Coefficiente de torque	1 Nm/a
Inercia del rotor	1,26x10e-3 kgm ²
Peso	10 kg

Fuente: XINJE Electronic Co.,Ld. Catálogo DS2 series servo drive. 2010. pp 78-85.

¹⁰⁹ Fuente: Propia.

3.3.3. SERVO-DRIVE XINJE-DS21P5.

Este dispositivo es un amplificador de señal, el cual interpreta las señales de un transductor rotativo denominado encoder que está integrado al servo-motor y el cual controla posición, sentido de giro y velocidad del mismo.

El funcionamiento para el control del servo-drive y por ende del servo-motor, trata de que el servo-drive reciba señales de pulsos por medio de un controlador lógico programable (PLC), controladores numéricos o interfaces computacionales que permitan generar trenes de pulsos, en donde el control de velocidad y posición, está dado por los siguientes consideraciones:

- Control de velocidad: Frecuencia de trabajo del PWM (Tren de pulsos).
- Control de posición: Número de pulsos.

Además de recibir señales de flanco positivo y negativo para su energización, y activación de velocidades internas programadas en el servo drive.

Es conveniente destacar que es indispensable seleccionar el servo-drive compatible con el servo-motor, manufacturados por la misma empresa fabricante. Puesto que si se selecciona un servo-drive con aplicaciones que no posee el servo-motor, los dos elementos quedarán inservibles ya que no se podrá utilizar al máximo el potencial de ninguno de los dos, además de que el servo-driver al amplificar señales de voltaje y corriente hacia el motor, y si estas superan valores máximos se producirá un daño interno en el servo-motor.

De acuerdo al funcionamiento que requiera el sistema, el servo-drive puede ser programado para trabajar en control de velocidad, posición o torque.

Hay que tomar en cuenta las recomendaciones de instalación del servo-drive, propuestas por el fabricante para el óptimo funcionamiento del mismo.

Las características técnicas del servo-drive se muestran en la tabla 3.26.

Tabla 3.26. Parámetros técnicos del servo-drive XINJE- DS21P5.

Parámetro	Capacidad
Voltaje de alimentación	1 Fase 200 -240 V~
Frecuencia	50 Hz/ 60 Hz
Corriente de entrada	10A
Temperatura	0~+50°C/-20~+85°C
Humedad	Bajo a 90% RH (No condensación)
Encoder	Encoder incremental 2500 PPR
Control	Posición, velocidad y torque.
Comunicación	COM1: Velocidad de transmisión 19200 Bauds, 8 bits, stop bits 1; protocolo: ModbusRTU, número de estación N°1
	COM2: RS485 conexión plc, hmi, pc o cualquier otro dispositivo que soporte dicha comunicación.

Fuente: XINJE Electronic Co.,Ld. Catálogo DS2 series servo drive. 2010. pp 78-85.

3.3.3.1. Instalación.

Para la instalación del servo-drive se deben tomar en cuenta varias recomendaciones del fabricante las cuales se describen a continuación:

- *Instalación en un panel de control o gabinete:* El tamaño del panel de control y el método de enfriamiento debe estar de acuerdo a la máxima temperatura de trabajo del servo-driver es decir que no exceda los 50 grados centígrados.
- *Instalación del servo drive cerca de una unidad de calor:* Minimizar el calor por radiación que pueda generar la unidad de calor así como calor por convección alrededor del servo-drive.
- *Instalación cerca de una fuente de vibración:* Instalar un aislamiento de las vibraciones con el único fin de no tener vibraciones elevadas a 4.9 m/s^2 .

- *Instalaciones del servo-driver en sitios expuestos a gas corrosivo:* El gas corrosivo no tiene un efecto inmediato en el servo-drive, pero podría causar que los componentes electrónicos y terminales del mismo tengan un funcionamiento inapropiado.
- *Orientación:* Se debe instalar el servo drive perpendicular a la pared, con el fin de que se tenga una ventilación apropiada y se mantenga una temperatura menor a 50 grados centígrados, como se observa en la figura 3.53.

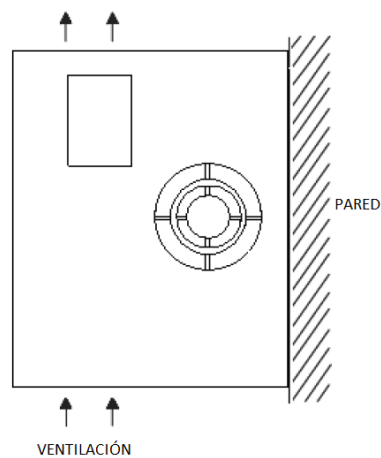


Figura 3.53. Orientación de instalación del servo-drive XINJE- DS21P5.¹¹⁰

3.3.3.2. Programación del servo-drive.

El control del servo-drive hacia el servo-motor se lo puede realizar de tres maneras:

- En forma de control de velocidad.
- En forma de control de posición.
- En forma de control de torque.

¹¹⁰ XINJE Electronic Co.,Ld. Catálogo DS2 series servo drive. 2010. p 18.

3.3.3.2.1. Control de velocidad.

El control de velocidad se lo realiza mediante una entrada analógica al servo-driver mediante unos de sus pines, el voltaje permitido es de $-10 (V)$ a $10 (V)$, estos valores de voltaje se referencian como un convertidor analógico digital, teniendo que por cada $0,01 (V)$ se tendrá una revolución del motor.

3.3.3.2.2. Control de posición.

El control de posición está directamente relacionado con el número de pulsos que se envíen desde el controlador al servo-drive, en este modo de trabajo existen dos posibilidades de configuración:

- *Pulso + Dirección*: Este modo se utiliza cuando se requiere enviar un número predeterminado de pulsos con determinada frecuencia y variar la dirección de giro del motor.
- *CW, CCW*: Se utiliza cuando se requiere una oscilación con determinada frecuencia en la dirección del motor, y un número de pulsos en el posicionamiento.

En el caso del presente proyecto se utilizará el modo Pulso + Dirección, puesto que se requiere enviar un número determinado de pulsos para el control de la posición en determinada dirección, y no un cambio variable de dirección del motor.

3.3.3.2.3. Control de torque.

Dicho modo de funcionamiento es similar al control de velocidad, puesto que se ingresa un valor analógico en un rango de $-10 (V)$ a $10 (V)$ y se tiene un valor porcentual al torque nominal del motor.

3.3.3.3. Establecimiento de parámetros y visualización de variables.

El servo-driver será programado en el siguiente orden:

- Posicionamiento exacto de la herramienta de acuerdo al ensayo que se requiera realizar.
- Realización del ensayo.

Dicho ciclo se lo realiza cíclicamente hasta que se cumpla la orden de ensayos de acuerdo al análisis de reconfigurabilidad definido en el capítulo 2.

Los parámetros básicos de programación del servo-drive se describen a continuación:

Tabla 3.27. Parámetros de posicionamiento del servo-drive *XINJE- DS21P5*.

Parámetro	Modo de comando	Valor
P0-01	Control de posición	-
P2-00	Pulso + Dirección	2

Fuente: Propia.

Una vez definido los parámetros de posicionamiento, se arranca el motor mediante la siguiente instrucción, expuesta en la tabla 3.28.

Tabla 3.28. Parámetro de arranque para el servo-drive *XINJE- DS21P5*.

Parámetro	Modo de comando	Valor
P5-10	Arranque del sistema	n0010

Fuente: Propia.

En el sistema es de primordial importancia acceder a los valores de velocidad y torque. El servo-drive almacena dichos parámetros en registros a los cuales se los puede acceder directamente en el selector digital del servo-drive o adquirir dicha señal mediante comunicación ModbusRTU.

Para acceder y visualizar dichos parámetros en el servo-drive, se debe ingresar los siguientes comandos:

- U-00: Velocidad actual del motor en RPM.
- U-02: Torque interno del sistema en porcentaje del torque nominal.

Para la adquisición de datos mediante comunicación ModbusRTU hacia el computador es necesario adquirir las señales de los siguientes registros en el servo-drive, dichos valores se encuentran en representación hexadecimal.

- Velocidad del motor: 0x0700
- Torque interno: 0x702

3.3.3.4. Conexiones.

En la figura 3.54 se presenta el esquema general del conexionado del servo-drive y del servo-motor de acuerdo a lo que aconseja el fabricante.

A continuación se describe los elementos de conexión de la figura 3.54:

- *Fase 220 (V)*: El servo-driver requiere de energización de simple fase de 220 (V).
- *Braker*: Actúa como protector del cableado y del servo-drive. El braker seleccionado es de la marca Schneider de 10 (A) trifásico.
- *Filtro de ruido*: Suprime el ruido en el cableado del cable de alimentación.
- *Contactor electromagnético*: Corta la energización del servo-driver cuando existe un paro de emergencia.

- *Fusible*: Asegura el uso de la máquina.
- *Reactor DC*: Suprime los armónicos en alta frecuencia.
- *Regenerative resistor*: Usado para la regeneración de gran potencia.

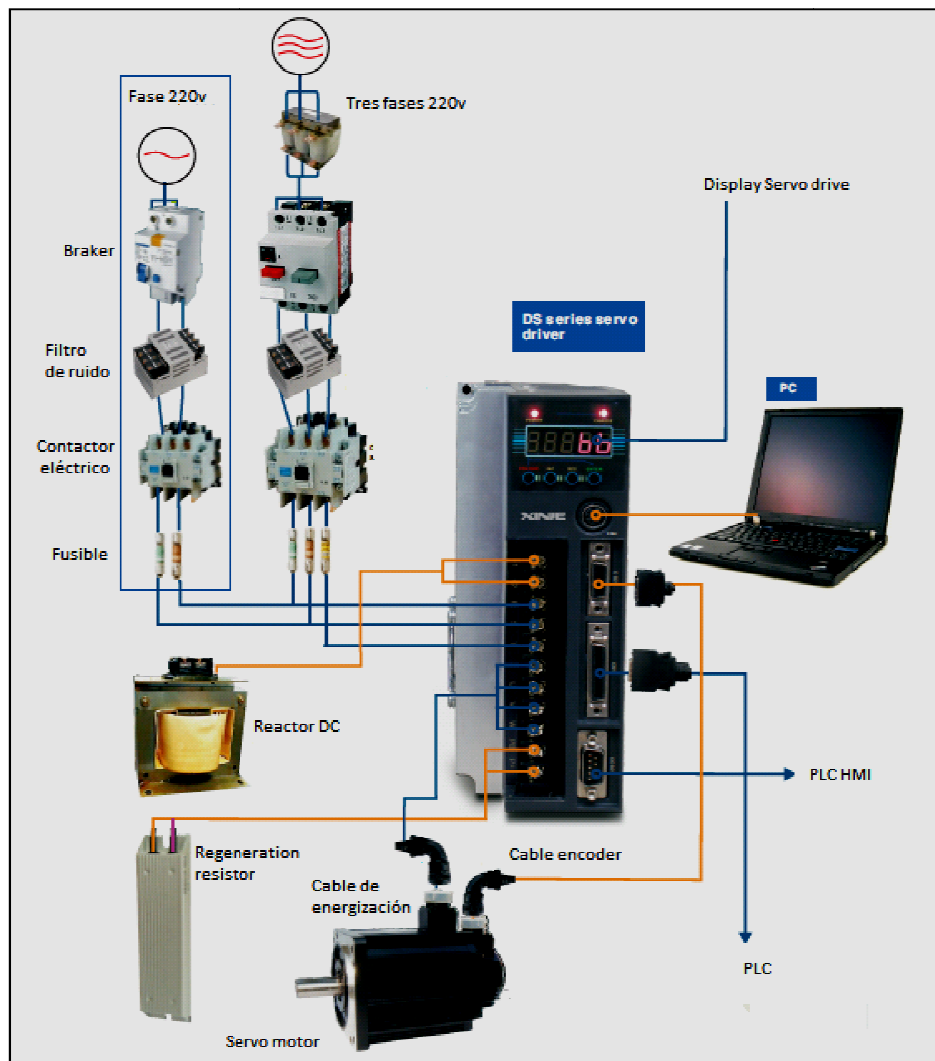


Figura 3.54. Esquema de conexiones del servo-sistema.¹¹¹

En el caso del presente proyecto únicamente se utilizará el braker, la alimentación será monofásica de 220 (V) y el sistema será conectado a un PLC-XINJE para el control de posición y velocidad.

