



ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO EXTENSIÓN LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**DISEÑO DE UN JUEGO MECÁNICO (TAGADA) DE 6 METROS DE
DIÁMETRO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO A ESCALA
1:5 MEDIANTE LA UTILIZACIÓN DE UN SOFTWARE DE
SIMULACIÓN Y ELEMENTOS FINITOS.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN
ELECTROMECAÁNICA**

HUGO JAVIER PAUCAR FERNÁNDEZ

FAUSTO TOBÍAS JIMÉNEZ RIVERA

Latacunga, Junio 2011

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por los señores: HUGO JAVIER PAUCAR FERNÁNDEZ con cédula No. 171578914-3 y FAUSTO TOBÍAS JIMÉNEZ RIVERA con cédula No. 050235837-7, como requisito parcial para la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.

Fecha

Ing. Fausto Acuña
DIRECTOR

Ing. Oscar Arteaga
CODIRECTOR

DECLARACIÓN

Quienes suscriben, Hugo Javier Paucar Fernández, portador de la cédula de identidad N° 171578914-3 y Fausto Tobías Jiménez Rivera, portador de la cédula de identidad N° 050235837-7, libre y voluntariamente declaramos que el presente tema de investigación: Diseño de un juego mecánico (tagada) de 6 metros de diámetro y construcción de un prototipo a escala 1:5 mediante la utilización de un software de simulación y elementos finitos, su contenido, ideas, análisis, conclusiones y propuestas son originales, auténticas y personales.

En tal virtud, declaramos la autenticidad de este contenido y para los efectos legales y académicos que se desprenden del presente proyecto de grado, es y será de nuestra propiedad exclusiva, responsabilidad legal y académica.

Para respetar el derecho intelectual del autor de la información secundaria utilizada a manera de bibliografía, la misma se muestra en el documento como pie de página.

La información contenida en el documento es principalmente el soporte intelectual del conocimiento adquirido en el transcurso de nuestra carrera.

Hugo Javier Paucar Fernández

Fausto Tobías Jiménez Rivera

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

Nosotros, Hugo Javier Paucar Fernández y Fausto Tobías Jiménez Rivera, autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército, la publicación en la Biblioteca Virtual y/o revistas de la Institución nuestro trabajo de investigación, titulado:

“DISEÑO DE UN JUEGO MECÁNICO (TAGADA) DE 6 METROS DE DIÁMETRO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO A ESCALA 1:5 MEDIANTE LA UTILIZACIÓN DE UN SOFTWARE DE SIMULACIÓN Y ELEMENTOS FINITOS”

Cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Hugo Javier Paucar Fernández

Fausto Tobías Jiménez Rivera

AGRADECIMIENTO

Un profundo agradecimiento a la ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO por abrirme las puertas para culminar mis metas. A mis profesores que me guiaron durante todos mis años de estudio, en especial al Ing. Oscar Arteaga e Ing. Fausto Acuña que gracias a su ayuda se pudo culminar el presente proyecto. Y a mi familia que constantemente me ha estado apoyando.

Hugo Paucar.

Agradezco a los profesores que de una u otra manera colaboraron en el desarrollo de este proyecto, en especial al Ingeniero Fausto Acuña, y Oscar Arteaga director y codirector de este proyecto, por la colaboración y confianza mostrada en el proceso de la tesis.

Fausto Jiménez.

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a Dios por darme la vida y estar junto a mí en todos los momentos de dificultad. A mis padres que me dieron la confianza y la oportunidad de poder ser un profesional y a mis hermanos Danilo y Hamed que gracias a su apoyo pude salir adelante cuando las fuerzas flaqueaban.

Hugo Paucar.

Este trabajo lo dedico a las personas más importantes en mi vida, mi madre Hortencia y mi hermano José, que con su apoyo, consejos paciencia y dedicación supieron acertadamente darme muy buenos consejos, y estuvieron presentes en todo este proceso desde su inicio hasta su final, y que desde el cielo me siguen guiando en mi vida diaria.

Además le dedico muy especialmente a mi esposa Fanny por su apoyo incondicional siempre, a mi hijo José Andrés que es la luz de mi vida, a mi hermana Patricia, que con su apoyo constante, he logrado concretar mis metas alcanzadas, y a mi papá Segundo por el apoyo y la confianza en estos años.

Fausto Jiménez.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO I	1
CONCEPTOS GENERALES	1
1.1. Introducción	1
1.2. Reseña histórica de los juegos mecánicos	2
1.2.1. Tipos de juegos mecánicos	2
a. Generalidades	2
a.1. Noria ²	3
a.2. Montaña rusa	3
a.3. Kamikaze.....	4
a.4. Barco pirata.....	5
a.5. Breakdance ⁴	6
a.6. Telecombat.....	6
a.7. Crazydance	7
a.8. Evolución ⁷	8
1.3. Generalidades	8
1.4. Fundamentos.....	9
a. Esfuerzos y reistencia.....	9
a.1. Esfuerzos normales por flexión.....	9
a.2. Círculo de mohr	10
a.3. Factor de seguridad	11
a.4. Von mises	13
a.5. Criterio del esfuerzo cortante máximo	14
a.6. Criterio del esfuerzo normal máximo	14
a.7. Comparación de los datos experimentales con los criterios de falla.....	15
b. Principios de dinámica.....	16
b.1. Introducción	16
b.2. Leyes del movimiento de newton ¹³	16
b.3. Modelos dinámicos ¹³	16
b.4. Masa ¹³	17
b.5. Momento de inercia de masa ¹³	17
c. Columnas.....	17
c.1. Propiedades de la sección transversal de una columna ¹⁷	18
c.2. Empotramiento o fijación en un extremo y longitud efectiva ¹⁷	18

d. Descripción del método de los elementos finitos (fea).....	19
d.1. Introducción	19
d.2. Descripción general del método y pasos del análisis de elementos finitos	20
d.3. Pasos del análisis de elemento finito.....	20
d.4. Modelado fea	23
d.5. Ecuación fundamental para elementos finitos	24
d.6. Ejemplo de fea en 1d.....	25
e. Definiciones relacionadas con el aire comprimido	26
e.1. Presión	26
e.1.1. Presión atmosférica.....	27
e.1.2. Presión relativa	27
e.1.3. Presión absoluta.....	27
e.2. Caudal.....	28
e.3. Consumo de aire comprimido en cilindros neumáticos.....	28
e.4. Cálculo de tubería	29
1.5. Componentes y elementos de control.	30
1.5.1. Generalidades.....	30
1.5.2. Aire comprimido.....	31
1.5.3. Preparación del aire comprimido.....	31
1.5.4. Compresores.....	33
a. Tipos de compresores.....	33
a.1. Compresor de émbolo ²³	33
a.2. Compresor de émbolo de dos etapas ²³	34
a.3. Compresor de émbolo con membrana.....	35
a.4. Compresor radial de paletas.....	35
a.5. Compresor de tornillo	36
a.6. Turbocompresor radial	37
1.5.5. Simbología	38
1.5.6. Válvulas.....	39
a. Tipos de válvulas.....	41
a.1. Válvulas de vías o distribuidoras	42
a.2. Válvulas de bloqueo	42
a.3. Válvulas de presión	43
a.4. Válvulas de caudal.....	43
a.5. Válvulas de cierre	44
1.5.7. Actuadores	44
1.5.8. Motores eléctricos.....	46

a. Clasificación de los motores eléctricos.....	47
a.1. Motores de corriente continua	47
a.2. Motores de corriente alterna	48
a.2.1. Clasificación de los motores de c.a.	50
1.5.9. Motorreductores.....	51
1.5.10. Controladores lógicos programables	52
a. Fundamentos.....	52
a.1. Compuertas lógicas.....	52
a.1.1. Compuerta or	52
a.1.2. Compuerta and.....	53
a.1.3. Compuerta not.....	54
a.2. Definición de controladores lógicos programables	54
a.3. Componentes de un sistema de control con plc	55
a.3.1. sensores	55
a.3.2. Estructura básica de un plc.....	55
a.3.3. Módulos de entrada	56
b. Tipos de señales	57
b.1. Señal análoga.....	57
b.2. Señal digital.....	57
a.4. Lenguajes de programación	57
a.5. Funciones adicionales de los plc's	58
a.5.1. Temporizadores	58
a.5.2. Contadores	59
1.6.-Programas de simulación	59
1.6.1. Fluidsim	59
1.6.2. Solidworks	59
1.6.3. Proteus	60

CAPITULO II 61

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS..... 61

2.1. Diseño y selección de los elementos mecánicos.....	61
2.1.1. Parámetros de diseño	62
2.1.2. Diseño de la estructura del plato giratorio	62
a. Determinación de las cargas que soporta la estructura del plato giratorio.....	63
a.1. Dimensionamiento de la estructura del plato giratorio.....	66
a.2. Diseño de la viga reforzada	77

a.3. Modelado de la estructura del plato giratorio	87
a.4. Análisis de esfuerzos de la estructura del plato giratorio	87
a.4.1. Asignación de materiales	88
a.4.2. Asignación de cargas y sujeciones.....	88
a.4.3. Mallado y ejecución de estudio de diseño	91
a.4.4. Resultados.....	91
2.1.3.Diseño del soporte del plato giratorio.....	94
a. Determinación de las cargas que actúan sobre el.....	94
a.1. Peso total del plato giratorio y los pasajeros	94
a.2 Eje longitudinal.....	95
a.3. Brazo lateral	96
a.4. Disco hueco	98
b. Modelado computacional del plato giratorio	99
b.1. Análisis de esfuerzos del soporte del plato giratorio.....	99
b.2. Asignación de materiales.....	99
b.3. Asignación de cargas y sujeciones	100
b.4. Mallado y ejecución de estudio de diseño	101
b.5. Resultados	101
2.1.4.Diseño del sistema de elevación.....	104
a. Determinación de las cargas que soporta el sistema.....	105
a.1. Peso total del plato giratorio y sus pasajeros:.....	105
b. Diseño de la estructura del sistema de elevación.....	106
b.1. Modelado del brazo de elevación.....	108
b.2. Asignación de materiales.....	108
b.3. Asignación de cargas y sujeciones	109
b.4. Mallado y ejecución de estudio de diseño	110
b.5. Resultados	111
c. Diseño del eje del sistema de elevación.....	113
c.1. Análisis de esfuerzos del eje del sistema de elevación	115
c.2. Asignación de materiales	115
c.3. Asignación de cargas y sujeciones	115
c.4. Mallado y ejecución de estudio de diseño	116
c.5. Resultados.....	117
c.6. Selección de rodamientos.....	119
2.1.5.Diseño de la estructura base	120
a. Determinación de las cargas que soporta la estructura base.....	120
a.1. Diseño del soporte del brazo de elevación.....	122

a.2. Diseño del soporte de los cilindros neumáticos	124
a.3. Diseño de la estructura principal	126
a.4. Diseño de los brazos de estabilidad.....	130
a.5. Diseño de los tornillos de nivelación	132
b. Modelado computacional de la estructura base.....	134
b.1. Análisis de esfuerzos en la estructura base	135
b.2. Asignación de materiales.....	135
b.3. Asignación de cargas y restricciones.....	135
b.4. Mallado y ejecución de estudio de diseño	137
b.5. Resultados cuando el tagada está en reposo	138
b.6. Resultados cuando el tagada está funcionando	138
2.1.6. Análisis de movimiento del tagada.....	141
a. Determinación de la potencia requerida.....	142
a.1. Selección del reductor de velocidad.....	144
2.2.- Diseño y selección neumático.....	145
2.2.1.-Parámetros de diseño	145
2.2.2. Sistema neumático	145
2.2.3 Cálculo de la presión y flujo de aire	147
a. Determinación del diámetro del émbolo de los cilindros neumáticos.....	147
a.1. Consumo de aire de los cilindros neumáticos.....	149
a.2. Cálculo de tubería.....	151
2.2.4. Selección de cilindros neumáticos	153
2.2.5.-Selección de electroválvulas	155
2.2.6.-Selección de mangueras de presión.....	157
2.2.7.-Selección del compresor.....	158
2.2.8.-Diseño y simulación del sistema neumático.....	161
2.3. Diseño y selección eléctrico	164
2.3.1.-Selección del motor eléctrico.....	165
a. Cálculo y selección de los elementos eléctricos.....	166
a.1. Selección de conductores.....	166
a.2. Selección de los elementos de protección	166
a.3. Protección para el alimentador	166
a.4. Réle térmico	167
a.5. Selección del contactor	167
2.3.2.-Diseño del sistema de control eléctrico	167
2.3.3. Conexionado del motor seleccionado	169
2.3.4. Selección del controlador lógico programable PLC.	170