¹¹¹ <http://xinje.pl/pliki/KATALOGI/Servo/servo%20catalog.pdf>. Servo-motor. Español.

3.3.4. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE – PLC.

El controlador en el sistema será el encargado de realizar el posicionamiento para cada ensayo, el control de velocidad para cada ensayo y el manejo de las señales para el ensayo de fatiga.

3.3.4.1. Selección del PLC.

Tomando en cuenta la marca del servo-sistema, se elige un PLC de marca XINJE por su compatibilidad con el servo-sistema y por su bajo costo.

El PLC seleccionado es de la marca *XINJE XC324RT* como se menciono anteriormente, su alimentación es de 100~240V AC, su frecuencia de trabajo es de 50/60Hz y posee dos puertos de comunicación COM1 y COM2.



Figura 3.55. PLC - XINJE XC324RT.¹¹²

Tomando en cuenta que el puerto COM1 tiene protocolo RS232, el cual se lo utiliza para la descarga del programa desde la PC al PLC, así como la conexión del mismo con una interfaz HMI y el puerto COM2 tiene un protocolo RS232/RS485, el cual se lo utiliza para la comunicación en red entre varios PLC's.

En la tabla 3.29 se muestran las características técnicas del PLC.

¹¹² <http://www.asia.ru/en/ProductInfo/1021665.html>. PLC XINJE. Español.

Tabla 3.29. Características técnicas del PLC XINJE XC324RT.

Parámetros	Especificación
Forma de ejecución del programa	Forma de lazo cíclico.
Forma de programación	Escalera, Instrucciones.
Espacio de programa para usuario	128K.
Entradas	14, X0-X15.
Salidas	10, Y0-Y11.
Bobinas internas X	X0-X1037.
Bobinas internas Y	Y0-Y1037.
Memorias internas M	M0-M2999.
Registro word	S0-S511.
Timer	T0-T199 100ms no acumulativo.
	T100-T199 100ms acumulado.
	T300-T399 10ms acumulado.
	T400-T499 1ms no acumulado.
	T500-T599 1ms acumulado.
	T600-T639 1ms tiempo preciso.
Contador	C0-C299 16 contador secuencial 16bits.
	C300-C598 32 bits secuencial/ contador inverso.
	C600-C619 Contador de alta velocidad fase simple.
	C620-C629 Contador de alta velocidad dos fases.

Fuente: Propia.

3.3.4.2. Programación.

El PLC de marca XINJE es programado en la interfaz XCPPro, en lenguaje de escalera como se muestra en la figura 3.56. Las diferentes funciones que posee dicho PLC son idénticas y estructuradas de igual manera que cualquier otra marca de PLC.

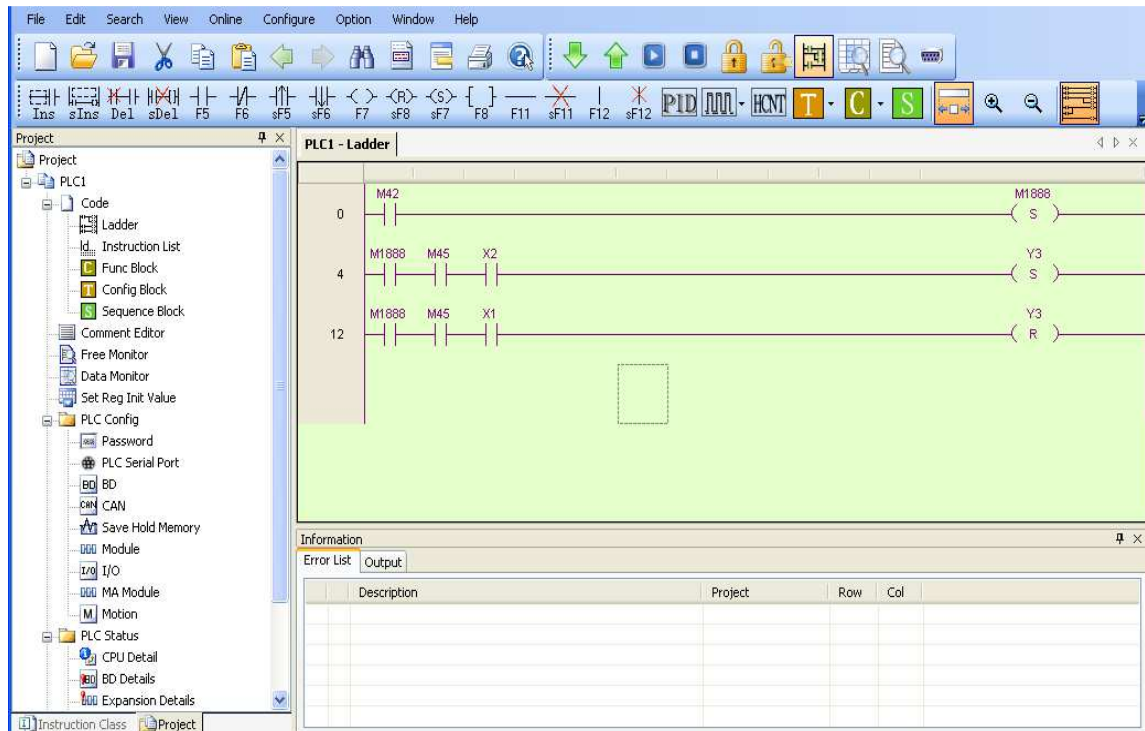


Figura 3.56. Interfaz de programación XCPPro.¹¹³

El programa como tal del PLC no se expondrá en éste escrito ya que es parte intelectual de la empresa auspiciante. Pero en la figura 3.57 se describe los bloques funcionales del programa con sus respectivas memorias de activación.

Tomando en cuenta que el PLC será programado para que el sistema trabaje de dos formas:

- Realización de ensayos consecutivos de acuerdo a análisis de modularidad y reconfigurabilidad analizados en el capítulo 2.
- Realización de ensayos individuales en forma aleatoria.

Para cumplir dichos requerimientos es necesario tener una programación en estados. Un estado es definido como la posición que tomará el sistema en un tiempo determinado. Para el presente proyecto se definirá al ensayo 1 como estado 1, el ensayo 2 como estado 2, y así sucesivamente.

¹¹³ Programa XCPPro 3.0.

Tomando dichas consideraciones, en la figura 3.57, se describe el diagrama funcional del programa del PLC, donde las bobinas son introducidas al mismo mediante variables dinámicas de la interfaz hombre máquina en donde:

- *M0*: Bobina de arranque, representada en la interfaz a través del botón de arranque, el cual debe estar activado para cualquier movimiento del sistema.
- *M1*: Bobina de posicionamiento para el estado 1, referente al ensayo de resistencia del tope superior a la carga longitudinal.
- *M2*: Bobina de posicionamiento para el estado 2, referente al ensayo de resistencia del tope inferior a la carga longitudinal.
- *M3*: Bobina de posicionamiento para el estado 3, referente al ensayo de resistencia del tope inferior a la separación de las tiras.
- *M4*: Bobina de posicionamiento para el estado 4, referente al ensayo de resistencia del tope superior en puente a la separación.
- *M5*: Bobina de posicionamiento para el estado 5, referente al ensayo de resistencia a la cadena del cierre a carga lateral.
- *M6*: Bobina de posicionamiento para el estado 6, referente al ensayo de resistencia del tope superior a carga lateral.
- *M7*: Bobina de posicionamiento para el estado 7, referente al ensayo de resistencia de la unidad separable a la carga lateral.
- *M8*: Bobina de activación del estado de realización de ensayo. Una vez definido y posicionado el ensayo que se va a realizar, dicha bobina activa el estado de realizar el ensayo seleccionado.

Cada una de las bobinas desde M1 a M8 setean un valor de pulsos los cuales serán enviados desde el PLC hacia el servo-driver con el fin de que se posicione y se realice el ensayo seleccionado.