CAPITULO III	173
CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN	173
3.1.Construcción y operación	173
3.2. Proceso de construcción.....	173
3.3. Construcción y montaje de los elementos mecánicos.....	174
a.1. Plato giratorio	174
a.2. Soporte del plato giratorio	175
a.3. Sistema de elevación	176
a.4. Estructura base	177
3.4. Montaje de elementos neumáticos	180
3.5. Montaje de los elementos eléctricos y electrónicos.....	181
3.6. Construcción y montaje del tablero de control	182
3.7. Montaje de las mangueras de presión de aire	187
3.8. Montaje de los asientos de fibra de vidrio	187
3.9. Puesta a punto del prototipo.....	188
3.10. Pruebas.....	189
a. Pruebas neumáticas	190
a.1. Sistema de elevación del juego mecánico	190
b. Pruebas eléctricas	191
b.1. Compresor	191
b.2. Motorreductor	191
b.3. Circuito de control	192
b.4. Pruebas en la parte de control eléctrico	192
CAPITULO IV	193
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	193
4.1.- Conclusiones	193
4.2.- Recomendaciones	195
BIBLIOGRAFÍA	196
ENLACES WEB	197
ANEXOS	199

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

Figura 1.1: Noria	27
Figura 1.2. Montaña rusa	29
Figura 1.3: Kamikaze	30
Figura 1.4: Barco pirata.....	30
Figura 1.5: Breakdance	31
Figura 1.6: Telecombat.	32
Figura 1.7: Crazydance.....	32
Figura 1.8: Evolución.	33
Figura 1. 9: Obtención de movimientos	34
Figura 1.10: Viga sometida a flexión.....	35
Figura 1.11: Círculo de mohr	36
Figura 1.12: Criterio del esfuerzo cortante máximo delimitado por el hexágono	39
Figura 1.13: Criterio del esfuerzo normal máximo delimitado por el cuadrado	40
Figura 1.14: Comparación de los datos experimentales con los criterios de falla	40
Figura 1.15: Valores de k para longitud efectiva, para diferentes conexiones en los extremos.	44
Figura 1.16: Desratización o modelación de la estructura	46
Figura 1.17: Proceso de obtención de la solución mediante análisis por elementos finitos	48
Figura 1.18: Acumulador de aire comprimido	57
Figura 1.19: Compresores de pistón	59
Figura 1.20: Compresores de pistón de dos etapas	60
Figura 1.21: Compresor de diafragma	60
Figura 1.22: Compresores de paletas	61
Figura 1.23: Compresor de tornillo	61
Figura 1.24: Compresor radial	62
Figura 1.25: Simbología	63
Figura 1.26: Representación de posición	65
Figura 1.27: Representación de vías	65
Figura 1.28: Representación de bloqueos	65
Figura 1.29: Representación de puertos	65
Figura 1.30: Símbolos de válvulas	66
Figura 1.31: Válvulas de vías o distribuidoras	67
Figura 1.32: Válvulas de bloqueo	67
Figura 1.33: Regulador de presión sin orificio de escape	68
Figura 1.34: Válvulas de caudal	68

Figura 1.35: Grifo de cierre	69
Figura 1.36: Cilindros de simple efecto	70
Figura 1.37: Cilindros de doble efecto	71
Figura 1.38: Tipos de estatores	73
Figura 1.39: Tipos de rotores	74
Figura 1.40: Clasificación de los motores de c.a.	75
Figura 1.41: Rotor jaula de ardilla	76
Figura 1.42: Representación de una compuerta or	78
Figura 1.43: Representación de una compuerta and	78
Figura 1.44: Controlador lógico programable	80
Figura 1.45: Arquitectura de un plc	81
Figura 1.46: Diagrama de escalera.....	82
Figura 1.47: Diagrama de bdf	83

CAPÍTULO II

Figura 2.1: Diagrama de fuerzas de la viga de la estructura del plato giratorio	92
Figura 2.2: Tensión de von mises	101
Figura 2.3: Distribución del factor de seguridad	102
Figura 2.4: Viga reforzada de la estructura del plato giratorio	102
Figura 2.5: Diseño de la viga reforzada	103
Figura 2.6: Modelo en solidworks de la estructura del plato giratorio.....	113
Figura 2.7: Asignación de cargas y sujeciones a la estructura del plato giratorio.....	114
Figura 2.8: Mallado de la estructura del plato giratorio.....	116
Figura 2.9: Tensión de von mises en la estructura del plato giratorio.	117
Figura 2.10: Desplazamientos resultantes en la estructura del plato giratorio.....	118
Figura 2.11: Distribución del factor de seguridad en la estructura del plato giratorio.....	119
Figura 2.12: Eje longitudinal.	121
Figura 2.13: Brazo lateral	122
Figura 2.14: Modelo en 3d del soporte del plato giratorio.....	125
Figura 2.15: Asignación de cargas y sujeciones al soporte del plato giratorio	126
Figura 2.16: Mallado del soporte del plato giratorio	127
Figura 2.17: Tensión de von mises en el soporte del plato giratorio	128
Figura 2.18: Desplazamientos resultantes en el soporte del plato giratorio.	129
Figura 2.19: Distribución del factor de seguridad en el soporte del plato giratorio	130
Figura 2.20: Diagrama del cuerpo libre del brazo de elevación	132
Figura 2.21: Modelo en solidworks del brazo de elevación	133
Figura 2.22: Sistema de elevación	134
Figura 2.23: Asignación de cargas y sujeciones al brazo de elevación	135

Figura 2.24: Mallado del brazo de elevación	136
Figura 2.25: Tensión de von mises en el brazo de elevación	137
Figura 2.26: Desplazamientos resultantes en el brazo de elevación.	138
Figura 2.27: Distribución del factor de seguridad en el brazo de elevación	139
Figura 2.28: Diagrama del cuerpo libre del eje del sistema de elevación.....	140
Figura 2.29: Asignación de cargas y sujeciones al eje del sistema de elevación.	142
Figura 2.30: Mallado del eje del sistema de elevación	143
Figura 2.31: Tensión de von mises en el eje del sistema de elevación	144
Figura 2.32: Desplazamientos resultantes en el eje del sistema de elevación.....	144
Figura 2.33: Distribución del factor de seguridad en el eje del sistema de elevación	146
Figura 2.34: Diagrama del cuerpo libre de la estructura base (dimensiones en mm)	147
Figura 2.35: Medidas del soporte	150
Figura 2.36: Soporte de los cilindros neumáticos	150
Figura 2.37: Cargas sometidas a la estructura principal	152
Figura 2.38: Diagrama de cortes y momentos del sistema	153
Figura 2.39: Componentes mecánicos de la estructura base	160
Figura 2.40: Cargas y sujeciones asignadas a la estructura base	162
Figura 2.41: Mallado del ensamble del tagada	163
Figura 2.42: Distribución del factor de seguridad en la estructura base Con el tagada en reposo	164
Figura 2.43: Distribución del factor de seguridad en la estructura base Con el tagada funcionando	165
Figura 2.44: Tensión de von mises en la estructura base	166
Figura 2.45: Desplazamientos resultantes en la estructura base	167
Figura 2.46: Propiedades físicas del ensamble de los componentes Del plato giratorio con los pasajeros	169
Figura 2.47: Secuencias del sistema neumático	173
Figura 2.48: Cilindros neumáticos utilizados	175
Figura 2.49: Esquema del sistema neumático	187
Figura 2.50: Simulación del circuito neumático	188
Figura 2.51: Secuencia 1	189
Figura 2.52: Secuencia 2.	189
Figura 2.53: Secuencia 3	190
Figura 2.54: Diagrama de control (secuencias tagada).	194
Figura 2.55: Diagrama de conexión del motor del tagada (potencia).....	195
Figura 2.56: Diagrama de conexión del motor del tagada (control).....	196
Figura 2.57: Controlador lógico programable	198

CAPÍTULO III

Figura 3.1: Componentes mecánicos del tagada	200
Figura 3.2: Estructura del plato giratorio construida.	201
Figura 3.3: Estructura del soporte plato giratorio.	202
Figura 3.4: Estructura del sistema de elevación	203
Figura 3.5: Estructura base solid works	204
Figura 3.6: Estructura base	205
Figura 3.7: Ensamble total del juego mecánico tagada	206
Figura 3.8: Montaje de elementos neumáticos	207
Figura 3.9: Componentes del tablero de mando.	207
Figura 3.10: Gabinete metálico.....	208
Figura 3.11: Trípode del tablero de control	209
Figura 3.12: Orificios en el gabinete de control.....	210
Figura 3.13: Empotrado de canaletas.....	210
Figura 3.14: Colocación de los elementos de control.....	211
Figura 3.15: Tablero de control listo y empotrado al trípode	212
Figura 3.16: Empotrado de las electroválvulas.	212
Figura 3.17: Conexión de las mangueras de presión.	213
Figura 3.18: Asientos de fibra de vidrio.....	214

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO I

Tabla 1.1: Índices de resistencia β	55
Tabla 1.2: Tabla de verdad compuerta OR.....	78
Tabla 1.3: Tabla de verdad compuerta AND.....	79
Tabla 1.4: Tabla de verdad compuerta NOT.....	79

CAPÍTULO II

Tabla 2.1: Propiedades del acero estructural ASTM A36.....	113
Tabla 2.2: Cargas asignadas a la estructura del plato giratorio	115
Tabla 2.3: Sujeciones de la estructura del plato giratorio	116
Tabla 2.4: Propiedades físicas del soporte del plato giratorio.....	125
Tabla 2.5: Cargas asignadas a la estructura del plato giratorio.....	126
Tabla 2.6: Sujeciones de la estructura del plato giratorio.....	127
Tabla 2.7: Propiedades físicas del brazo de elevación.....	134
Tabla 2.8: Cargas asignadas al brazo de elevación.....	135
Tabla 2.9: Sujeciones del brazo de elevación.....	136
Tabla 2.10: Cargas asignadas al eje del sistema de elevación.....	142
Tabla 2.11: Sujeciones del eje del sistema de elevación	142
Tabla 2.12: Materiales asignados a los componentes de la estructura base.....	161
Tabla 2.13: Cargas asignadas a la estructura base.....	162
Tabla 2.14: Sujeciones de la estructura base.....	163
Tabla 2.15: Consumo de aire para cilindros neumáticos	177
Tabla 2.16: Índices de resistencia β	179
Tabla 2.17: Especificaciones de los cilindros neumáticos.....	180
Tabla 2.18: Cilindro de doble efecto (ref. Catalogo de festo, anexo b-1.1)	180
Tabla 2.19: Especificaciones de las electroválvulas	182
Tabla 2.20: Selección de electroválvula monoestable	182
Tabla 2.21: Especificaciones de las mangueras de presión.....	184
Tabla 2.22: Especificaciones de compresores.....	186
Tabla 2.23: Componentes a utilizar en el sistema neumático.....	187
Tabla 2.24: Especificaciones del motor seleccionado.....	191
Tabla 2.25: Especificaciones del controlador lógico programable.....	197

CAPÍTULO III

Tabla 3.1: Caudal con diferentes presiones.	216
Tabla 3.2: Pruebas compresor	217
Tabla 3.3: Pruebas motorreductor.	218

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A-1: Fibra de vidrio	226
Anexo A-2: Perfiles laminados IPE	227
Anexo A-3: Círculo de mohr	228
Anexo A-4: Círculo de mohr	229
Anexo A-5: Tubo estructural	230
Anexo A-6: Sección del módulo	231
Anexo A-7: Perfiles laminados UPN	232
Anexo A-8: Rodamientos	233
Anexo A-9: Sección del módulo	234
Anexo A-10: Círculo de mohr	235
Anexo A-11: Tornillos de potencia	236
Anexo A-12: Reductor de velocidad.	237
Anexo A-12.1: Reductor de velocidad.....	238
Anexo B-1: Automatismo neumático, cilindros neumáticos.	239
Anexo B-1.1: Automatismo neumático, cilindros neumáticos.	240
Anexo B-1.2: Diámetro del vástago	241
Anexo B-1.3: Diámetro del vástago	242
Anexo B-1.4: Fuerza teórica de los cilindros	243
Anexo B-2: Automatismo neumático, electroválvulas tiger 2000.	244
Anexo B-2.1: Automatismo neumático, electroválvulas tiger 2000.....	245
Anexo B-3: Pérdidas de presión en mangueras.	246
Anexo B-3.1: Selección de mangueras.....	247
Anexo B-4: Compresores de tornillo GARDNER DENVER	248
Anexo C-1: Automatismo eléctrico, motor eléctrico.....	249
Anexo C-2: Calibre de conductores	250
Anexo C-3: Interruptores termomagnéticos	251
Anexo C-4: Automatismo eléctrico, relés térmicos	252
Anexo C-5: Automatismo eléctrico, contactores.....	253
Anexo C-6: Automatismo eléctrico telemecanic zelio-logic.....	254
Anexos D: Planos	

RESUMEN

El desarrollo de la tecnología y el mercado competitivo, obliga a las industrias que se dedican a la fabricación de juegos mecánicos a mejorar sus técnicas de diseño, innovando, ofreciendo confiabilidad y fiabilidad.