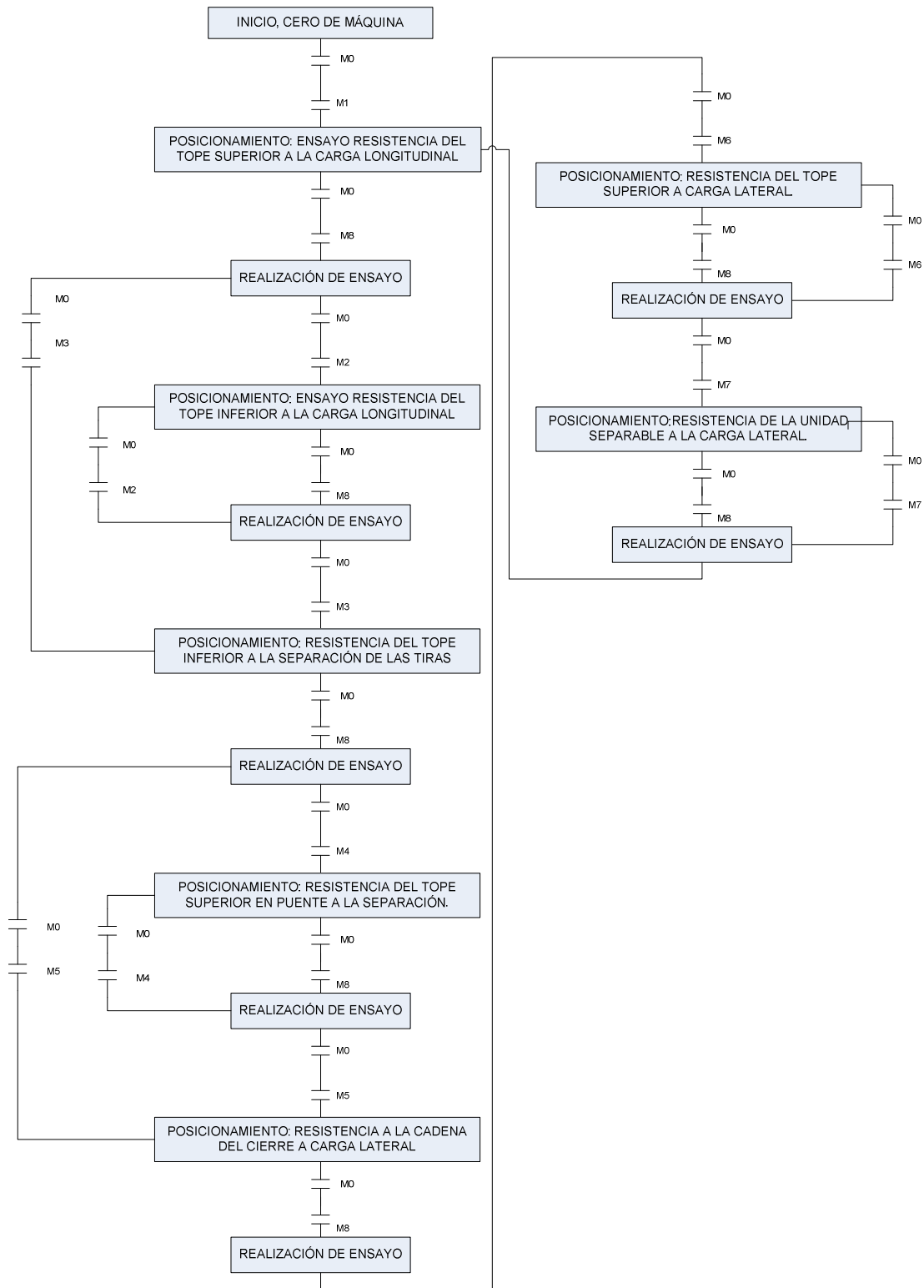


Figura 3.57. Diagrama de bloques del programa del PLC para el sistema modular y reconfigurable para el control de calidad zippers.¹¹⁴

¹¹⁴ Fuente: Propia.

3.3.5. SENSORES.

Los únicos sensores que se utilizará en el sistema serán utilizados para asegurar que el carro no se choque en sus extremos a lo largo de las guías.

Los sensores relacionados con la medición del torque del eje del motor, la temperatura del motor y la velocidad del mismo son sensores propios del servo-sistema, que se encuentran internamente en el servo-motor y son interpretados por el servo-drive.

3.3.5.1. Finales de carrera.

Tomando en cuenta que lo más común para colocar topes en una distancia efectiva son finales de carrera, que son sensores mecánicos que se activan por el contacto entre el elemento y la palanca de activación del mismo, dicha activación tiene un tiempo de respuesta de acuerdo a la estructura de cada final de carrera y tomando en cuenta que de acuerdo a la rapidez de respuesta del sensor el carro va a seguir o se va a detener, es necesario una rapidez inmediata para detener el carro y que la precisión del sistema no se pierda. Dicho requerimiento no se lo puedo lograr a través de una respuesta mecánica, por lo que se busca una respuesta electrónica a través de un sensor inductivo, que es más confiable en su rapidez en respuesta.



Figura 3.58. Sensor Inductivo IM08-02BPZW2K.

Sabiendo que dependiendo de la distancia a la que responde un sensor inductivo, aumenta su precio y sabiendo que la activación de salidas de transistores del PLC, son NPN, se selecciona un sensor inductivo de marca SICK NPN de 4 mm.

3.3.5.2. Sensor de Fuerza.

La medición de fuerza en tiempo real que se ejerce sobre la parte constitutiva del cierre que se esté ensayando, se realiza a través de una medición indirecta, en donde se toma el valor del torque producido por el eje motor para generar la fuerza en cada instante y posteriormente producir el fallo del elemento, y se lo transforma a través de cálculos matemáticos al valor de fuerza axial que se ejerce con respecto al valor de torque necesario en dicha fuerza.

Para ello en la interfaz de usuario se accede al valor del torque del Servo-motor a través de comunicación Modbus con el Servo-drive en la dirección 0x702.

Una vez adquirido el valor del torque, partiendo de la ecuación [3.27] en donde se define el torque necesario para una carga axial para el tornillo de potencia del sistema, se despeja la carga axial P , representada en la ecuación [3.65] que define la fuerza axial que se aplica en el tornillo de potencia y que es transmitida al cierre de cremallera en relación al torque que se ejerce.

$$T = \frac{P d_p (\mu \pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)}$$

$$P = \frac{2T (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)}{d_p (\mu \pi d_p + L \cos \alpha)} \quad [3.65]$$

De la sección 3.2.1.3.1.1. correspondiente al torque del husillo del tornillo de potencia, se toman los valores definidos para la ecuación [3.27] y se los reemplaza en la ecuación [3.65], obteniendo la relación entre la fuerza axial y el torque, representada en la ecuación [3.66]:

$$P = \frac{2T}{0,01875} \frac{(\pi \cdot 0,01875 \cdot \cos 14,5^\circ - 0,03 \cdot 0,005)}{(0,03 \cdot \pi \cdot 0,01875 + 0,005 \cdot \cos 14,5^\circ)}$$

$$P = 918,154 \cdot T \quad [3.66]$$

Donde:

- P , Fuerza axial (N).
- T , Torque (Nm).

Tomando en cuenta que la medición que se realiza es indirecta, va existir un factor de corrección, por lo que se define dicho valor a través de las pruebas realizadas expuestas en la tabla 2.22 y las pruebas realizadas al sistema, obteniendo un factor de corrección de $k = \frac{1}{12,35}$. Multiplicando dicho factor a la ecuación [3.66] se obtiene la fuerza aplicada al cierre de cremallera en función del torque proporcionado por el servo-motor.

$$P = k \cdot 918,154 \cdot T$$

$$P = \frac{918,154 \cdot T}{12,35}$$

$$P = 74,344 \cdot T (N)$$

De esta manera a través del sensor interno del servo-motor que proporciona la medición de su torque se realiza la medición indirecta de la fuerza aplicada al cierre de cremallera.

3.4. DISEÑO DE LA INTERFAZ DEL USUARIO.

El diseño de interfaz de usuario consta de 4 ventanas, estructuradas de la siguiente manera, como se observa en la figura 3.59:

- MODO DE FUNCIONAMIENTO.
- SELECCIÓN DE ENSAYO.
- VISUALIZACIÓN DE VARIABLES.
- RESULTADOS



Figura 3.59. Esquema de ventanas en la interfaz de usuario.¹¹⁵

3.4.1. VENTANA - MODO DE FUNCIONAMIENTO.

La primera ventana de la interfaz del usuario, es la ventana referente al modo de funcionamiento, la cual permite seleccionar al usuario los puertos de comunicación para el servo-driver y el PLC respectivamente.

Dicha comunicación es ModbusRTU por lo que se elige el número del COM (Puerto virtual) que asigna el computador al cable de conexión para el servo-driver y el PLC respectivamente.

Además dicha ventana posee dos indicadores que muestran el estado del funcionamiento del sistema como tal y el estado de comunicación de la PC con el servo-driver y el PLC. En donde el color verde representa el buen funcionamiento y el color rojo advierte de algún desperfecto en el funcionamiento.

¹¹⁵ Fuente: Propia.

En la figura 3.60 se presenta la ventana de *MODO DE FUNCIONAMIENTO* con las características descritas anteriormente.



Figura 3.60. Ventana - MODO DE FUNCIONAMIENTO de la interfaz del usuario.¹¹⁶

3.4.2. VENTANA - SELECCIÓN DE ENSAYO.

Dicha ventana, es la comunicación con el Controlador Lógico Programable (PLC) y la PC, en donde se maneja varios botones, los cuales permiten posicionar al sistema para realizar cada uno de los ensayos, además de realizar el ensayo de tracción, dichas señales se envían hacia el PLC a través de comunicación Modbus RTU, las cuales representan bobinas de activación de los diferentes estados del sistema.

¹¹⁶ Fuente: Propia.

Se debe diferenciar que existen dos modos de funcionamiento:

- *Funcionamiento de reconfigurabilidad de ensayos:* Permite realizar el control de calidad completo de un cierre de cremallera con respecto al análisis de reconfigurabilidad de ensayos planteado en el capítulo 2, que tiene como objetivo realizar la mayor cantidad de ensayos en el menor tiempo posible. En este modo de funcionamiento se deben realizar todos los ensayos en el orden que se especifica en la figura 3.61.
- *Funcionamiento absoluto:* El sistema tiene la capacidad de posicionarse sin importar el orden en los ensayos, es decir sin tomar en cuenta el análisis de reconfigurabilidad. Dicho modo de funcionamiento permite realizar ensayos sin cumplir con la norma en referencia a la distancia del posicionamiento, esto se lo hizo tomando en cuenta que hay cierres de cremallera más pequeños de 76 (mm). Se debe tomar en cuenta que después de la realización del ensayo seleccionado se debe regresar al “HOME” para el correcto funcionamiento del siguiente ensayo.

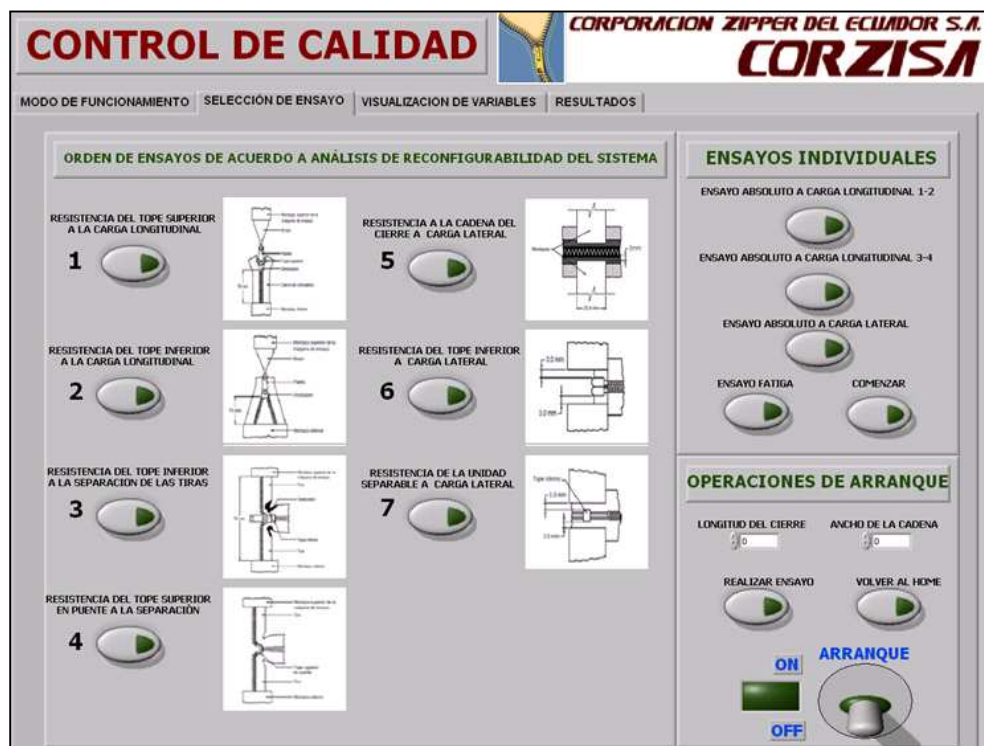


Figura 3.61. Ventana – SELECCIÓN DE ENSAYO de la interfaz del usuario.¹¹⁷

¹¹⁷ Fuente: Propia.