La idea fundamental de nuestro proyecto de tesis es mejorar el manejo de las secuencias de los tagadas ya que estos se controlan manualmente por el operador y nuestro diseño se basa en la automatización de las secuencias tomando en cuenta el desarrollo tecnológico que se desenvuelve en nuestro medio, el cual apunta a la comercialización no solo dentro del Ecuador sino también a otros países latinoamericanos, evitando mano de obra innecesaria y desperdicio de materia prima.

La automatización y la utilización de software para el diseño de una máquina en la actualidad son técnicas muy utilizadas en la industria dedicada a la fabricación de juegos mecánicos, con estas técnicas se ha logrado disminuir costos y tiempos de fabricación, elevar la productividad, mejorar la calidad de los productos, disminuir riesgos de fabricación.

El diseño y la construcción de un juego mecánico (Tagada), tienen como fin innovar en la industria dedicada al entretenimiento de las personas y ofrecer a las mismas un prototipo de un juego mecánico, para que tenga un atractivo más en un parque de diversiones.

Este proyecto se desarrolla en cuatro capítulos. El capítulo I, comienza explicando los conceptos generales acerca de la historia de los juegos mecánico, tipos y fundamentos para el diseño y su construcción.

El capítulo II, referente al diseño de la máquina, muestra los cálculos realizados para definir los esfuerzos a los que van a estar sometidos distintos puntos o partes de la máquina, la resistencia de sus materiales, los métodos de selección

de sus elementos de máquinas, esto en la parte mecánica. En la parte neumática esta el diseño de la secuencia de los cilindros los cuales son accionados a través de electroválvulas y además está la selección de todos los dispositivos neumáticos a utilizarse. En la parte eléctrica esta el diseño del circuito de control y fuerza para el accionamiento del motorreductor, el cual es el encargado de proporcionarle el movimiento giratorio del disco donde van a estar ubicadas las personas, además se realiza la selección adecuada y cuidadosa de los elementos que la conforman, con su descripción técnica y todas las características del PLC empleado como cerebro del sistema, y como controlador principal del proceso.

El capítulo III, hace referencia a la construcción del juego mecánico, a las pruebas que se realizaron tanto neumáticas como eléctricas y la puesta a punto de la máquina. En las pruebas neumáticas se las realizaron de cada parte de la máquina de manera individual para detectar cualquier anomalía y corregirla, para luego realizar la prueba del conjunto y realizar la sincronización de las secuencias del tagada regulando la velocidad de los cilindros a través de las estranguladoras hasta obtener la velocidad que sea conveniente para nuestra máquina, para luego tomar los parámetros eléctricos y registrarlos los datos obtenidos en cada punto.

El capítulo IV, se detalla las conclusiones que se obtuvieron durante la realización del proyecto en cada uno de sus capítulos así como también las recomendaciones dadas en función de la experiencia obtenida por todas las dificultades que se presentaron a lo largo del proyecto, además se adjunta los anexos de los equipos y materiales que se utilizaron y se dan a conocer los planos constructivos de la máquina.

ANTECEDENTES

La gente siempre ha buscado la diversión como parte de la vida misma y los juegos mecánicos surgieron en ésta búsqueda.

Los parques de diversiones en los cuales se puede encontrar una variedad de juegos mecánicos han sido por siglos y lo seguirán siendo la diversión favorita de miles de familias.

Gracias a la tecnología actual la industria de juegos mecánicos han tenido un continuo avance con respecto al diseño mecánico y control, de esta manera se obtiene mejoras en la producción, reduciendo costos de materiales y brindando la seguridad adecuada para las personas.

JUSTIFICACIÓN

Actualmente no existe en el mercado nacional la construcción y venta de esta clase de juego mecánico tagada, por su alto costo de producción solo se lo oferta en ciertos países de Europa como Italia y España y a precios excesivamente exagerados en comparación a la mano de obra y materiales utilizados.

Por lo cual hemos optado por realizar el diseño en tamaño real y construir un prototipo para que en un futuro cercano se realice la construcción en tamaño real con mano de obra nacional, fijándonos un presupuesto mucho menor de lo que actualmente cuesta en los países antes citados de Europa.

El contar con una construcción nacional de este juego mecánico nos abrirá muchas puertas en el ámbito laboral y a la vez para generar una fuente de empleo, ofreciendo un producto mucho más módico y de buena calidad.

Además el presente proyecto servirá como base investigativa para las futuras generaciones de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, a partir de la cual se podrá mejorar este tipo de juego mecánico tagada en función del adelanto de la tecnología.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un juego mecánico (tagada) de 6 metros de diámetro y construir un prototipo a escala 1:5 mediante la utilización de un software de simulación y elementos finitos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el sistema neumático y electroneumático para el juego mecánico (tagada).
- Diseñar el sistema eléctrico.
- Construir la parte mecánica.
- Seleccionar y realizar el montaje del sistema neumático.
- Seleccionar y realizar el montaje del sistema eléctrico.
- Probar el funcionamiento del juego mecánico (tagada).

ALCANCES Y METAS

- Ofrecer al mercado un producto de calidad con mano de obra nacional y a menor precio que el del extranjero.
- Disminuir riesgos de operación tanto en el proceso como para los operadores, logrando una mejor y más segura maniobrabilidad entre hombre – máquina.
- Manejar un programa de computación para el diseño y simulación del juego mecánico (Tagada).
- Entregar a la empresa de los familiares del Sr. Fausto Jiménez un prototipo del juego mecánico (tagada) en óptimas condiciones de funcionamiento.
- Proporcionar a las futuras generaciones de estudiantes de la carrera la información necesaria y suficiente para que puedan ser utilizados en la realización de proyectos similares.
- Obtener el Título de Ingeniero en Electromecánica al finalizar este trabajo.

CAPÍTULO I

CONCEPTOS GENERALES

1.1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad los parques de diversiones son escenarios que atrae a una gran multitud de personas estando a la expectativa de inversionistas y empresarios del sector turístico a nivel nacional y mundial.

En estos parques podemos encontrar diferentes tipos de juegos mecánicos como es el tagada, llamado por algunos la samba o lambada que es una atracción mecánica que se encuentra en la mayoría de los parques de diversiones y una de las atracciones mecánicas más clásicas.

La atracción del juego mecánico tagada es un plato giratorio en el que los que entran tienen que agarrarse fuertemente sin soltarse. Los movimientos bruscos que hace el tagada provocan que las personas salten o reboten. La regla más importante en el tagada es no soltarse para no caerse.

Aunque en la atracción se avisa que nadie debe soltarse del Tagada, hay personas que prefieren estar parados o bailando en el centro de la plataforma, a pesar de que es difícil mantener el equilibrio. A esta práctica se le llama tagadance y es practicada por gente que tiene experiencia o simples novatos.

1.2. RESEÑA HISTÓRICA DE LOS JUEGOS MECÁNICOS¹

Los parques de diversiones han sido por siglos la diversión favorita de miles de familias, en estos lugares nos pueden ofrecer tanta emoción y alegría para chicos y grandes. Los antecedentes más antiguos de los que se tiene conocimiento se ubican en la Europa Medieval, por allá del año 1500. En ese entonces se instalaban jardines afuera de las ciudades feudales que ofrecían entretenimiento en vivo.

Los parques de diversiones entraron en su era dorada en la exposición mundial de Chicago en 1893 donde se presentaron juegos mecánicos como la rueda de la fortuna y montañas rusas. Al año siguiente un hombre llamado Paul Boynton inauguró el primer parque de diversiones moderno al sur de Chicago con el nombre de Paul Boynton's Water Chutes.

Desde entonces y hasta la fecha se han inaugurado cientos de parques de diversiones y parques temáticos en el mundo entero y también hay muchos antiguos parques que se han modernizado para mantenerse funcionando.

1.2.1. TIPOS DE JUEGOS MECÁNICOS²

a. GENERALIDADES

Los parques de diversiones es el nombre más general que se utiliza para denominar al lugar que reúne un conjunto de atracciones destinadas a generar entretenimiento las cuales para ser explotadas al máximo y mantenerse en el mercado siempre deben contar con una infraestructura competitiva y segura que constantemente se mantenga innovando.

¹ Internet: http://usuarios.lycos.es/fisikito/Experimentos/Parque_mecanico/investigemos.htm

² Internet: <http://www.juegosmecanicos.com.ar/juegosmecanicos.php?c=bou>

a.1. NORIA²

La Noria consiste en rueda que gira en su propio eje, que posee más de 250 pies de altura y funciona con dos máquinas de vapor. Hay 36 coches, con capacidad de 60 personas cada uno (40 sentados, 20 de pie), en la figura 1.1 se puede observar el juego mecánico.



Figura1.1. Noria.

a.2. MONTAÑA RUSA³

Una montaña rusa (Figura 1.2.) es una atracción del parque de diversiones donde los pasajeros se sientan en una serie de ruedas de coches, que están unidos entre sí. En el que se mueven los coches a lo largo de un par de carriles apoyados por una estructura de madera o de acero.

³ Internet: <http://www.rollermountain.com/miscelaneas.php>



Figura 1.2. Montaña Rusa.

a.3. KAMIKAZE⁴

Un Kamikaze (también conocido como Ranger Doble-Brazo) es un viaje de diversión en forma de péndulo, que normalmente se encuentran como un viaje de gran altura, consta de una sola torre estacionaria.

Los pasajeros están dispuestos en filas de dos, con las cuatro primeras filas se enfrentan en una dirección, y los otros cuatro se enfrentan contrario. Durante el viaje, los pasajeros se mueven hacia atrás y hacia adelante para construir impulso, antes de que la góndola realice varias inversiones, las dos góndolas están conectadas al motor para que al mismo tiempo de la oscilación, uno de los brazos giratorios este en sentido horario mientras que el otro brazo gira en sentido opuesto, en la Figura1.3. Podemos apreciar el juego mecánico.

⁴ Internet: <http://usuarios.multimania.es/fantasilandiaweb/newpage2.html>



Figura 1.3. Kamikaze.

a.4. BARCO PIRATA⁵

Un barco pirata (Figura 1.4.) es un tipo de viaje de diversión, en el cual su movimiento es pendular, mediante una rueda impulsada por un motor la cual es levantada neumáticamente por el operador.



Figura 1.4. Barco Pirata.

⁵ Internet: <http://www.parquesmecanicos.com.mx/>

a.5. BREAKDANCE⁴

Un Breakdance (Figura 1.5.) consiste en una plataforma con un diámetro de 20 metros, en esta plataforma están montados cuatro centros, cada uno con cuatro personas, dos coches. Durante todo el viaje el Breakdance tiene una inclinación de 7,5 °. Cuando el viaje se activa, la plataforma gira, la rotación de los nudos es en la dirección opuesta a la plataforma.



Figura 1.5. Breakdance.

a.6. TELECOMBAT⁶

Ha sido desarrollado por Maxwells en 1952, con un sensacional debut. Capturando tanto el espíritu de la tecnología con el uso de aire comprimido, y el espíritu de la cultura popular con su mezcla de híbridos o de estilo y diseño espacial de imágenes.

Usando un plano-piloto controlado en términos de movimiento hacia arriba y hacia abajo y girando alrededor de su propio eje a través de un motor ofreciendo un fabuloso entretenimiento a la multitud. Como lo podemos apreciar en la Figura 1.6.

⁶ Internet: www.italpark.es/index.php?page=attractions



Figura 1.6. Telecombat.

a.7. CRAZYDANCE⁷

Es una base giratoria donde están ensamblados 4 satélites, en estos satélites se sitúan 4 carros, dando un total de 16 carros (Figura 1.7). La base comienza a girar, simultáneamente giran los satélites y a la vez los carros, formando un desorden total.



Figura 1.7. Crazydance.

⁷ Internet: <http://usuarios.multimania.es/fantasilandiaweb/newpage2.html>

a.8. EVOLUCIÓN⁷

Un brazo gigante gira verticalmente en su eje mientras que en una de sus extremidades sostiene una rueda gigante que gira en su eje también y lleva a las personas a volar por los cielos, los carros de la rueda dejan al pasajero completamente de cabeza o acostado (Figura 1.8).



Figura 1.8. Evolución.