3.4.3. VENTANA – VISUALIZACIÓN DE VARIABLES.

Dicha ventana, es la comunicación con el Servo-driver y la PC, la cual está constituida por una tabla de visualización de parámetros referente a: fuerza de ensayo, temperatura del sistema, velocidad de ensayo y deformación. La cual es inicializada cuando se activa el botón de “Realizar Ensayo” en la ventana de selección de ensayo. Dichos parámetros se adquieren en tiempo real y son consecuentes al tipo de ensayo que se esté realizando.



Figura 3.62. Ventana – VISUALIZACIÓN DE VARIABLES de la interfaz del usuario.¹¹⁸

Además la ventana de VISUALIZACIÓN DE VARIABLES posee la representación de la fuerza del ensayo con respecto al tiempo, dicha curva aparecerá cuando se

¹¹⁸ Fuente: Propia.

presione el botón de "Paro de adquisición de datos", es decir cuando el usuario observe que la parte constitutiva del cierre que se está ensayando haya fallado.

Con respecto a la fuerza de ensayo, dicha ventana posee un indicador en la parte superior derecha que muestra en tiempo real el valor de dicha fuerza.

3.4.4. VENTANA – RESULTADOS.

La ventana de RESULTADOS, como su nombre lo indica muestra los resultados de la fuerza de ruptura del ensayo que se haya seleccionado y se haya realizado, sea correspondiente a la orden de ensayos de acuerdo a la reconfigurabilidad del sistema o a la realización de ensayos individualmente.



Figura 3.63. Ventana –RESULTADOS de la interfaz del usuario.¹¹⁹

¹¹⁹ Fuente: Propia.

Además en dicha ventana se realiza una comparación con los valores expuestos en la norma ASTM 2061-07, colocando indicadores de aprobación para cada ensayo y simulando la aprobación de la parte del cierre que se está ensayando, si el valor de la fuerza de ruptura de éste es mayor al que se indica en la norma, el LED indicador para dicho ensayo se pondrá en verde, caso contrario se mantendrá en rojo desaprobando dicho ensayo.

Para inicializar los valores de los diferentes indicadores, se cuenta con dos botones que pondrán en cero los diferentes indicadores cuando se los active.

CAPÍTULO IV

4. ENSAMBLAJE Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

En el presente capítulo se describe de forma general el procedimiento que se realizó para la construcción y ensamblaje del sistema.

4.1. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA.

A continuación se muestra las diferentes consideraciones y correcciones que se realizaron para la construcción y ensamblaje de los diferentes módulos del sistema para llegar al ensamblaje final del mismo.



Figura 4.1. Ensamblaje de sistema modular y reconfigurable para el control de calidad de zippers.¹²⁰

¹²⁰ Fuente: Propia.

4.1.1. MÓDULO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

La base de todo el módulo de transmisión de potencia son las guías, dichas guías fueron elaboradas en función de acero AISI 1020 y rectificadas para asegurarse que se encuentren paralelas y a la misma altura una de otra.



Figura 4.2. Ensamblaje del carro móvil y guías del sistema.¹²¹

De igual manera se manufacturó en fundió AISI 1020 el carro móvil con su base en juego con el complemento de la forma de las guías y rectificada para que se desplace sobre las mismas, posteriormente se elaboró la parte superior del carro móvil con la pestaña que aloja a la mordaza principal con un agujero de $\varnothing 6$ (mm) para colocar un pasador que asegure el carro móvil y la mordaza principal, además se perforó agujeros M12 para asegurar la parte superior con la base del carro móvil como se observa en la figura 4.2.

Una vez ensamblado el carro móvil y las guías se debe colocar y asegurar la tuerca del tornillo de potencia en el carro móvil para restringir el giro de la misma

¹²¹ Fuente: Propia.

y convertir el movimiento giratorio del tornillo en movimiento lineal del carro, para ello se maquina dos soportes colocados a los extremos de la base de las guías para aumentar la altura del tornillo con respecto a la base del carro móvil y apoyar los soportes del mismo, dichos soportes se fabrican en acero AISI 1045 y se rectifican sus caras para asegurar que las superficies de soporte se encuentren a la misma altura.



Figura 4.3. Ensamblaje del carro móvil y la tuerca del tornillo de potencia.¹²²

Definido la altura a la que se va a colocar el tornillo de potencia, se perfora el diámetro de la tuerca con sus respectivos agujeros de ajuste M6 (Figura 4.3) en el espacio libre de la parte superior del carro móvil asegurando que concuerde con la altura de los apoyos del tornillo.

Posteriormente se procede a perforar agujeros M6 en los apoyos para el tornillo de potencia y asegurar el mismo en dichos apoyos, tomando en cuenta que todo esto se lo realiza después de colocar la tuerca en el carro móvil como se observa en la figura 4.4.

¹²² Fuente: Propia.



Figura 4.4. Ensamblaje del carro móvil, tornillo de potencia y guías del sistema.¹²³

Y por último para colocar la mordaza principal fija se funde su soporte en acero AISI 1020 con su pestaña de sujeción (Figura 4.5), la cual se encuentra a la misma altura de la pestaña de sujeción correspondiente al carro móvil para asegurar que cuando se coloquen las diferentes herramientas se encuentren a la misma altura.

Dicho soporte de alojamiento se asegura en el soporte posterior del tornillo de potencia a través de pernos M12 como se observa en la figura 4.4.

¹²³ Fuente: Propia.



Figura 4.5. Ensamblaje del porta-herramientas fijo en el sistema.¹²⁴

Se debe tomar muy en cuenta que al momento de pintar las diferentes partes del módulo de transmisión de potencia y en si del sistema, no se debe pintar las superficies que se encuentran en contacto con otras en un ensamblaje de precisión y más aún si es que dichas superficies son rectificadas, ya que la pintura aumenta una capa de irregularidad de por lo menos 2 (*mm*) de espesor.

4.1.2. MÓDULO DE GENERACIÓN DE MOVIMIENTO.

El ensamblaje del presente módulo corresponde a la integración del servo-motor hacia el módulo de transmisión de potencia, específicamente con el tornillo de potencia.

Para ello se busca un acople que permita integrar el eje del servo-motor de $\varnothing 22$ (*mm*) y el eje del tornillo de potencia de $\varnothing 6$ (*mm*), para ello se adquiere un

¹²⁴ Fuente: Propia.

acople flexible que permite un desnivel de 1 a 2 ° gracias a su caucho de unión entre las bridas de cada eje como se observa en la figura 4.6.



Figura 4.6. Acople flexible para el eje del servo-motor y el eje del tornillo de potencia.¹²⁵

Dicho acople fue maquinado en la forma del eje con chaveta del servo-motor en un extremo y en el otro fue adaptado para el eje del tornillo de potencia, asegurando dichos ejes en las bridas a través de prisioneros.

Una vez seleccionado y maquinado el acople del servo-motor se coloca y se asegura el ensamblaje del módulo de transmisión de potencia sobre una viga en C a través de pernos M10, que hará de bancada para el sistema, de esta manera se define la altura a la que se encuentra el eje del tornillo de potencia con

¹²⁵ Fuente: Propia.

respecto a la base de la viga. Con dicho valor se funde en acero AISI 1020 un apoyo del servomotor para aumentar su altura y lograr que el eje del motor y el eje del tornillo se encuentren alineados.



Figura 4.7. Ensamblaje del soporte del servo-motor con el módulo de transmisión de potencia en la viga.¹²⁶

El soporte del servo-motor es asegurado sobre la viga a través de pernos M8 y de igual manera el servo-motor en su soporte (Figura 4.7).

¹²⁶ Fuente: Propia.

Ubicado y alineado el eje del servo-motor con el eje del tornillo de potencia se coloca el acople flexible seleccionado que es el que va a unir el módulo de transmisión de potencia y el actuador como tal (Figura 4.8).



Figura 4.8. Ensamblaje del módulo de generación de movimiento con el módulo de transmisión de potencia.¹²⁷

4.1.3. MÓDULO DE SUJECIÓN.

El ensamblaje del módulo de sujeción corresponde al maquinado de las mordazas principales, herramienta auxiliar y el acople de las mismas en el portaherramientas fijo, así como en el carro móvil.

¹²⁷ Fuente: Propia.

Se procede a iniciar el maquinado de las mordazas principales de acuerdo a las restricciones expuestas en la norma ASTM 2061-07 y de acuerdo a la forma de las pestañas maquinadas en el carro móvil y el porta-herramientas fijo, las cuales van a alojar a dichas mordazas.



Figura 4.9. Maquinado de las mordazas principales.¹²⁸

Una vez maquinado las mordazas principales y la herramienta auxiliar de acuerdo al diseño de la sección 3.2.2.1 y antes de ensamblar los elementos auxiliares correspondientes a las tuercas de ajuste, se trata a través de tratamiento térmico de nitruración las superficies y dientes de las mordazas. Luego del tratamiento se ensambla por completo las mordazas principales, teniendo en cuenta el \emptyset del pasador y la posición del mismo de acuerdo a las pestañas de alojamientos de herramientas maquinadas anteriormente.

Terminadas las herramientas del sistema se procede a acoplarlas en el porta-herramientas fijo y en el carro móvil a través de un pasador de \emptyset de 6 (mm).

¹²⁸ Fuente: Propia.

Tomando en cuenta que no de existir juego en el acople de las herramientas, se aprieta dicho a acople colocando masilla en las pestañas de soporte de las mordazas, como se observa en la figura 4.5.

En la figura 4.10, se muestra el acoplamiento de las mordazas principales correspondientes al módulo de sujeción con el módulo de transmisión de potencia.



Figura 4.10. Ensamblaje del módulo de sujeción con el módulo de transmisión de potencia.¹²⁹

4.1.4. MÓDULO DE POTENCIA ELÉCTRICA Y CONTROL.

De acuerdo a las conexiones mostradas en la figura 3.50 correspondiente a la sección 3.3.3.4., se coloca un gabinete que contiene el controlador lógico programable (PLC), el braker trifásico y el servo-driver cableados entre sí,

¹²⁹ Fuente: Propia.

Además se coloca para el manejo del operario un paro de emergencia y un switch de energización trifásico, colocados en la puerta de gabinete como se observa en la figura 4.11.

Dicho gabinete es en forma de L para asegurarlo en la parte libre de la viga, además posee en su parte superior una división que contiene al cilindro neumático con su válvula para realizar el ensayo de fatiga planteado en el sistema de control de calidad.



Figura 4.11. Gabinete de potencia eléctrica y control.¹³⁰

Del gabinete mencionado sobresalen dos cables de conexión pertenecientes al PLC y del servo-driver respectivamente, los cuales son la conexión hacia la interfaz del usuario (PC).

¹³⁰ Fuente: Propia.