1.3. GENERALIDADES

En la última década la industria dedicada a la construcción de máquinas enfocadas para el entretenimiento de las personas ha desarrollado un notable crecimiento, el mismo que ha ido a la par de un desarrollo tecnológico bastante acelerado, y por consecuencia reemplazando los equipos de operaciones manuales por equipos automáticos, en los cuales el proceso se lo realiza de manera altamente confiable y sin mayor participación del hombre.

1.4. FUNDAMENTOS

Las máquinas desde el punto de vista energético, supone transformar un determinado tipo de energía en energía mecánica, es decir, producir unos determinados movimientos, en unos determinados instantes de tiempo.

Los movimientos son controlados a través de dispositivos eléctricos, electrónicos, neumáticos, electroneumáticos, etc. En los cuales los elementos de control en un proceso, interactúan entre sí para mantenerlos estables acorde a sus exigencias. Representándolo esquemáticamente en la Figura 1.9.

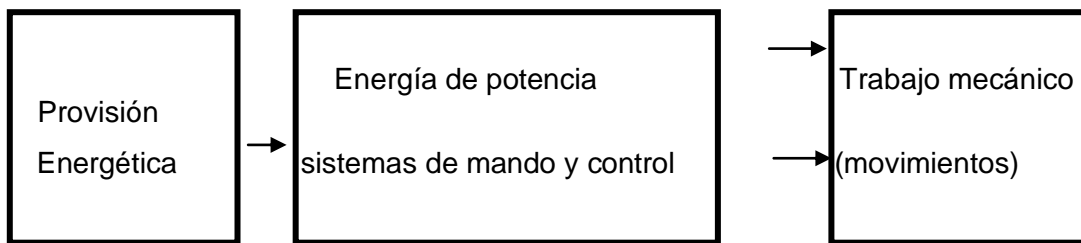


Figura 1.9. Obtención de movimientos.

a. ESFUERZOS Y RESISTENCIA

a.1. ESFUERZOS NORMALES POR FLEXIÓN

La principal razón por la que fallan las vigas sometidas a cargas verticales es debido a las tensiones por esfuerzos normales de flexión, ocasionando que el eje de la viga se deforme en una curva (figura 1.10)

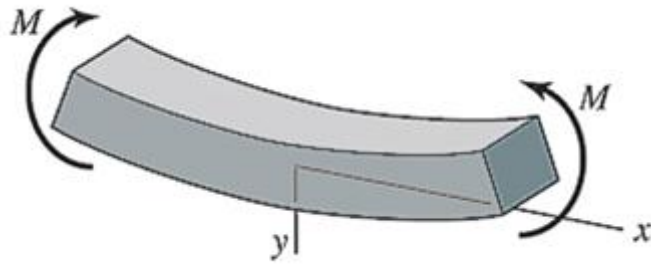


Figura 1.10 Viga sometida a flexión.

El comportamiento de una viga sometida a un momento flexionante es tal que el material en la porción inferior de la viga se alarga y el material en la porción superior se comprime, dando lugar a que se generen esfuerzos normales que vienen dado por:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W} \quad (Ec. 1.1)$$

Donde:

σ_{flex} = Esfuerzo normal.

M_{max} = Momento interno máximo resultante.

W = Módulo de la sección transversal de la viga

a.2. CÍRCULO DE MOHR⁸

El círculo de mohr (Figura 1.11) contribuye a reducir al mínimo los errores y proporciona un sentido más preciso de la condición relativa a la tensión en los puntos que nos interesan.

⁸ ROBERT L. MOTT. Diseño de elementos de máquinas, Segunda edición. Página 113,114

El círculo de Mohr puede utilizarse para lo siguiente:

- Encontrar las tensiones principales máxima y mínima y los sentidos en los que ejercen acción.
- Determinar las tensiones máximas por esfuerzo de corte.
- Encontrar el valor de las tensiones normales que actúan en los planos donde ejercen su acción las tensiones máximas por esfuerzo de corte.
- Encontrar los valores de la tensión normal y de la tensión por esfuerzo de corte que actúan sobre un elemento sin importar su orientación.

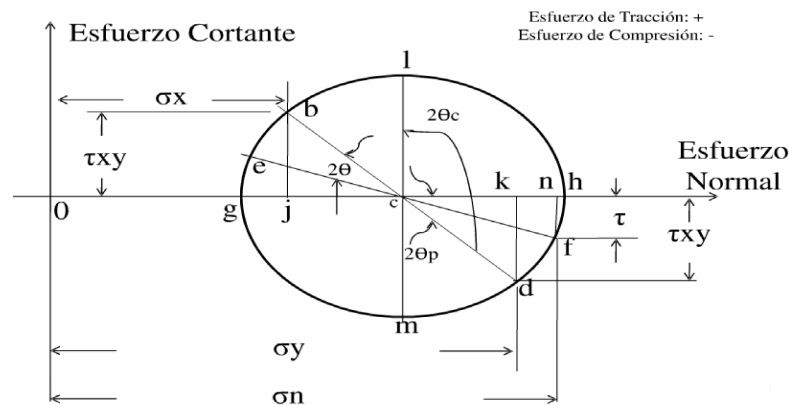


Figura 1.11 Círculo de Mohr.

a.3. FACTOR DE SEGURIDAD⁹

El coeficiente de seguridad (también conocido como factor de seguridad) es el cociente entre un número que mide la capacidad máxima de un sistema dividido de los requerimientos teóricos o asumidos como usuales. En ingeniería, arquitectura y otras ciencias aplicadas es común que los cálculos de dimensionado de elementos o componentes de maquinaria, estructuras constructivas, instalaciones o dispositivos en general, incluyan un coeficiente de seguridad que garantice que en bajo desviaciones aleatorias de lo previsto exista

⁹ Internet: http://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_seguridad

un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias.

Según la teoría del esfuerzo cortante máximo considerada como la más segura.¹⁰

$$nr = \frac{S_s}{\sigma_{\max}} \quad \text{Ec. 1. 2}$$

Donde:

nr = Factor de seguridad.

S_s = Resistencia al corte = $S_y / 2$.

σ (max) = Esfuerzo de corte máximo.

Un valor del coeficiente de seguridad superior a la unidad indica seguridad ante el fallo, tanto mayor, cuanto más elevado sea su valor, mientras que un valor inferior a la unidad indica inseguridad o probabilidad elevada de que ocurra el fallo. En función de la variabilidad de las cargas aplicadas y las propiedades del material, cada valor del coeficiente de seguridad se puede asociar a una probabilidad de fallo o de supervivencia de la pieza analizada.

Con frecuencia el valor de factor de diseño o la tensión de diseño están regidos por organizaciones que establecen estándares como la asociación estadounidense para ingenieros mecánicos, la asociación estadounidense de fabricantes de engranajes, el departamento de defensa de estados unidos, la asociación de aluminio,. Para estructuras, los códigos de construcciones locales o estatales prescriben, a menudo, factores de diseño o tensiones de diseño.

¹⁰ JOSEPH EDWARD SHIGLEY – CHARLES R. MISCHKE. Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta Edición. Interamericano de México S.A., Página.-15.

En ausencia de otras especificaciones, se utilizarán las siguientes:

1.- Casos normales para estructuras o elementos de máquinas. Material dúctil bajo condiciones de incertidumbre moderada en relación a propiedades del material, naturaleza de carga o grado en que es adecuado el análisis de tensión. Utilice $N=3$ ¹¹.

2.- Estructuras estáticas. Materiales dúctiles con alto grado de confianza en el conocimiento de las propiedades del material, magnitud de las cargas y grado en que resulta adecuado el análisis de tensión, Utilice $N=2$.

a.4. VON MISES¹²

Se considera que un material falla cuando éste se deforma o cede bajo carga estática. Es decir, $\sigma_{\text{Trabajo}} > \sigma_{\text{Max. mat.}}$. Entonces se producirá la fractura o la falla.

El criterio de von Mises, también llamado criterio de la máxima energía de distorsión, es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La energía de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \text{Ec. 1.3}$$

Siendo σ_1 , σ_2 , σ_3 , las tensiones principales.

¹¹ ROBERT L. MOTT. Diseño de elementos de máquinas, Segunda edición. Página 154.

¹² Internet: http://es.wikipedia.org/wiki/Tensi%C3%B3n_de_Von_Mises

a.5. CRITERIO DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO¹³

Establece que la falla ocurre cuando el esfuerzo cortante en la pieza excede la mitad del esfuerzo de fluencia del material. Figura 1.12.

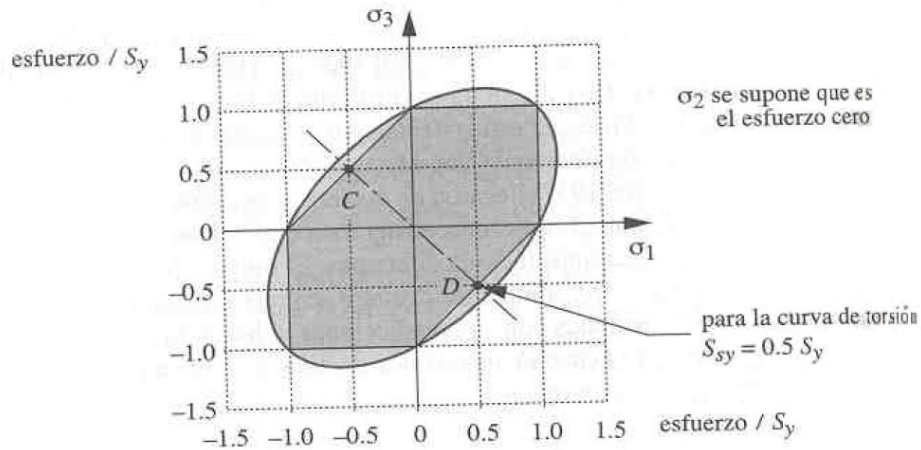


Figura 1.12 Criterio del esfuerzo cortante máximo delimitado por el hexágono.

a.6. CRITERIO DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO¹⁴

Establece que la falla ocurrirá cuando el esfuerzo normal en la probeta llegue a cierto límite de la resistencia normal, como puede ser el límite de fluencia elástico a tensión o la resistencia máxima a tensión del material. Para el caso de materiales dúctiles, el criterio deseado es la resistencia límite, ver figura 1.13.

¹³ Internet: <http://www.scribd.com/doc/40913011/Criterios-de-falla>

¹⁴ Internet: <http://www.scribd.com/doc/40913011/Criterios-de-falla>

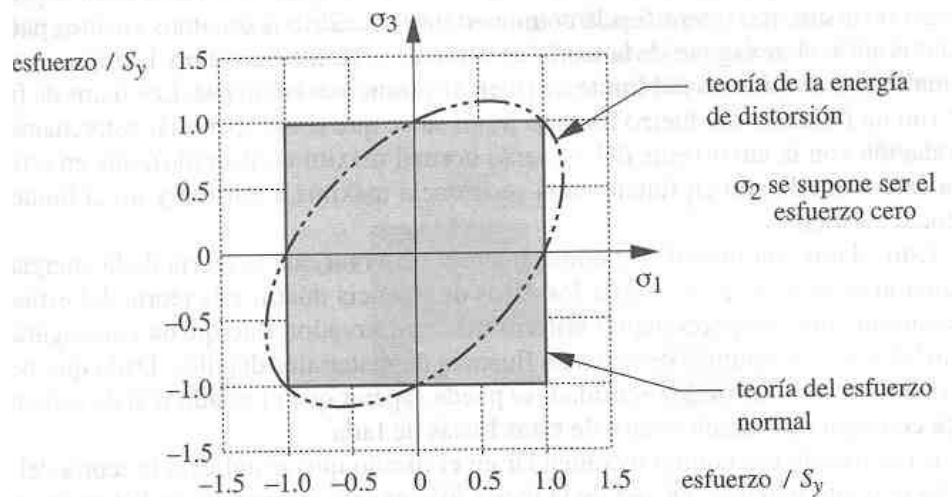


Figura 1.13 Criterio del esfuerzo normal máximo delimitado por el cuadrado.

a.7. COMPARACIÓN DE LOS DATOS EXPERIMENTALES CON LOS CRITERIOS DE FALLA.¹⁵

En la figura 1.14 se muestra las curvas superpuestas de los criterios de falla de Von Mises, Tresca y el del esfuerzo normal máximo, con los datos experimentales. Se puede observar que los materiales dúctiles concuerdan con Von Mises.