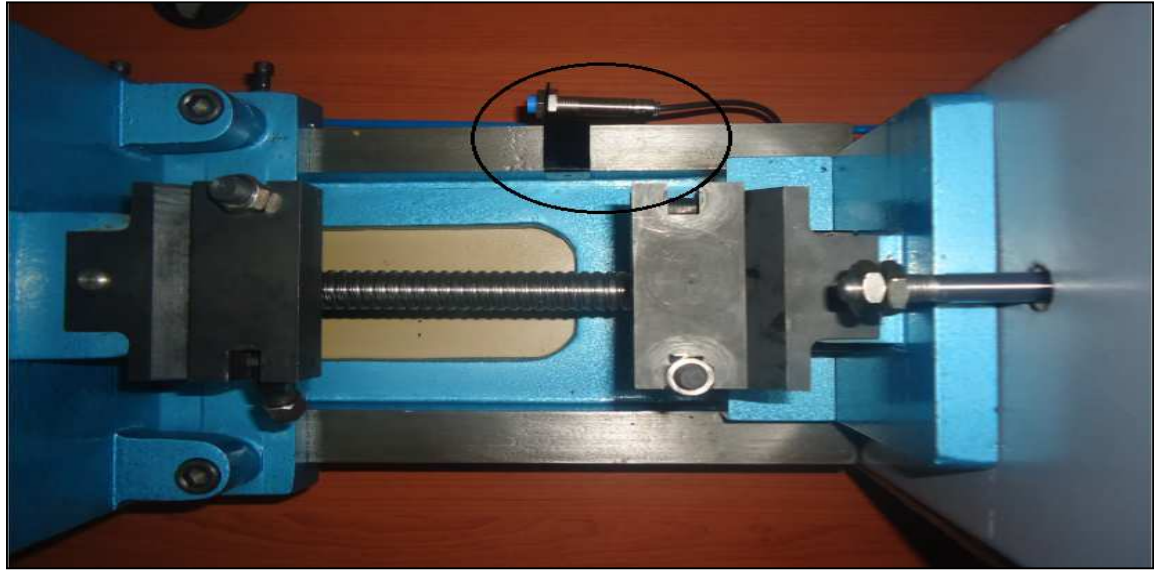


Figura 4.12. Ensamblaje de sensores inductivos en el sistema.¹³¹

En el ensamblaje del módulo de control es necesario acoplar los sensores inductivos en la guías, para ello se manufacturaron dos porta sensores con la forma transversal de las guías, los cuales van ser móviles de acuerdo a la necesidad (Figura 4.12).

4.1.5. MÓDULO DE VISUALIZACIÓN.

El ensamblaje del módulo de visualización simplemente se refiere a la integración de la PC con la interfaz del usuario hacia el módulo de control del sistema.

Dicho acoplamiento se lo realiza a través de los cables de conexión del PLC y el Servo-driver provenientes del gabinete como se muestra en la figura 4.13.

De esta manera se construyo e integro cada módulo en el sistema modular y reconfigurable para el control de calidad de cierres de cremallera.

¹³¹ Fuente: Propia.



Figura 4.13. Ensamblaje del módulo de visualización con el módulo de control.¹³²

4.2. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Una vez ensamblado el sistema se procede a realizar las diferentes pruebas del funcionamiento del mismo para corroborar el buen funcionamiento de todos sus módulos.

Las pruebas del sistema se realizan en función de la orden de ensayos de acuerdo al análisis de reconfigurabilidad, tomando en cuenta que los ensayos número 4 y 6, resistencia del tope superior en puente de separación y resistencia del tope inferior a carga lateral respectivamente, son ensayos para cierres de cremallera abiertos, y los cierres con los que se trabajara son de tipo cerrados, por lo que dichas pruebas no se realizaran.

¹³² Fuente: Propia.

Los diferentes ensayos de la orden de reconfigurabilidad se realizaran sobre 6 marcas de cierres de cremallera diferentes proporcionados por la empresa auspiciante. En la figura 4.14 se muestra el sistema listo para realizar el ensayo de resistencia de la cadena del cierre a carga lateral y probar el funcionamiento general del sistema.

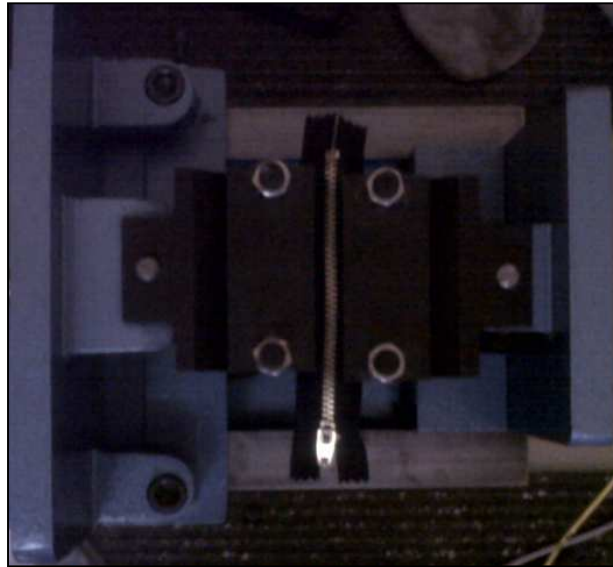


Figura 4.14. Posicionamiento del cierre de cremallera para el ensayo de resistencia de la cadena a carga lateral.¹³³

Cada uno de los 5 ensayos de la orden de reconfigurabilidad mencionados se realizaron en cada marca de cierre de cremallera, observando sus resultados en el ANEXO D.

4.2.1. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.

4.2.1.1. Funcionamiento del Sistema.

Realizado los diferentes ensayos sobre las diferentes marcas de cierres, se observó un funcionamiento óptimo del sistema acorde con los requerimientos del mismo y se cumplió con las especificaciones técnicas planteadas:

¹³³ Fuente: Propia.

- Precisión milimétrica en el posicionamiento.
- Posicionamiento de acuerdo a las especificaciones técnica de la norma ASTM D 2061-07.
- Óptimo funcionamiento en el agarre y sujeción por parte de las mordazas principales y la herramienta auxiliar.
- Visualización de parámetros de medición como Fuerza y Deformación.
- Obtención del valor de fuerza de ruptura o fallo del ensayo.
- Comparación de la fuerza de ruptura con la norma ASTM D 2061-07.
- Un sistema eficaz en sus funciones y estéticamente presentable.

Del manejo del sistema como tal se puede determinar las siguientes consideraciones para su óptimo funcionamiento:

- Antes de energizar el sistema se debe verificar que el voltaje de alimentación sea de 220 (V).
- Asegurar que la PC reconozca los cables de comunicación correspondientes al PLC y el servo-driver.
- Mantener lubricadas las guías y libres de cualquier parte del cierre que se haya desprendido por motivo del ensayo que se haya realizado.
- Apretar la cuña en un ajuste que no permita juego entre el carro móvil y las guías ya que si no existe dicho ajuste se producen vibraciones en el carro al momento de desplazar el mismo.
- Verificar que no exista ningún elemento introducido en los canales del tornillo de potencia que pueda interferir con su movimiento.
- Asegurar las tuercas de las mordazas principales con el propósito que no se suelte el cierre al momento de realizar el ensayo.
- Verificar que todos los pernos de acoplamiento de los diferentes elementos del sistema se encuentren ajustados.

4.2.1.2. Parámetros de interés.

En los resultados del ANEXO D, se puede observar la visualización satisfactoria en tiempo real del parámetro de interés correspondiente a la fuerza aplicada al cierre de cremallera y parámetros auxiliares (Figura 4.15), como la temperatura del motor que es un valor que nos proporciona el criterio para identificar si existe algún tipo de recalentamiento del sistema.

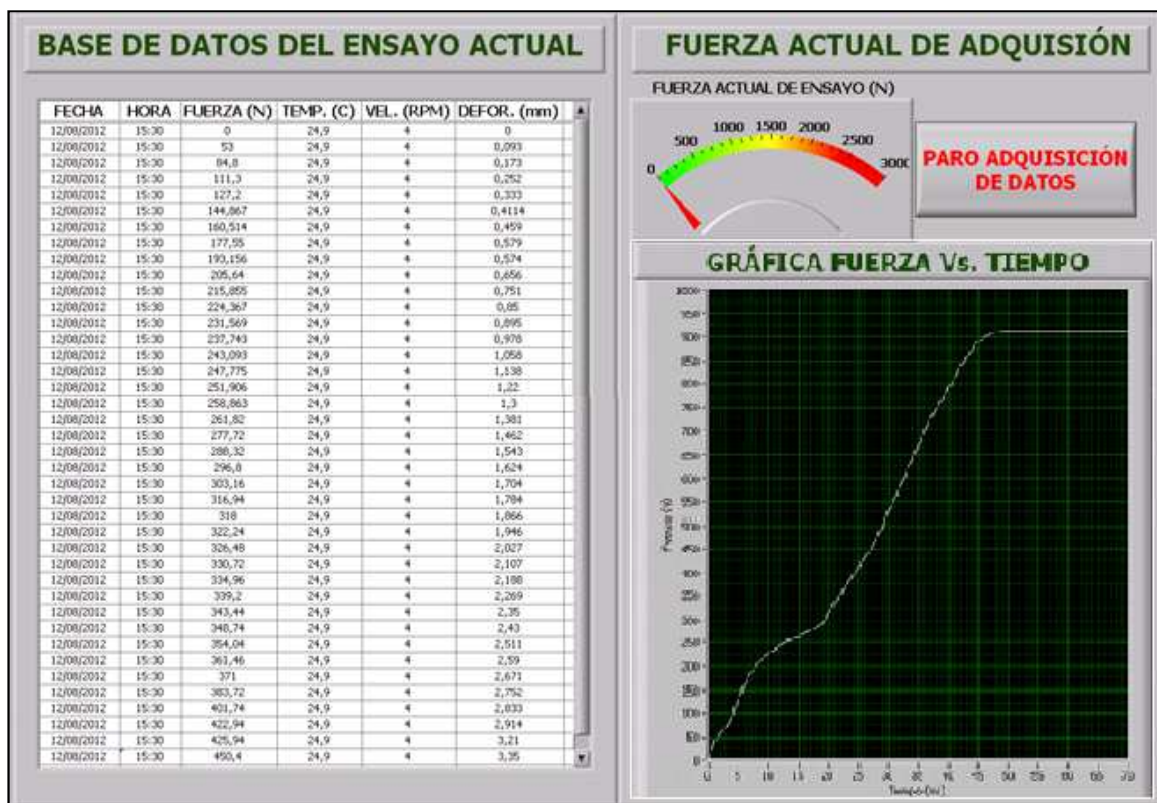


Figura 4.15. Visualización de parámetros en tiempo real.¹³⁴

Así como el parámetro de deformación del cierre en su correspondiente fuerza, que proporciona el criterio de identificar cuanto se deformó el cierre antes de su fallo y emitir el criterio de ¿Cuánto? resistió el cierre.

Con respecto a los parámetros restantes como velocidad, hora y fecha, son valores informativos del ensayo y funcionamiento del sistema.

¹³⁴ Fuente: Propia.