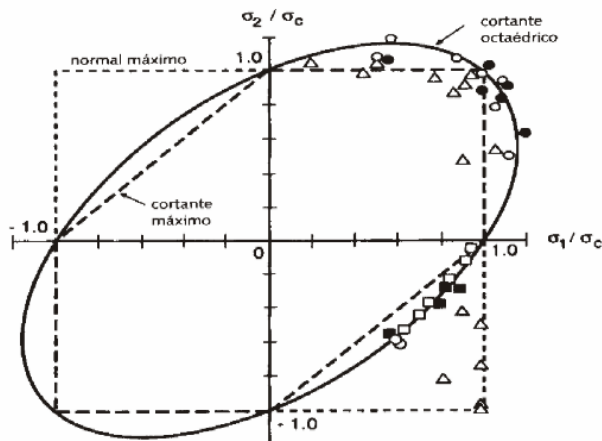


Figura 1.14 Comparación de los datos experimentales con los criterios de falla.

¹⁵ <http://www.slideshare.net/xMorfe0x/teorias-de-falla-basadas-en-esfuerzos-estaticos-y-dinamico-presentation>

b. PRINCIPIOS DE DINÁMICA¹⁶

b.1. INTRODUCCIÓN

En dinámica se tratará el problema de determinar las fuerzas presentes en mecanismos y maquinaria en movimiento.

b.2. LEYES DEL MOVIMIENTO DE NEWTON¹³

El análisis de fuerzas dinámicas implica la aplicación de las tres leyes del movimiento de Newton, que son:

- Un cuerpo en reposo tiende a permanecer en reposo, y un cuerpo en movimiento con velocidad constante tiende a mantener esa velocidad a menos que actué sobre él una fuerza externa.
- El cambio de la cantidad de movimiento de un cuerpo con respecto al tiempo es igual a la magnitud de la fuerza aplicada y actúa en dirección de la fuerza.
- Para cada fuerza de acción hay una fuerza de reacción igual y opuesta.

b.3. MODELOS DINÁMICOS¹³

En el análisis dinámico a menudo es conveniente crear un modelo simplificado de una parte complicada. Estos modelos se consideran como un conjunto de masas puntuales conectadas por barras sin masa. Para que un modelo de cuerpo rígido sea dinámicamente equivalente al cuerpo original, deben cumplirse tres condiciones:

- La masa del modelo debe ser igual que la del cuerpo original.

¹⁶ ROBERT L. NORTON, Diseño de máquinas. Segunda edición, McGraw-Hill, Páginas.-531, 532,535.

- El centro de gravedad debe estar en el mismo lugar que el del cuerpo original.
- El momento de inercia de masa debe ser igual que el del cuerpo original.

b.4. MASA¹³

La masa no es peso, la masa es una propiedad invariable de un cuerpo rígido. El peso del mismo cuerpo varía dependiendo del sistema gravitacional en el que se encuentra.

b.5. MOMENTO DE INERCIA DE MASA¹³

La segunda ley de Newton se aplica tanto a sistemas de rotación como aquellos en traslación. La forma rotacional de la segunda ley de Newton es:

$$T = I\alpha \qquad \text{Ec. 1.4}$$

Donde:

T= Par de torsión resultante

α = Aceleración angular

I= Momento de inercia de masa con respecto a un eje que pasa por el centro de la masa.

c. COLUMNAS¹⁷

Una columna es una pieza estructural que soporta una carga axial por compresión y tiende a fallar como resultado de inestabilidad elástica, o pandeo, más que por trituración del material.

¹⁷ ROBERT L. MOTT. Diseño de elementos de máquinas, Segunda edición. Página 175,176, 177.

La inestabilidad elástica es aquella condición de falla en la que la forma de la columna no es lo suficiente rígida para mantenerla recta bajo la acción de carga. En el punto que se presenta el pandeo, se genera en forma súbita una deflexión drástica del eje de la columna. En consecuencia, si la carga no se reduce, la columna se colapsará. Es evidente que este tipo de falla catastrófica debe evitarse en estructuras y elementos de maquinaria.

c.1. PROPIEDADES DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE UNA COLUMNA¹⁷

La tendencia de una columna a pandearse depende de la forma y las dimensiones de su sección transversal, junto con su longitud y la manera en que se une a piezas o soportes adyacentes.

Las propiedades de la sección transversal importantes son:

- El área de la sección transversal.
- El momento de inercia de la sección transversal, respecto al eje alrededor del cual es mínimo el valor.
- El valor mínimo del radio de giro de la sección transversal.

c.2. EMPOTRAMIENTO O FIJACIÓN EN UN EXTREMO Y LONGITUD EFECTIVA¹⁷

El término empotramiento o fijación en un extremo indica la manera en que se apoyan o sostienen los extremos de la columna. La variable más importante es la cantidad de sujeción o fijación que se presenta en los extremos de la columna en contra de la tendencia a girar. Las formas de sujeción en los extremos son atornillada, fija o libre ver figura 1.15.

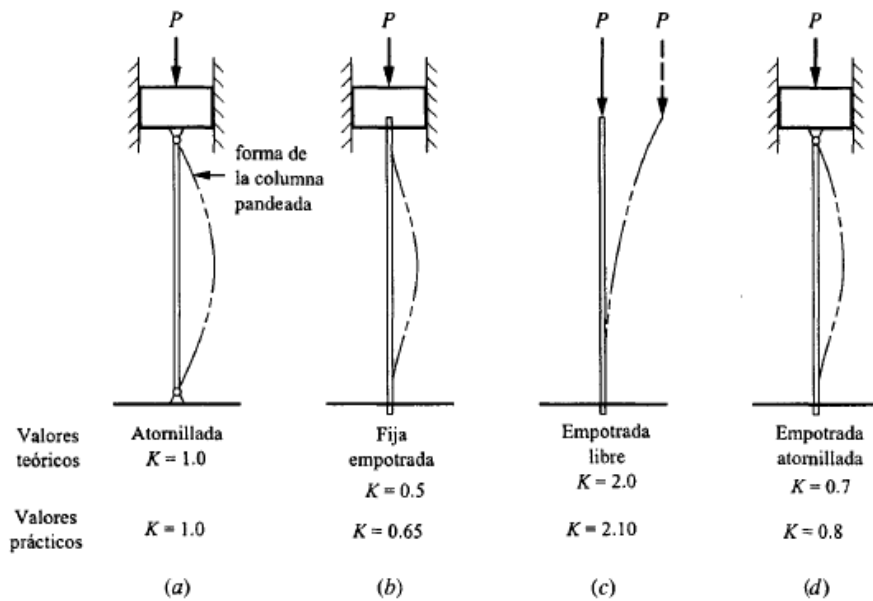


Figura 1.15 Valores de K para longitud efectiva, para diferentes conexiones en los extremos.

d. DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS (FEA)¹⁸

d.1. INTRODUCCIÓN

El método de los elementos finitos es un método numérico versátil ampliamente utilizado para resolver problemas que cubren un amplio espectro de los análisis en ingeniería.

Aplicaciones comunes incluyen análisis estáticos, dinámica y comportamiento térmico de sistemas físicos, fluidos, etc. Los avances en hardware computacional han hecho más fácil y eficiente el uso de software de elementos finitos para la solución de problemas complejos de ingeniería en computadores personales.

Es importante tener presente que la “realidad” es más compleja que cualquier modelo que los científicos y matemáticos puedan generar; por tanto, los modelos

¹⁸ Internet: <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfci853a/doc/bmfci853a.pdf>

son solo aproximaciones de la realidad, idealizaciones sobre las cuales no se puede establecer una validez absoluta sino una validez relativa y estadística. Por lo que el uso de los programas de elemento finito necesita de un conocimiento profundo de sus bases teóricas y un permanente estado de alerta y de crítica durante su aplicación.

d.2. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MÉTODO Y PASOS DEL ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

El cálculo de deformaciones, y esfuerzos con métodos clásicos de análisis es logrado a través de soluciones analíticas de ecuaciones diferenciales que describen el fenómeno y condiciones de contorno que describen el problema. El uso de métodos clásicos es probablemente el mejor camino para analizar una estructura simple; sin embargo, su uso es prohibitivo cuando los sistemas físicos son muy complejos. En tales casos la mejor alternativa es una solución obtenida con el método de los elementos finitos.


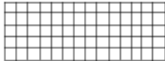
El método de los elementos finitos considera la estructura como un ensamble de pequeñas elementos de tamaño finito. El comportamiento de los elementos y de la estructura completa es obtenido por la formulación de un sistema de ecuaciones algebraicas que puede ser resuelto con un computador. Los puntos donde los elementos finitos están interconectados son llamados nodos o puntos nodales y el procedimiento de generación de nodos es llamado discretización o modelación.

d.3. PASOS DEL ANÁLISIS DE ELEMENTO FINITO¹⁹

- **Discretización o modelación de la estructura.**

La estructura es dividida en elementos finitos. Este paso es uno de los más importantes en la determinación de la precisión de la solución del problema (Figura 1.16).

¹⁹ Internet:<http://www.uv.es/asepuma/XIV/comunica/117.pdf>

<p>¿En que consiste? Discretización:</p>	<p>Continuo:  Ecuación diferencial $\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + f_x = 0$</p>	<p>Discreto:  Ecuación matricial (sistema de ecuaciones algebraicas)</p>
--	--	---

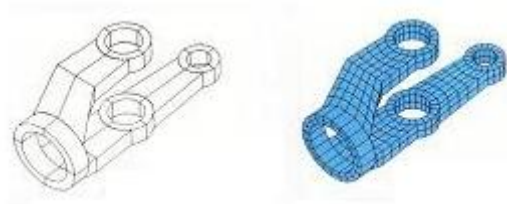


Figura 1.16 Discretización o modelación de la estructura.

- **Definición de las propiedades del elemento.**

En este paso, el usuario puede definir las propiedades del elemento y seleccionar los tipos de elementos finitos que es el más apropiado para modelar el sistema físico. En esto influye el tipo de problema, para seleccionar el elemento que mejor se ajuste a la respuesta estructural del sistema.

- **Ensamble de la matriz de rigidez del elemento.**

La matriz de rigidez de un elemento consiste de coeficientes que pueden ser derivados a través del método de equilibrio, carga residual o el método de la energía. La matriz de rigidez del elemento describe los desplazamientos nodales con las fuerzas aplicadas a los nodos. El ensamble de la matriz de rigidez del elemento implica la aplicación de equilibrio para toda la estructura. Lo que es resuelto de manera automática por el programa.

- **Mallado de la geometría.**

La geometría objeto de estudio se divide en diferentes elementos en los que resuelven las ecuaciones de campo. Las FEA suelen tener herramientas por debajo que mallan de forma automática y permiten que el usuario malle de forma más fina las zonas que más le convenga. Es por ello que el mallado de la geometría es una tarea clave en el proceso de FEA

- **Aplicación de las cargas.**

Las fuerzas externas aplicadas puntuales o distribuidas, momentos y movimientos son proporcionados en este paso.

- **Definición de las condiciones de contorno.**

Las condiciones de contorno son aplicadas para impedir el desplazamiento sólido rígido del modelo, esto implica restringir los desplazamientos nodales de la zonas que poseen una cierta restricción, lo que permitirá reacciones y mantendrá el equilibrio estático de la estructura.

- **Solución del sistema de ecuaciones algebraico lineal.**

La aplicación secuencial de los pasos mencionados conduce a un sistema de ecuaciones simultáneas donde los desplazamientos nodales son la incógnita.

- **Cálculo de esfuerzo.**

Con el adecuado desarrollo del proceso, los programas de elemento finito pueden calcular las tensiones, reacciones, formas modales u otra información pertinente.

En la figura 1.17 se muestra el método de análisis por elementos finitos aplicado a la resolución de forma resumida.