4.2.1.3. Visualización de Resultados.

En la ventana de VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS de la interfaz de usuario se realiza la comparación entre el valor de la fuerza de ruptura obtenido del ensayo con el valor expuesto en la norma ASTM D 2061-07, en donde se aprueba el elemento ensayado si el valor de fuerza obtenido es mayor al valor planteado por la norma, visualizado con el color verde del LED indicador.

Dicho indicador de aprobación, proporciona al cliente un criterio que debe ser complementado con la visualización de cuál fue el fallo o qué ocurrió en el cierre. Ya que de acuerdo a la observación que se realice, se puede identificar que parte constitutiva del cierre fallo y por qué, y emitir un criterio final que servirá para detectar, corregir o calibrar el sistema o máquina encargada de manufacturar dicha parte.

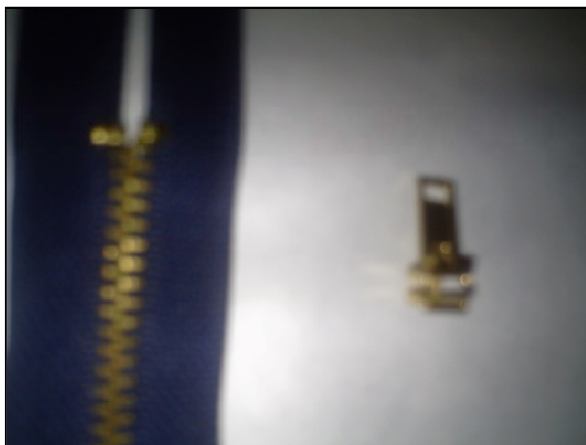


Figura 4.16. Cierre metálico, cerrado, N° 4 ensayado en RESISTENCIA DEL TOPE SUPERIOR A CARGA LATERAL.¹³⁵

Cumpliendo de esta manera la integración del SISTEMA MODULAR Y RECONFIGURABLE con los diferentes departamentos de producción relacionados con la manufactura del zipper o cierre de cremallera.

¹³⁵ Fuente: Propia.

CAPÍTULO V

5. MANUAL DE USUARIO.

El manual de usuario como tal es el que permite al operario inicializar y manejar el sistema, por lo que es primordial definir dicho manual.

5.1. INICIALIZACIÓN.

Es primordial que el sistema sea inicializado de acuerdo a la siguiente guía con el fin de garantizar el correcto funcionamiento de las comunicaciones y evitar daños en el equipo:

- Encender el computador que contiene la interfaz gráfica de manejo del sistema.
- Abrir la carpeta que contiene el sistema Zipper 3 Folder.
- Ejecutar el archivo Zipper, este archivo tiene la extensión Labview Project (Figura 5.1).

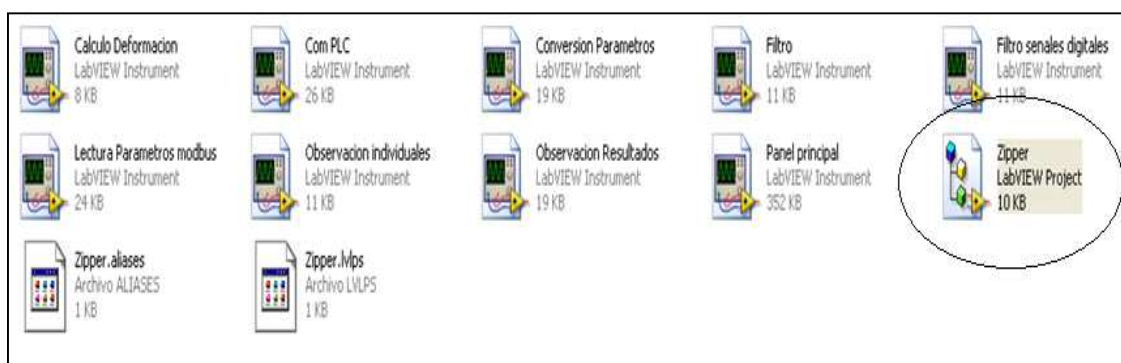


Figura 5.1. Bloques de función de inicialización de la interfaz de usuario.¹³⁶

¹³⁶ Fuente: Propia.

- En la pantalla aparecerá la ventana descrita en la figura 5.2, en dicha ventana se debe dar doble clic sobre el archivo **Panel principal.vi** .

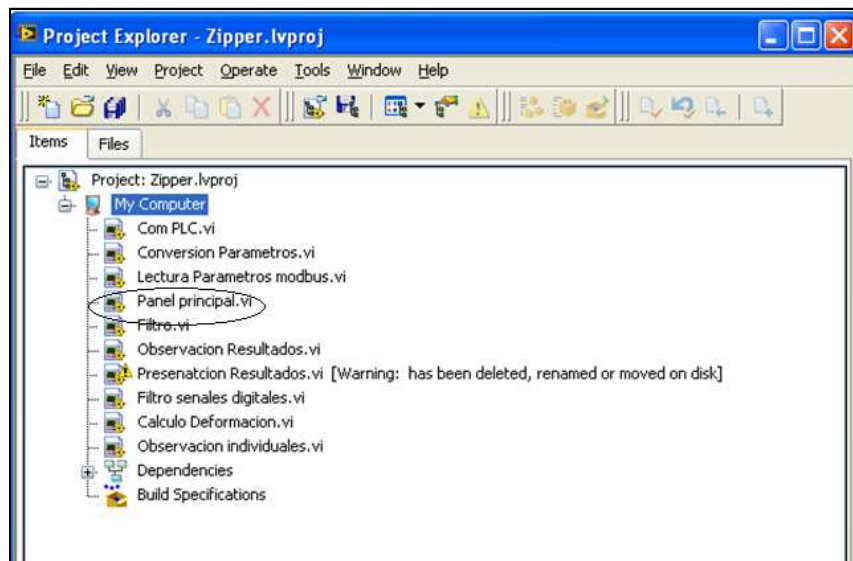


Figura 5.2. Ventana del proyecto Zipper.¹³⁷

- Una vez seleccionado el archivo del Panel principal, dar doble clic sobre el mismo lo que dará paso a la ventana representada en la figura 5.3.



Figura 5.3. Ventana principal de la interfaz de usuario.¹³⁸

¹³⁷ Fuente: Propia.

- Energizar el sistema a través el Switch principal colocado en el gabinete del sistema.
- Asegurar que el paro de emergencia no se encuentre activado, caso contrario desactivarlo.
- Conectar el cable USB correspondiente al Servo-drive a la PC.
- Observar el número de COM con el cual reconoció la PC el cable del Servo-Drive.
- Desplegar las opciones que permite el Servo-Drive en la ventana de “MODO DE FUNCIONAMIENTO” de la sección “Comunicación de interfaz” correspondiente a la ventana principal y seleccionar el COM al cual fue asignado su cable de conexión.



Figura 5.4. Ventana del puerto de comunicación del Servo-Drive hacia la PC.¹³⁹

- Conectar el cable USB correspondiente al PLC a la PC.
- Observar el número de COM con el cual reconoció la PC el cable del PLC.
- Desplegar las opciones que permite el PLC en la ventana de “MODO DE FUNCIONAMIENTO” de la sección “Comunicación de interfaz” correspondiente a la ventana principal y seleccionar el COM al cual fue asignado su cable de conexión.

¹³⁸ Fuente: Propia.

¹³⁹ Fuente: Propia.



Figura 5.5. Ventana del puerto de comunicación del PLC hacia la PC.¹⁴⁰

- Definido los puertos de comunicación, ejecutar la interfaz como tal, dando clic sobre el ícono de arranque del programa, como se observa en la figura 5.6.



Figura 5.6. Ícono de arranque de la interfaz de usuario del sistema.¹⁴¹

5.2. SELECCIÓN DE ENSAYO.

Inicializada la interfaz de usuario, dar doble clic sobre la pestaña de “SELECCIÓN DE ENSAYO”, correspondiente a las funciones para posicionar el sistema en los diferentes estados del sistema, dicha ventana se representada en la figura 5.7.

¹⁴⁰ Fuente: Propia.

¹⁴¹ Fuente: Propia.

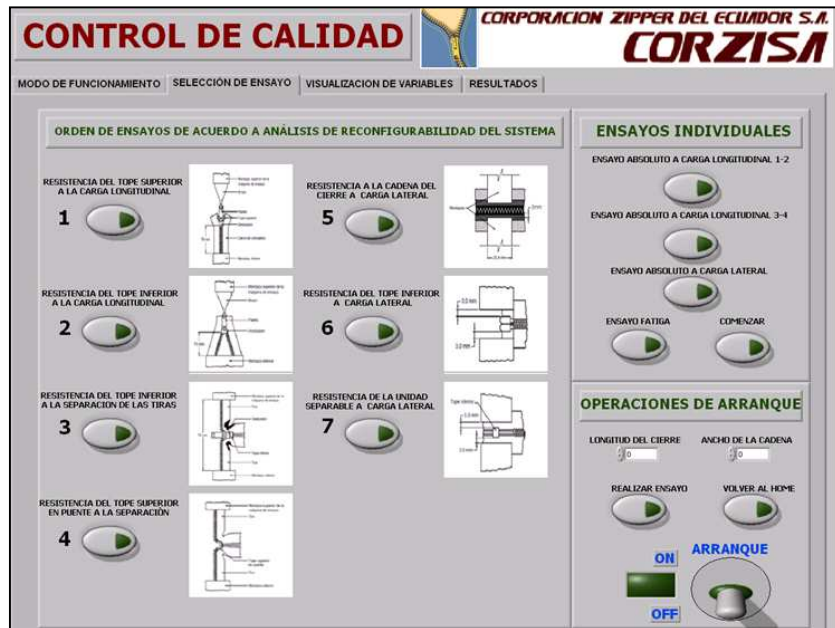


Figura 5.7. Ingreso ventana SELECCIÓN DE ENSAYO.¹⁴²

Seleccionada y activada la venta de "SELECCIÓN DE ENSAYO", se procede con los siguientes pasos para definir los diferentes estados del sistema:

- Garantizar que el sistema se encuentre en el HOME o CERO DE MÁQUINA, dar doble clic sobre el botón **VOLVER AL HOME** y **ARRANQUE**.



Figura 5.8. Activación del HOME del sistema.¹⁴³

¹⁴² Fuente: Propia.

- Desactivar el botón de **VOLVER AL HOME**.
- Tomar en cuenta que **NO** se debe quitar el botón de **ARRANQUE** hasta que el sensor detecte que el sistema está en el cero de máquina.
- Posicionado el carro en el cero de máquina, desactivar el botón de **ARRANQUE**.



Figura 5.9. Desactivación del ARRANQUE del sistema.¹⁴⁴

5.2.1. Ensayos de acuerdo a la reconfigurabilidad del sistema.

Como se menciona anteriormente el sistema puede trabajar en dos modos: realización de ensayos a través del análisis de reconfigurabilidad y realización de ensayos absolutos.

A continuación se describe el manual de uso para la realización de ensayos a través del análisis de reconfigurabilidad:

- Verificar que las mordazas principales se encuentren ubicadas y aseguradas en sus respectivos porta-herramientas.
- Ubicar la herramienta auxiliar del ensayo en la mordaza principal.

¹⁴³ Fuente: Propia.

¹⁴⁴ Fuente: Propia.