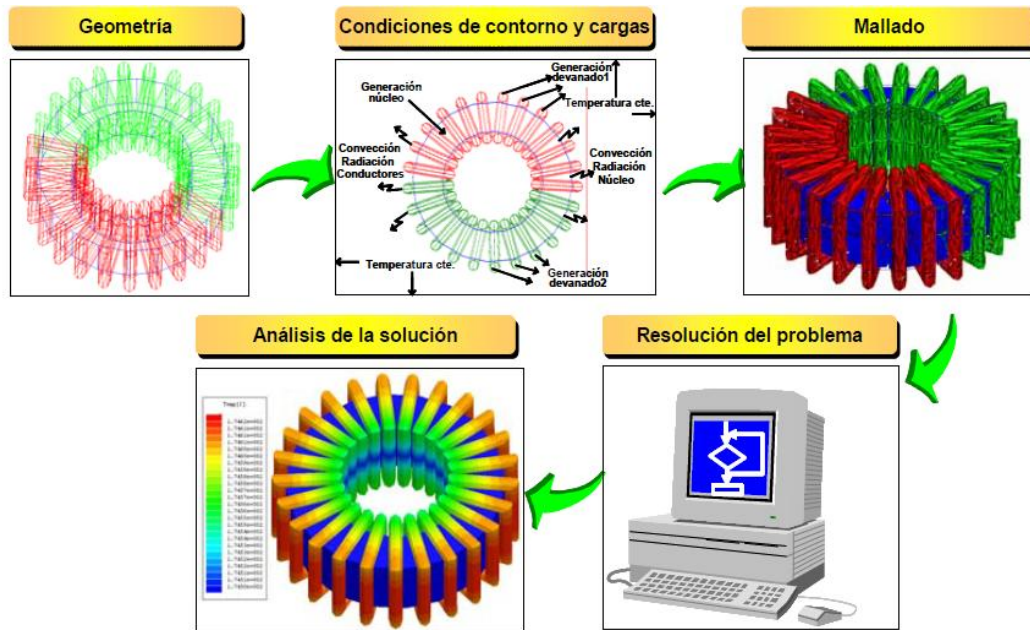
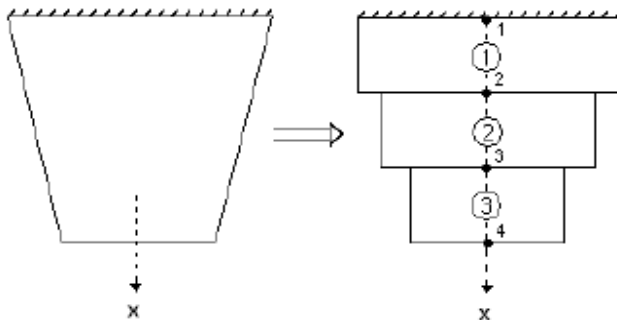


Figura 1.17 Proceso de obtención de la solución mediante análisis por elementos finitos.

d.4. MODELADO FEA²⁰



Para 1D:
 # Elementos = # nodos - 1
 1 grado de libertad en cada nodo

Desplazamiento en cada nodo = q_i , el desplazamiento global es:

$$[Q] = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{Bmatrix}$$

²⁰ Internet: <http://www.scribd.com/doc/28677520/FEA-Notas-Ene-2010>

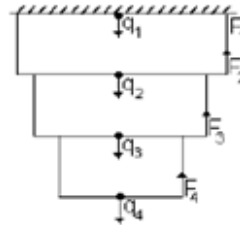
La carga global es:

$$[F] = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix}$$

Esta incluye puntuales, superficiales y volumétricas.

Las fuerzas y desplazamientos son divididas entre los nodos:

Conectividad



ⓔ	Nodos locales	
	1	2



①	1	2
②	2	3
③	3	4

Números globales

d.5. ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA ELEMENTOS FINITOS

$$[k]_e = A_e E_e \ell_e \frac{1}{\ell_e^2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \frac{A_e E_e}{\ell_e} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

d.6. EJEMPLO DE FEA EN 1D²¹

Solución:

$$\text{Área promedio} = \left(\frac{6+3}{2}\right)(1) = 4.5 \text{ in}^2$$

$$\text{El } \textcircled{1} \text{ área promedio} = \left(\frac{6+4.5}{2}\right)(1) = 5.25 \text{ in}^2 = A_1$$

$$\text{El } \textcircled{2} \text{ área promedio} = \left(\frac{4.5+3}{2}\right)(1) = 3.75 \text{ in}^2 = A_2$$

Matriz de rigidez

$$[k]^1 = \frac{A_1 E_1}{\ell_1} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \frac{(5.25)(30)}{12} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} 10^6$$

$$[k]^2 = \frac{A_2 E_2}{\ell_2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \frac{(3.75)(30)}{12} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} 10^6$$

Matriz global de rigidez:

$$[K] = \frac{30 \times 10^6}{12} \begin{bmatrix} 5.25 & -5.25 & 0 \\ -5.25 & 5.25 + 3.75 & -3.75 \\ 0 & -3.75 & 3.75 \end{bmatrix} = 2.5 \times 10^6 \begin{bmatrix} 5.25 & -5.25 & 0 \\ -5.25 & 9 & -3.75 \\ 0 & -3.75 & 3.75 \end{bmatrix}$$

$$[K] = 10^6 \begin{bmatrix} 13.125 & -13.125 & 0 \\ -13.125 & 22.5 & -9.375 \\ 0 & -9.375 & 9.375 \end{bmatrix}$$

Fuerzas volumétricas

$$[f]^1 = \frac{\ell_1 A_1 f}{2} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} = \frac{(0.2836)(12)(5.25)}{2} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 8.9334 \\ 8.9334 \end{bmatrix}$$

$$[f]^2 = \frac{\ell_2 A_2 f}{2} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} = \frac{(0.2836)(12)(3.75)}{2} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 6.381 \\ 6.381 \end{bmatrix}$$

Fuerza global

$$[F] = \begin{bmatrix} 8.9334 \\ 8.9334 + 6.381 + 100 \\ 6.381 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 8.9334 \\ 115.3144 \\ 6.381 \end{bmatrix}$$

$$[F] = [K][Q],$$

Ya encontramos $[F]$ y $[K]$ por lo que podemos encontrar $[Q]$ como:

$$[Q] = [K]^{-1}[F]$$

²¹ Internet: <http://cybertesis.urp.edu.pe/bvi/page/data/LIBROSTECNOLOGIA.pdf>

Sin embargo, la matriz [K] completa es no invertible ya que no se han aplicado condiciones de frontera. Para resolver hay que aplicar condiciones de frontera, por ejemplo, usando el método de eliminación.

En el método de eliminación, se eliminan la fila y columna del nodo que se encuentra restringido (nodo 1 en este caso). Con ello [K] se vuelve una matriz de (2x2), [Q] y [F] vectores de (2x1). La solución es:

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 9.272 \times 10^{-6} \\ 9.953 \times 10^{-6} \end{bmatrix} \text{ in}$$

Esfuerzos

$$\sigma_1 = E_1 \varepsilon_1 = \frac{E_1}{\ell_1} [-1 \quad 1] \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \frac{30 \times 10^6}{12} [-1 \quad 1] \begin{bmatrix} 0 \\ 9.272 \end{bmatrix} 10^{-6} = \frac{30}{12} (0 + 9.272) = 23.18 \text{ psi}$$

$$\sigma_2 = E_2 \varepsilon_2 = \frac{E_2}{\ell_2} [-1 \quad 1] \begin{bmatrix} q_2 \\ q_3 \end{bmatrix} = \frac{30 \times 10^6}{12} [-1 \quad 1] \begin{bmatrix} 9.272 \\ 9.953 \end{bmatrix} 10^{-6} = 1.7 \text{ psi}$$

Esfuerzo constante dentro del elemento!

e. DEFINICIONES RELACIONADAS CON EL AIRE COMPRIMIDO

e.1. PRESIÓN²²

Es la fuerza aplicada por unidad de superficie y se puede expresar en unidades tales como pascales, bar, atmosferas, kilogramos por centímetro cuadrado y psi (libras por pulgada cuadrada). Es el cociente entre la fuerza y la superficie que recibe su acción. Es decir:

$$P = \frac{F}{S} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (\text{Ec. 1.5})$$

²² CARNICER Enrique, Aire Comprimido. Teoría y Cálculo de las instalaciones. Editorial Paraninfo, 1994, Página.-19.

Donde:

P= Presión

F= Fuerza aplicada

S= Superficie

e.1.1. PRESIÓN ATMOSFÉRICA

Viene dada por el peso del aire que se encuentra sobre la superficie de la tierra. A nivel del mar es de 760 mm de columna de mercurio o de 10,33m de volumen de agua. El volumen de esta columna de agua, teniendo por base 1cm^2 es de $0,001\text{dm}^2 * 103\text{dm} = 1,003\text{dm}^3$, y su peso vale $1,033\text{kg}/\text{cm}^2$. Por lo consiguiente, la presión ejercida por la presión atmosférica será de $1,033\text{ kg}/\text{cm}^2$.

Esta presión disminuye con la altitud, al ir subiendo sobre el nivel del mar, la presión atmosférica disminuye hasta anularse en la estratosfera, donde no hay aire.

e.1.2. PRESIÓN RELATIVA

Se conoce por presión relativa en la práctica corriente a la diferencia entre la presión reinante en un recipiente menos la presión atmosférica. Los instrumentos que la miden se llaman manómetros.

e.1.3. PRESIÓN ABSOLUTA

El concepto de presión absoluta se reserva para las presiones referidas al cero absoluto, definiéndose como depresión la diferencia entre el valor de la presión atmosférica y la presión cero absoluto o presión en el vacío (que es nula).

e.2. CAUDAL

Se define como la cantidad de fluido que pasa por una determinada sección de un conducto por unidad de tiempo.

$$Q = \frac{V}{t} \quad \text{Ec. 1.6}$$

Donde:

Q = Caudal [litros/minuto]

t = Volumen [litros]

t = Tiempo [minutos]

e.3. CONSUMO DE AIRE COMPRIMIDO EN CILINDROS NEUMÁTICOS²³

Para disponer de aire y conocer el gasto de energía, es importante conocer el consumo de la instalación, cálculo que comenzará por los actuadores. El consumo de aire se puede calcularse conociendo el diámetro del cilindro, su carrera, el número de carreras y la presión de servicio; de este modo, se tiene:

- **Cilindro de simple efecto**

Consumo de aire

$$C = (s. n. q) \left[\frac{\text{Nlitros}}{\text{min}} \cdot \right] \quad (\text{Ec. 1.7})$$

²³ CARNICER Enrique, Aire Comprimido. Teoría y Cálculo de las instalaciones. Editorial Paraninfo, 1994, Página.-200.

- **Cilindro de doble efecto**

Consumo de aire

$$C = 2(S.n.q) \left[\frac{\text{Nlitros}}{\text{min}} \right] \quad (\text{Ec. 1.8})$$

Donde:

C= Consumo de aire total en [Nlitros/minuto]

S = carrera en [cm]

n = Número de carreras por minuto.

q = Consumo de aire por cm. de carrera en $\frac{\text{Nlitros}}{\text{minuto}}$

e.4. CÁLCULO DE TUBERÍA²⁴

Cuando se transporta fluido a través de una tubería, se origina, inevitablemente, una pérdida de presión que se traduce en un consumo de energía y, por tanto, en un aumento de los costos de explotación. La disminución de presión viene motivada por el rozamiento en los tubos rectos y por la oposición de las variaciones de dirección en los conductos, añadiendo las resistencias individuales de los accesorios.

Por esta causa, las tuberías para aire comprimido deben estar ampliamente dimensionadas para que la caída de presión sea lo mínima posible.

La caída de presión en un tubo se calcula por la fórmula:

²⁴ CARNICER Enrique, Aire Comprimido. Teoría y Cálculo de las instalaciones. Editorial Paraninfo, 1994, Página.-217.

$$\Delta P = \frac{\beta}{RT} \cdot \frac{V^2}{D} L \rho \quad (\text{Ec. 1.9})$$

Donde:

ΔP = Caída de presión en atm o bar.

ρ = Presión en atm o bar.

R = Constante del gas, equivalente a 29,27 para el aire.

T = Temperatura absoluta (t+273).

D = Diámetro interior de la tubería en mm.

L = Longitud de la tubería en m.

V = Velocidad del aire m/s.

β = Índice de resistencia, grado medio de rugosidad, variable con la cantidad suministrada G (Véase tabla 1.1).

G = Cantidad de aire suministrada en $\frac{\text{kg}}{\text{hora}} = 1,3 \left[\frac{\text{Nm}^3}{\text{min}} \right] * 60$

Tabla 1.1 Índices de resistencia β

G	β	G	β	G	β	G	β
10	2,03	100	1,45	1.000	1,03	10.000	0,73
15	1,92	150	1,36	1.500	0,97	15.000	0,69
25	1,78	250	1,26	2.500	0,90	25.000	0,64
40	1,66	400	1,18	4.000	0,84	40.000	0,595
65	1,54	650	1,10	6.500	0,78	65.000	0,555
100	1,45	1.000	1,03	10.000	0,73	100.000	0,520

1.5. COMPONENTES Y ELEMENTOS DE CONTROL.

1.5.1. GENERALIDADES

Todas las unidades diseñadas requieren de una fuerza externa para poder realizar los movimientos requeridos. Estos movimientos deben tener la fuerza y la velocidad requerida para que todo el diseño funcione a la perfección.

Para poder realizar estos movimientos es necesario utilizar compresores, motores, cilindros, etc.

1.5.2. AIRE COMPRIMIDO²⁵

El aire comprimido es, junto con la corriente eléctrica, la fuente de energía más importante en las plantas industriales. Desde la edad antigua ya se sabía que el aire permite transportar energía, las primeras máquinas neumáticas útiles aparecieron hasta el siglo XIX, en este tiempo se construyeron diferentes tipos de martillos neumáticos.

El aire comprimido es una herramienta en la cual se ha apoyado para realizar procesos peligrosos o repetitivos, su uso se ha extendido a múltiples campos de la manufactura y ensamble.

El aire es una mezcla de gases que envuelve la esfera terrestre formando la atmosfera que tiene la siguiente composición física.

- 78% de nitrógeno.
- 20% de oxígeno.
- 1,3% de argón.
- 0,05% de helio, hidrógeno, dióxido de carbono, etc, y cantidades variables de agua y polvo.

1.5.3. PREPARACIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO²⁶

Para que se garantice un correcto funcionamiento de un mando neumático es necesario que el aire tenga un buen nivel de calidad, deben eliminarse todas las impurezas del aire, ya sea antes de su introducción en la red distribuidora o antes de su utilización, las impurezas que contiene el aire comprimido pueden ser:

²⁵ CARROBLES Marcial, RODRIGUEZ Félix, Manual de Mecánica Industrial. Tomo II, 1999, Página.-9.

²⁶ CARROBLES Marcial, RODRIGUEZ Félix, Manual de Mecánica Industrial. Tomo II, 1999, Página.-19.

- Sólidos. Polvo atmosférico y partículas del interior de la instalación.
- Líquidas. Agua y niebla de aceite.
- Gaseosas. Vapor de agua y vapor de aceite.

La generación de aire a presión empieza por la compresión del aire, el tipo de compresión y su ubicación se reflejan en el número de partículas, agua y aceite incluidos en el sistema neumático.

Elementos recomendados para un adecuado acondicionamiento de aire.

Filtros de aire.- Dispositivo que nos ayuda a eliminar las impurezas del aire al captarlos los cuales son separados y depositados en la zona de tranquilidad del fondo.

Compresor.- Es una máquina destinada a comunicar energía potencial al aire mediante su compresión y almacenamiento en algún depósito en el cual queda confinado a la presión deseada.

Acumulador de aire.- Son depósitos para almacenar aire comprimido, amortiguan el consumo, evitan grandes secciones de tuberías, reducen el número de arranques del compresor. Gracias a la gran superficie del acumulador, el aire se refrigera adicionalmente. Por este motivo, en el acumulador se desprende directamente una parte de la humedad del aire en forma de agua (figura 1.18)

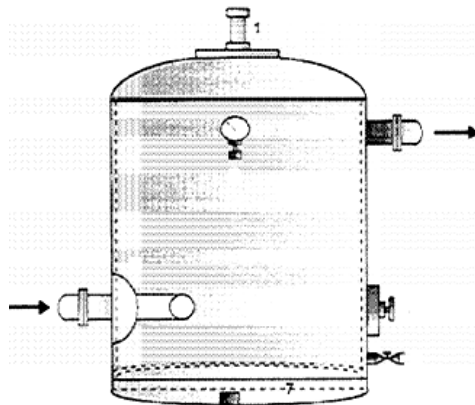


Figura 1.18 Acumulador de aire comprimido.

El tamaño de un acumulador de aire comprimido depende:

1. Del caudal de suministro del compresor
2. Del consumo de aire
3. Del tipo de regulación
4. De la diferencia de presión admisible en el interior de la red

1.5.4. COMPRESORES²⁷

Para producir aire comprimido se utilizan compresores que son máquinas que aspiran el aire ambiente (a presión atmosférica) y lo comprimen hasta lograr una presión superior. La elección del compresor depende de la presión de trabajo y de la cantidad de aire necesaria para la línea.

En el momento de planear es necesario prever un tamaño superior de la red, con el fin de poder alimentar aparatos neumáticos nuevos que se adquieran en el futuro. Por ello es necesario sobredimensionar la instalación, con el fin de que el compresor no resulte más tarde insuficiente, puesto que toda adaptación posterior en el equipo genera consumo de aire y por consiguiente no se trabaja a una adecuada presión.

a. TIPOS DE COMPRESORES²⁸

a.1. COMPRESOR DE ÉMBOLO²³

Este compresor aspira el aire a la presión atmosférica y luego lo comprime. Se compone de las válvulas de admisión y escape, émbolo y biela-manivela, según se ilustra en la figura 1.19.

²⁷ CARNICER Enrique, Aire Comprimido. Teoría y Cálculo de las instalaciones. Editorial Paraninfo, 1994, Página.-55.

²⁸ CARROBLES Marcial, RODRIGUEZ Félix, Manual de Mecánica Industrial. Tomo II, 1999, Página.-17.

Admisión.- El árbol gira en el sentido del reloj. La biela desciende el émbolo hacia abajo y la válvula de admisión deja entrar aire 10° después del punto muerto superior, hasta el punto muerto inferior.

Escape.- En el punto muerto inferior le válvula se cierra, y al ascender el émbolo se comprime el aire. Bajo el efecto de la presión, se abre y circula el aire comprimido hacia el consumidor.

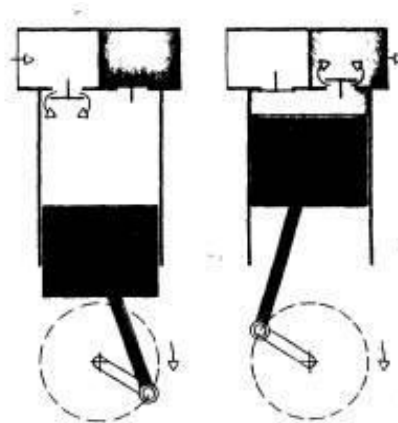


Figura 1.19 Compresores de pistón.

a.2. COMPRESOR DE ÉMBOLO DE DOS ETAPAS²³

Los compresores de embolo utilizados en los sistemas industriales de aire comprimido son generalmente de dos etapas. El aire recogido a presión atmosférica se comprime en dos etapas, hasta la presión final.

Si la presión final es de 7 bar, la primera etapa normalmente comprime el aire hasta aproximadamente 3 bares, tras la cual se enfría. Se alimenta entonces el cilindro de la segunda etapa que comprime el aire hasta 7 bares.

El aire comprimido entra en el cilindro de segunda etapa de compresión a una temperatura muy reducida, tras pasar por el refrigerador intermedio, mejorando el rendimiento en comparación con una unidad de una sola compresión (Figura 1.20)

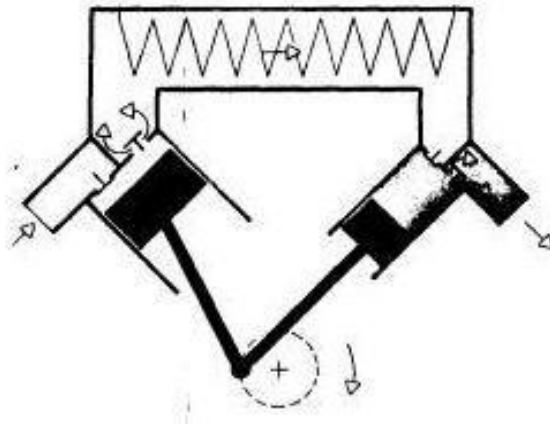


Figura 1.20 Compresores de pistón de dos etapas.

a.3. COMPRESOR DE ÉMBOLO CON MEMBRANA

Estos compresores suministran aire comprimido seco hasta 5 bares y totalmente libre de aceite. El diafragma proporciona un cambio en el volumen de la cámara, lo que permite la entrada del aire en la carrera hacia abajo y la compresión y el escape en la carrera hacia arriba (Figura 1.21).

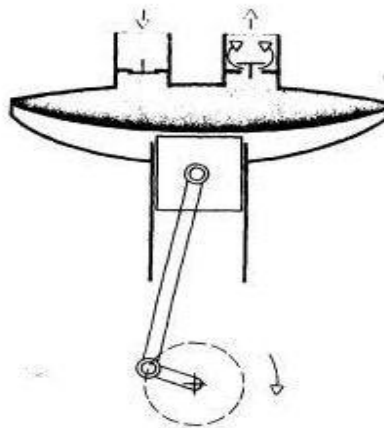


Figura 1.21 Compresor de diafragma.

a.4. COMPRESOR RADIAL DE PALETAS

Un rotor excéntrico, dotado de paletas gira en un alojamiento cilíndrico. La estanqueidad en rotación se asegura por la fuerza centrífuga que comprime las paletas sobre la pared. La aspiración se realiza cuando el volumen de la cámara

es grande y resulta la compresión al disminuir el volumen progresivamente hacia la salida, las cuales se pueden observar en la figura 1.22.

Pueden obtenerse presiones desde 200 a 1000 kPa (2 a 10 bar), con caudales entre 4 y 15 m³/min.

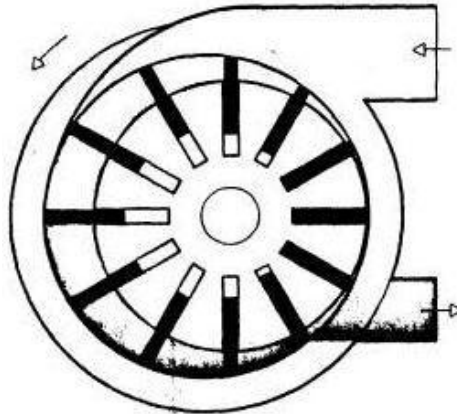


Figura 1.22 Compresores de paletas.

a.5. COMPRESOR DE TORNILLO

Dos rotores helicoidales engranan girando en sentidos contrarios. El espacio libre entre ellos disminuye axialmente en volumen, lo que comprime el aire atrapado entre los rotores. El aceite lubrica y cierra herméticamente los dos tornillos rotativos. Los separadores de aceite, eliminan el mismo del aire de salida.

Con estas máquinas se pueden obtener caudales unitarios continuos y elevados, de más de 400 m³/min. a presiones superiores a 10 bares (Figura 1.23)

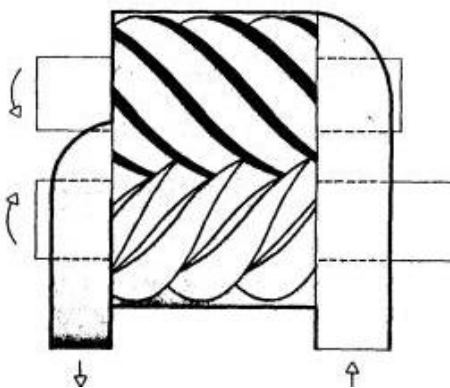


Figura 1.23 Compresor de tornillo.

a.6. TURBOCOMPRESOR RADIAL

El aire aspirado axialmente es introducido a una velocidad muy alta. La compresión tiene lugar radialmente. Este tipo de compresor es recomendable cuando se desean grandes caudales. Entre las diferentes etapas hay que tener previsto las cámaras de enfriamiento, En la figura 1.24 se puede observar el Turbocompresor radial.

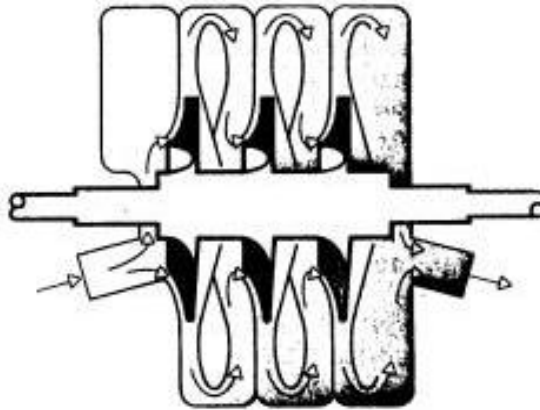


Figura 1.24 Compresor radial.

1.5.5. SIMBOLOGÍA²⁹





















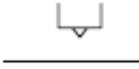



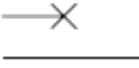

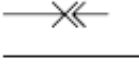

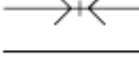
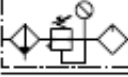
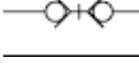

	Fuente de presión neumática o red		Enchufe rápido (desconexión con parte terminal cerrada)
	Línea de trabajo		Conexión rotativa de 1 vía
	Línea de pilotaje		Conexión rotativa de 3 vías
	Línea de purga		Silenziatore
	Conexión flexible de líneas		Depósito
	Cable eléctrico		Filtro
	Conexión de líneas (soldadura, enroscado)		Separador de condensados con purga manual
	Conexión de líneas (soldadura, enroscado)		Separador de condensados con purga automática
	Cruce de líneas no convexas		Filtro con separador de condensados con purga manual
	Final de línea		Filtro con separador de condensados con purga automática
	Purga sin posibilidad de empalme		Lubricador
	Purga con posibilidad de empalme		Manómetro
	Punto de extracción de energía con tapa de cierre		Presóstato
	Punto de extracción de energía con conexión		Indicador óptico
	Enchufe rápido sin válvula unidireccional		Unidad de mantenimiento FRL + manómetro
	Enchufe rápido con válvula unidireccional		Unidad de mantenimiento FRL + manómetro simplificado

Figura 1.25 Simbología

²⁹ Catálogo General De Metal Work. Página-843.