- Dar doble clic sobre el botón RESISTENCIA DEL TOPE SUPERIOR A LA CARGA LONGITUDINAL para posicionar el carro para realizar dicho ensayo.
- Posteriormente activar el botón ARRANQUE del sistema.



Figura 5.10. Secuencia de posicionamiento para ensayo.¹⁴⁵

- Desactivar el botón de RESISTENCIA DEL TOPE SUPERIOR A LA CARGA LONGITUDINAL y mantener activado el botón de ARRANQUE hasta que el sistema se posicione como lo indica el esquema ubicado para cada botón de los diferentes ensayos.
- Verificar que el cierre de cremallera tenga una longitud de 76 mm, caso contrario cortar el cierre en dicha distancia sin afectar la constitución del mismo.
- Asegurar el cierre en la mordaza principal y en la herramienta auxiliar de agarre como lo indica el esquema de posicionamiento para el ensayo.



Figura 5.11. Esquema de posicionamiento de ensayo.¹⁴⁶

¹⁴⁵ Fuente: Propia.

- Para realizar el ensayo activar el botón REALIZAR ENSAYO y después de un tiempo moderado desactivar el mismo botón.



Figura 5.12. Secuencia de realización de ensayo.¹⁴⁷

- Dar clic sobre la pestaña correspondiente a la VISUALIZACIÓN DE VARIABLES.
- En dicha ventana se visualizará en tiempo real las variables: FECHA, HORA, FUERZA, TEMPERATURA, VELOCIDAD Y DEFORMACIÓN.
- Una vez observado el fallo del elemento del cierre, activar el botón PARO DE ADQUISICIÓN DE DATOS, el cuál detendrá la adquisición de datos del sistema y presentará la gráfica Fuerza Vs. Tiempo del ensayo realizado.



Figura 5.13. Visualización de variables.¹⁴⁸

¹⁴⁶ Fuente: Propia.

¹⁴⁷ Fuente: Propia.

- Realizado el ensayo seleccionado, desactivar el botón de ARRANQUE general.



Figura 5.14. Desactivación del ARRANQUE del sistema.¹⁴⁹

- Para continuar con la realización de los ensayos de la orden de reconfigurabilidad, realizar cada ensayo en el **ORDEN** propuesto, siguiendo los pasos descritos anteriormente.

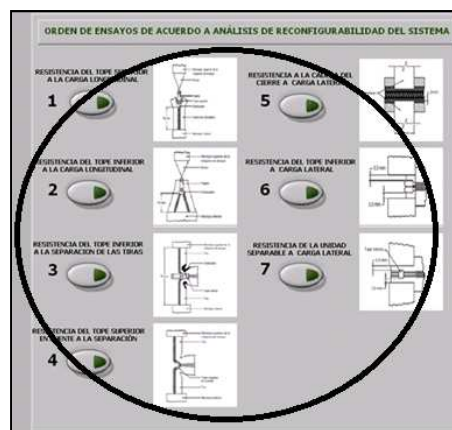


Figura 5.15. Orden de ensayos de acuerdo al análisis de reconfigurabilidad en la interfaz del usuario.¹⁵⁰

¹⁴⁸ Fuente: Propia.

¹⁴⁹ Fuente: Propia.

¹⁵⁰ Fuente: Propia.

- Retirar el cierre ensayado y asegurar que ninguna parte del cierre interfiera en el movimiento de las guías y del husillo.
- Cabe recalcar que si por algún motivo o equivocación se alteró dicho orden, se debe regresar al HOME del sistema y comenzar desde el primer ensayo.

5.2.2. Ensayos individuales o absolutos.

Los ensayos absolutos tienen como objetivo evaluar al cierre de cremallera sin tener que cumplir con algún tipo de restricción que se exponga en la norma ASTM D 2061-07. Los diferentes ensayos de la orden de reconfigurabilidad se clasifican en 4 grupos: ensayos a carga longitudinal con herramienta auxiliar 1-2, ensayos a carga longitudinal sin herramienta auxiliar 3-4, ensayos a carga lateral y ensayo de fatiga.

Tomando en cuenta que la longitud máxima del cierre que se va a ensayar es de 250 (*mm*) y un ancho de cadena mínimo de 4 (*mm*).

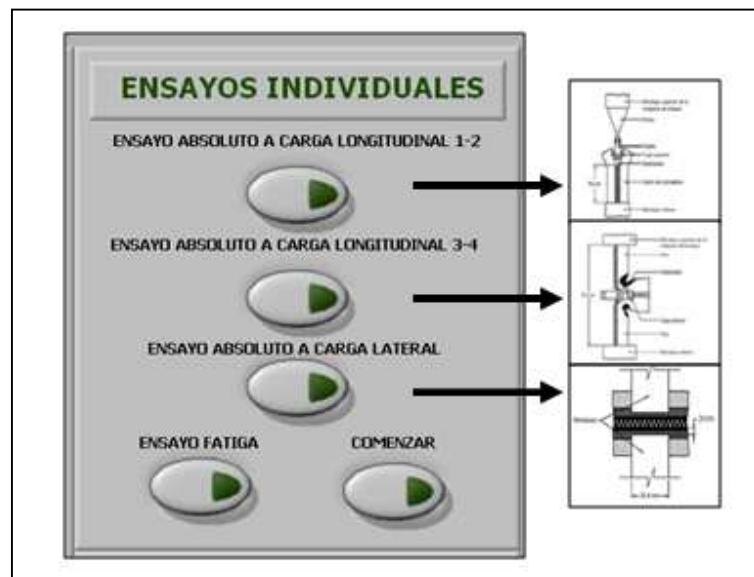


Figura 5.16. Ensayos absolutos en la interfaz de usuario.¹⁵¹

¹⁵¹ Fuente: Propia.

El orden en que se realice cada ensayo no tiene relevancia, simplemente asegurar que antes de realizar cada ensayo el sistema se encuentre en el HOME.

5.2.2.1. Ensayo absoluto a carga longitudinal 1 - 2.

Seguir los siguientes pasos para realizar el ensayo absoluto a carga longitudinal 1-2:

- Verificar que el sistema se encuentre en el HOME, caso contrario realizar la secuencia de la figura 5.8.
- Colocar la herramienta auxiliar de agarre en la mordaza principal móvil y asegurar el acoplamiento con las tuercas de la mordaza.
- Ingresar la longitud del cierre en milímetros (máximo 250 mm) que se va a ensayar.

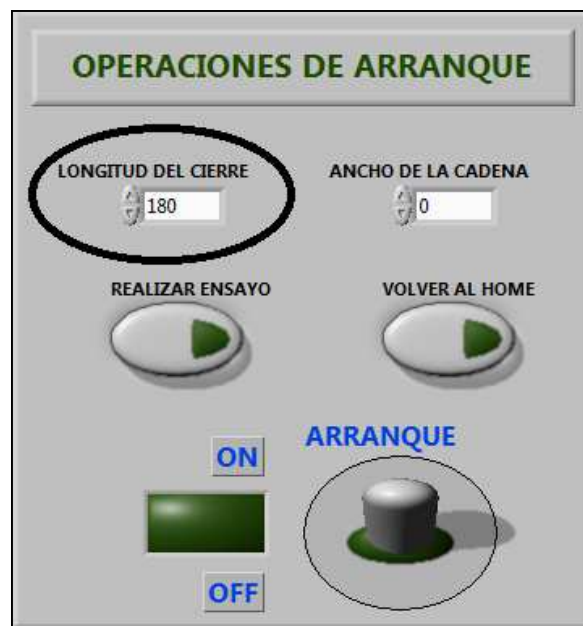


Figura 5.17. Longitud del cierre de cremallera en la interfaz de usuario.¹⁵²

- Posicionar el sistema de acuerdo a la secuencia de la figura 5.10, activando el botón de ENSAYO ABSOLUTO A CARGA LONGITUDINAL 1-2.

¹⁵² Fuente: Propia.

- Colocar y asegurar el cierre que se va a ensayar
- Iniciar el ensayo a través de la secuencia de la figura 5.12.
- Adquirir, visualizar y terminar la adquisición de datos a través de la secuencia de la figura 5.13.
- Desactivar el botón de ARRANQUE del sistema.
- Retirar el cierre ensayado y asegurar que ninguna parte del cierre interfiera en el movimiento de las guías y del husillo.

5.2.2.2. Ensayo absoluto a carga longitudinal 3 - 4.

Seguir los siguientes pasos para realizar el ensayo absoluto a carga longitudinal 3-4:

- Verificar que el sistema se encuentre en el HOME, caso contrario realizar la secuencia de la figura 5.8.
- Asegurar que la herramienta auxiliar de agarre no se encuentre colocada en la mordaza principal móvil.
- Ingresar la longitud del cierre en milímetros (máximo 250 mm) que se va a ensayar (Figura 5.17).
- Posicionar el sistema de acuerdo a la secuencia de la figura 5.10, activando el botón de ENSAYO ABSOLUTO A CARGA LONGITUDINAL 3-4.
- Colocar y asegurar el cierre que se va a ensayar
- Iniciar el ensayo a través de la secuencia de la figura 5.12.
- Adquirir, visualizar y terminar la adquisición de datos a través de la secuencia de la figura 5.13.
- Desactivar el botón de ARRANQUE del sistema.
- Retirar el cierre ensayado y asegurar que ninguna parte del cierre interfiera en el movimiento de las guías y del husillo.

5.2.2.3. Ensayo absoluto a carga lateral.

Cabe recalcar que es necesario que el operario este atento al posicionamiento del sistema para realizar dicho ensayo, por la cercanía de las mordazas y observar si existe algún inconveniente inmediatamente activar el PARO DE EMERGENCIA.

Los siguientes pasos son para realizar el ensayo absoluto a carga lateral 3-4:

- Verificar que el sistema se encuentre en el HOME, caso contrario realizar la secuencia de la figura 5.8.
- Asegurar que la herramienta auxiliar de agarre **NO** se encuentre colocada en la mordaza principal móvil.
- Ingresar el ancho de la cadena del cierre (mínimo 4 mm) que se va a ensayar (Figura 5.18).

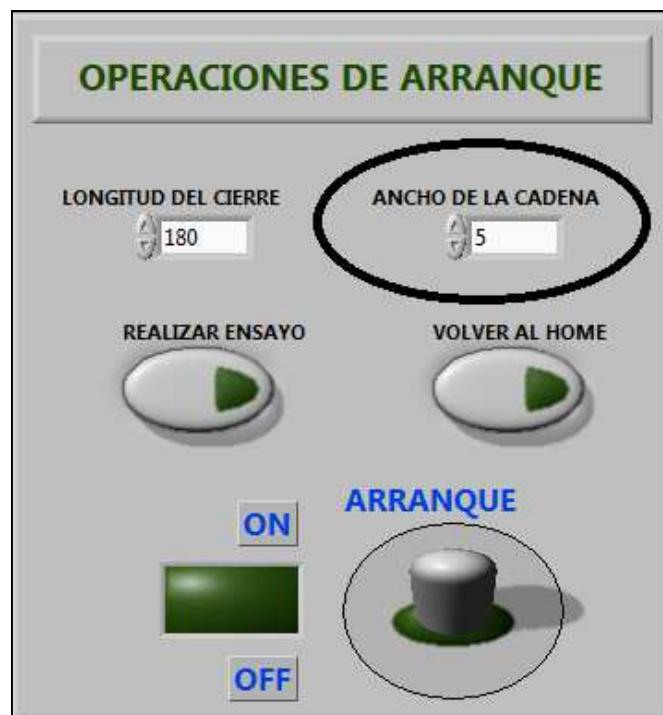


Figura 5.18. Ancho de la cadena del cierre de cremallera en la interfaz de usuario.¹⁵³

¹⁵³ Fuente: Propia.

- Posicionar el sistema de acuerdo a la secuencia de la figura 5.10, activando el botón de ENSAYO ABSOLUTO A CARGA LATERAL.
- Colocar y asegurar el cierre en las mordazas principales.
- Iniciar el ensayo a través de la secuencia de la figura 5.12.
- Adquirir, visualizar y terminar la adquisición de datos a través de la secuencia de la figura 5.13.
- Desactivar el botón de ARRANQUE del sistema.
- Retirar el cierre ensayado y asegurar que ninguna parte del cierre interfiera en el movimiento de las guías y del husillo.

5.2.2.4. Ensayo de fatiga.

Los siguientes pasos son para realizar el ensayo absoluto de fatiga:

- Verificar que el sistema se encuentre en el HOME, caso contrario realizar la secuencia de la figura 5.8.
- Asegurar que la herramienta auxiliar de agarre **NO** se encuentre colocada en la mordaza principal móvil.
- Ingresar la longitud del cierre en milímetros (máximo 250 mm) que se va a ensayar (Figura 5.17).
- Posicionar el sistema de acuerdo a la secuencia de la figura 5.10, activando el botón de ENSAYO FATIGA.
- Colocar y asegurar el cierre en las mordazas principales.
- Verificar el funcionamiento del cilindro, colocar y asegurar la herramienta de fatiga en la paleta de agarre del cierre.
- Activar el botón COMENZAR.
- Iniciar el ensayo a través de la secuencia de la figura 5.12.
- Adquirir, visualizar y terminar la adquisición de datos a través de la secuencia de la figura 5.13.
- Desactivar el botón de ARRANQUE del sistema.
- Retirar la herramienta auxiliar del cilindro.
- Purgar el aire del cilindro a la posición de reposo del mismo.



Figura 5.19. Inicialización del ensayo de fatiga en la interfaz de usuario.¹⁵⁴

- Retirar el cierre ensayado y asegurar que ninguna parte del cierre interfiera en el movimiento de las guías y del husillo.

5.3. VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS.

Los resultados de la orden de ensayos de acuerdo a la reconfigurabilidad del sistema así como los resultados de los ensayos absolutos se los puede observar en la ventana de RESULTADOS de la interfaz del usuario (Figura 5.20).

En donde para los ensayos definidos de acuerdo a la reconfigurabilidad, se muestra LED's indicadores de aprobación si el valor de ruptura del ensayo fue superior al valor propuesto por la norma ASTM D 2061-07

Si se desea borrar los resultados de los dos modos de funcionamiento del sistema, activar los botones BORRAR RESULTADOS ORDEN DE ENSAYOS o BORRAR RESULTADOS ENSAYOS INDIVIDUALES respectivamente.

¹⁵⁴ Fuente: Propia.



Figura 5.20. Visualización de resultados en la interfaz del usuario.¹⁵⁵

¹⁵⁵ Fuente: Propia.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES.

- Se concluye que el análisis de modularidad y reconfigurabilidad del sistema enfocado a la ejecución de ensayos se cumple a cabalidad puesto que el sistema se posiciona con una precisión milimétrica de 0,001 (*mm*) y realiza cada uno de los ensayos con una eficiencia del 73 %, siguiendo un orden predeterminado por el análisis de reconfigurabilidad, garantizando la menor cantidad de tiempos muertos entre cada ensayo y la mayor eficiencia del sistema.
- El análisis de modularidad y reconfigurabilidad toma en cuenta la Función de Calidad (QFD) donde se evalúa los requerimientos planteados por el cliente y se los transforma en requerimientos técnicos para el sistema. Los cuales fueron cumplidos a cabalidad puesto que una sola persona puede manejar, analizar y procesar los datos obtenidos del sistema de manera fácil y rápida, además se cumple con varias exigencias de la norma ASTM D 2061-07, referentes a la precisión en el posicionamiento previo para cada ensayo, fabricación de las mordazas de acuerdo a especificaciones técnica y velocidad de ensayo de acuerdo a especificaciones.
- Se cumple con exigencias de seguridad industrial y seguridad ambiental, ya que gracias a la interfaz de usuario amigable desarrollada, la cual presenta variables en tiempo real de vital importancia para la empresa CORZISA, como son: fuerza de ensayo, velocidad de ensayo, temperatura del motor y deformación, garantiza la seguridad del operario ya que el mismo no tiene contacto físico como tal con el sistema en movimiento y el mismo no genera ruido excesivo perjudicial para el operario gracias a la selección y construcción de los diferentes subsistema del equipo.

- La flexibilidad del sistema se asegura con los dos modos de funcionamiento, el primer modo acredita la modularidad y reconfigurabilidad con respecto a la orden de los ensayos planteados, y el segundo modo asevera la utilización de cualquier tipo de cierre de cremallera sin importar su longitud (rango 0- 250 mm) o ancho de la cadena (mínimo 4 mm), tipo o material de cierre, así como la selección de cualquier ensayo sin importar el orden de análisis de reconfigurabilidad y modularidad.
- El valor de 2000 (N) correspondiente al valor máximo de los ensayos preliminares realizadas en el laboratorio de Mecánica de Materiales de la Escuela Politécnica del Ejército fueron el dato técnico para determinar rangos de trabajo para el sistema, así como para su diseño, además de aportar ideas importantes sobre la estructuración del sistema modular y reconfigurable.
- El análisis de modularidad y reconfigurabilidad enfocado a la estructuración del sistema evalúa varios parámetros como son: diseño hacia el futuro, cambio o daño de un subsistema, pos-entrega y calidad, los cuales garantizan que un cambio en el producto de la empresa CORZISA afectará al sistema modularmente y no en toda su estructura funcional.
- En la implementación del sistema se tomó en cuenta la evaluación y diseño del mismo a través de teorías nuevas como es el diseño concurrente con el objetivo de realizar la mejor selección del sistema, así como el diseño modular y reconfigurable. Seleccionando un servo-motor como el actuador para el sistema, el cual genera la potencia necesaria para posicionar y realizar cada ensayo con características como: bajas vibraciones, bajo ruido, alta precisión, entre otras, dicho motor es uno de los sistemas más innovadores que se utiliza actualmente en el mundo. Además se utilizó el drive del servo-motor como sensor para la medición de fuerza lo cual disminuyó en gran forma el costo del sistema. Logrando de esta manera

seleccionar uno de los sistemas más eficientes en la transmisión de movimiento con el objetivo de darle al sistema mayor robustez y fiabilidad.

- El sistema modular y reconfigurable fue estructurado con el objetivo de que la empresa CORZISA en futuro establezca políticas de calidad de acuerdo a los resultados obtenidos de cada ensayo, así como que dichos resultados sean la integración del sistema modular y reconfigurable hacia los diferentes departamentos de producción de la empresa, en especial en la calibración de parámetros de las diferentes máquinas de producción, de acuerdo a los criterios obtenidos del control de calidad.

6.2. RECOMENDACIONES.

- Seguir el procedimiento descrito en el capítulo 5 con el fin de garantizar la seguridad del operario y el funcionamiento idóneo del equipo.
- Si la empresa CORZISA desea evaluar y certificar el sistema a través del INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN (INEN), la implementación de una celda de carga en el sistema para la medición de la fuerza de ensayo es primordial para lograr un error menor al 1% con respecto a la medición proporcionada por el INEN.
- Si el requerimiento de la empresa CORZISA en un futuro es realizar otro tipo de ensayos se recomienda fabricar dichas herramientas con características similares que las mordazas ya implementadas, para no interferir con el funcionamiento del sistema.

REFERENCIAS

BIBLIOGRAFÍA.

- ROBERT L. NORTON., Diseños de máquinas. Pearson, 1999.
- SHIGLEY J., MITCHELL LARRY D. Manual de diseño mecánico. Traducido del inglés por Francisco Paniagua.3ra ed., McGraw-Hill, 2002.
- OYSTEIN EGGEN. "Modular product development". Norwegian University of Science and Technology.
- KATJA HOLTTA-OTTO. Modular Product Platform Design. Doctoral Dissertation. Helsinki University of Technology. 2005.
- J. PANDREMENOS, G, CHRYSSOLOURIS. Modular product design and customization. Cranfield University. 2009.
- ROBERT B. STONE, KRISTIN L. WOOD. A heuristic method to identify modules from functional description of a product. University of Missouri-Rolla. 1998.
- ROBERT B. STONE, KRISTIN L. WOOD. A heuristic method for identifying modules for product architectures. The University of Texas at Austin. 2001
- KIKUO FUJITA, HISATO SAKAGUCHI. Product variety deployment and its optimization under modular architecture and module commonalization. Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences. 1999.
- JEFFREY B. DAHMUS, JAVIER P., Modular product architecture. Center for Innovation in Product Development. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge. 2001.

- ZENTENO SÁNCHEZ, BORJA VICENTE. Diseño modular de productos mediante la matriz de diseño estructural. Universidad Autónoma de México. Monterrey 2010.
- YAN WANG, BARTHOLOMEW NNAJI. Functionality-Based Modular Design for Mechanical Product Customization Over the internet. University of Pittsburgh. 2001.
- K. OSMAN, N. BOJCETIC. Implementation of modular architecture of cooling generators. International design conference Design. 2008.
- ALEXANDER BERONIUS. Case study of modularization in the industry. Sweden. H01alebe@du.se.
- AYOADE OYEBODE. Modularity and quality. Nigerian.
- CHRISTIAN PIRRUNG. Comparison of different methods of modularisation and their best application. German.
- DAN PEARSON. Modules and interfaces. Swedish. 2004.
- DIRK OFFERMANS. Advantages of modularity. Netherlands.
- REGH, J., & KRAEBBER, H.(2005).Computer-Integrated Manufacturing, Third Edition. United States: Pearson-Prentice Hall
- RIHAR, M., & GODENA, G. (1999). Automation of Specification Process for PLC Control Systems Software. IEEE Xplore, Dept. Computer Automation and Control .
- PÉTIN, J., MOREL, G., & PANETTO, H. (2005). Formal Specification method for systems automation.France: Centre de Recherche en Automatique de Nancy; Campus Scientifique.

- GROOVER, M. (2008). Automation, production systems, and Computer-Integrated Manufacturing, Third Edition. United States: Prentice Hall.
- Diseño de máquinas y herramientas reconfigurables: caso de un cepillo para el procesamiento del bambú (2010). [Base de datos]. Cuba: Instituto de información científica y tecnológica. Disponible en: <http://redalyc.uaemex.mx/src/inicio/ArtPdfRed.jsp?iCve=181517919024>.