1.5.6. VÁLVULAS³⁰

Son aquellas que en un circuito neumático, distribuyen o direccionan el aire comprimido hacia los elementos de trabajo y así controlar un proceso, actuando sobre las magnitudes que intervienen en el. La energía de control viene determinada por la forma de acondicionamiento de una válvula y puede conseguirse por medios mecánicos, eléctricos, hidráulicos o neumáticos.

Las válvulas tienen los siguientes objetivos:

- Distribuir el fluido
- Regular caudal
- Regular presión

Las válvulas son elementos que mandan o regulan la puesta en marcha, el paro y la dirección, así como la presión o el caudal del fluido enviado por una bomba hidráulica o almacenada en un depósito.

Función de las válvulas.- La función de una válvula de vías se caracteriza por:

- Cantidad de vías y posiciones de mando
- Capacidades dimensionales

Clasificación acuerdo a la cantidad de vías y sus posiciones de mando.- La cantidad de cuadros (Figura 1.26) indica la cantidad de posiciones de mando que tiene la válvula en su construcción.

³⁰ Neumática Básica, Automatización Micro mecánica S.A.I.C., Departamento De Capacitación Argentina. Página-11.

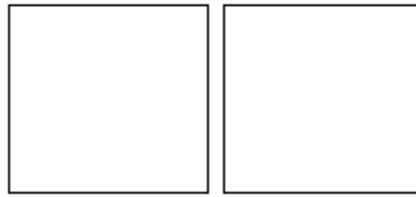


Figura 1.26 Representación de posición.

Las vías se representan esquemáticamente en su interior por flechas (Figura 1.27) que indican a su vez la circulación del fluido.

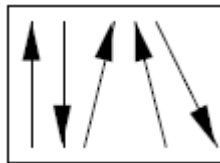


Figura 1.27 Representación de vías.

Las bocas cerradas se indican con líneas transversales (Figura 1.28)

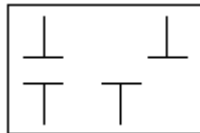


Figura 1.28 Representación de bloqueos.

Los puertos (Figura 1.29) se identifican de acuerdo a su función:

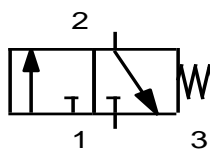


Figura 1.29 Representación de puertos.

Accionamiento.- Es el medio por el cual la válvula pasa de una posición de mando a otra, en el caso de los accionamientos neumáticos recibe el nombre de pilotaje.

Suministro.- Es el puerto por donde se alimenta de aire comprimido la válvula.

Reposicionamiento.- Es el medio por el cual la válvula regresa a la posición de mando anterior.

Utilidades.- Son los puertos que comunican directamente a la válvula con el elemento de trabajo o de mando y de control.

Ejemplos de válvulas³¹:

	Válvula 2 vías/ 2 posiciones (2/2) normalmente cerrada
	Válvula 2 vías/ 2 posiciones (2/2) normalmente abierta
	Válvula 3 vías/ 2 posiciones (3/2) normalmente cerrada
	Válvula 3 vías/ 2 posiciones (3/2) normalmente abierta
	Válvula 3 vías/ 2 posiciones (3/2) NC-NO
	Válvula 5 vías/ 2 posiciones (5/2)
	Válvula 5 vías/ 3 posiciones (5/3) centros en presión
	Válvula 5 vías/ 3 posiciones (5/3) centros abiertos
	Válvula 5 vías/ 3 posiciones (5/3) centros cerrados

Figura 1.30 Símbolos de válvulas.

a. TIPOS DE VÁLVULAS

Según su función las válvulas se subdividen en 5 grupos³²:

1. Válvulas de vías o distribuidoras.

³¹ Catálogo General De Metal Work. Página-841.

³² CARROBLES Marcial, RODRIGUEZ Félix, Manual de Mecánica Industrial. Tomo II, 1999, Página.-43.

2. Válvulas de bloqueo.
3. Válvulas de presión.
4. Válvulas de caudal.
5. Válvulas de cierre.

a.1. VÁLVULAS DE VÍAS O DISTRIBUIDORAS

Estas válvulas son los componentes que determinan el camino que ha de tomar la corriente de aire, a saber, principalmente puesta en marcha y paro. Para representar las válvulas distribuidoras podemos encontrar los esquemas en la figura 1.31.

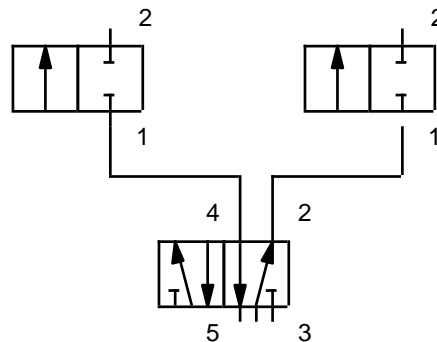


Figura 1.31 Válvulas de vías o distribuidoras.

a.2. VÁLVULAS DE BLOQUEO

Son elementos que bloquean el paso de caudal, preferentemente en un sentido y lo permiten únicamente en el otro sentido. La presión del lado de salida actúa sobre la pieza obturadora y apoya el efecto de cierre hermético de la válvula, las cuales se pueden observar en la figura 1.32.

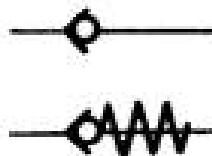


Figura 1.32 Válvulas de bloqueo.

a.3. VÁLVULAS DE PRESIÓN

Estas válvulas influyen principalmente sobre la presión, o están acondicionadas al valor que tome la presión, las cuales se pueden observar en las figuras 1.33.

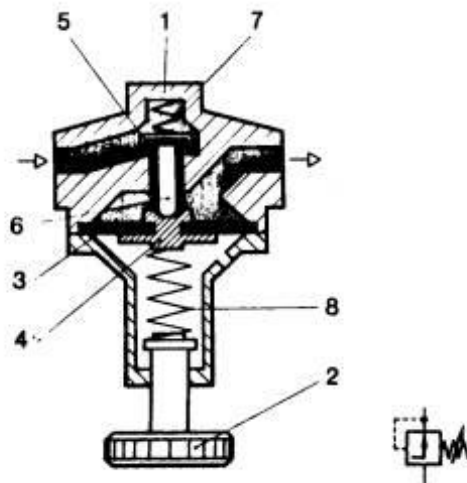


Figura 1.33 Regulador de presión sin orificio de escape

a.4. VÁLVULAS DE CAUDAL

Estas válvulas influyen sobre la cantidad de circulación de aire comprimido; el caudal se regula en ambos sentidos de flujo, En la figura 1.34 se puede observar los esquemas de las válvulas de caudal.

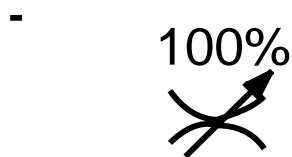


Figura 1.34 Válvulas de caudal.

a.5. VÁLVULAS DE CIERRE

Son elementos que abren o cierran el paso del caudal, sin escalones. Utilización sencilla: Grifo de cierre, En la figura 1.35 Se puede observar el grifo de cierre.

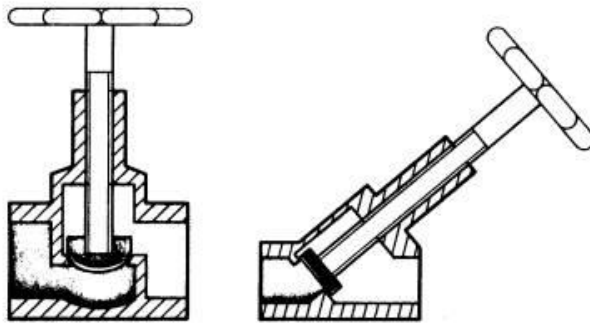


Figura 1.35 Grifo de cierre.

1.5.7. ACTUADORES³³

Un actuador neumático, en distintas configuraciones, representa los componentes de energía más comunes que se utilizan en los circuitos neumáticos.

Los actuadores neumáticos pueden clasificarse en dos grupos según el movimiento, si es lineal o giratorio.

Movimiento rectilíneo:

- Cilindro de simple efecto
- Cilindro de doble efecto

³³ THOMSON Learning, Neumática. Editorial Paraninfo, 2000, Página.-97.

Movimiento giratorio:

- Motor neumático
- Actuador giratorio
- Accionamiento oscilante

Cilindros de simple efecto.- Un cilindro de simple efecto desarrolla un trabajo solo en un sentido. Se necesita aire sólo para un movimiento de traslación. El vástago retorna por el efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa.

En los cilindros de simple efecto con muelle incorporado, la longitud de éste limita la carrera. Por eso, estos cilindros no sobrepasan una carrera de unos 100 mm. Se utilizan principalmente para sujetar, expulsar, apretar, levantar, alimentar, etc. Figura 1.36 cilindro de simple efecto

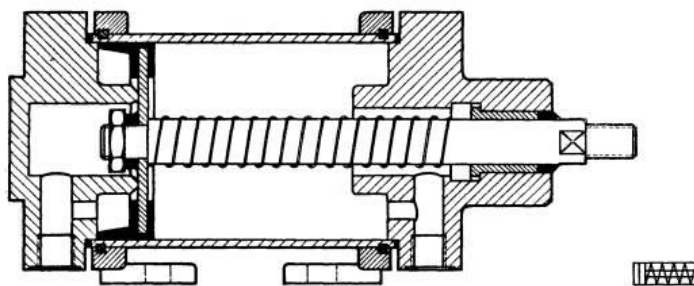


Figura 1.36 Cilindros de simple efecto.

Cilindros de doble efecto.- Con este actuador, el trabajo se desarrolla en las dos carreras de salida y de retroceso, dado que la presión de aire se aplica alternativamente a los lados opuestos del émbolo.

El impulso disponible en la carrera de retroceso es menor debido a que el área efectiva del émbolo es más pequeña, pero se trata solo de una consideración si el cilindro tiene que mover la misma carga en los dos sentidos, como se puede observar en la figura 1.37.

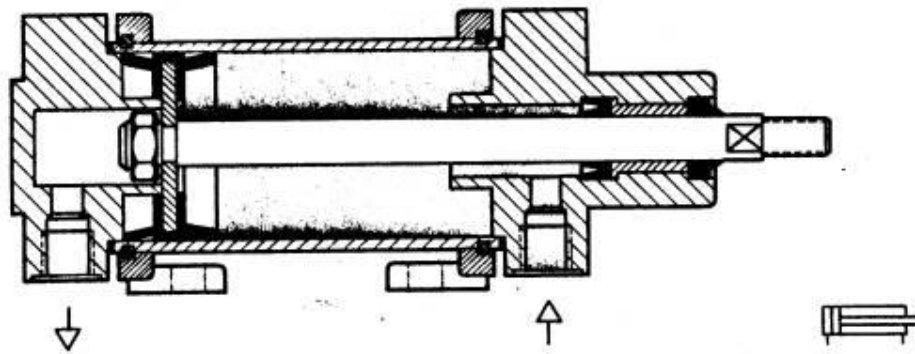


Figura 1.37 Cilindros de doble efecto.

1.5.8. MOTORES ELÉCTRICOS

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica rotativa que transforma energía eléctrica en energía mecánica.

La función de un motor eléctrico es desarrollar un par (T), el cual a su vez puede producir una rotación mecánica, para desarrollar el par es necesario desarrollar una fuerza, esto se logra colocando los conductores de la armadura en un campo magnético y haciendo circular una corriente a través de los conductores, esta corriente se suministra al motor a través de las escobillas, el conmutador cambia la dirección del flujo de la corriente en grupo de conductores bajo polos sucesivos, esto implica que la dirección de corriente en los conductores individuales se inviertan y pasen de un polo a otro adyacente de polaridad opuesta, como resultado, todos los conductores desarrollan una fuerza en la misma dirección, haciendo girar la armadura.

La fuerza desarrollada sobre la armadura hace que la armadura gire, resultando un cambio en los eslabones de flujo en aquellos conductores que conducen corriente, esto genera una fuerza electromotriz (FEM) en los conductores, por lo tanto, cuando un motor este girando, está actuando como un generador al mismo tiempo, obviamente la acción es más fuerte que la del generador, debido a que la dirección de corriente en el devanado de armadura está fijada por el voltaje de suministro.

La fuerza electromotriz (FEM) generada es opuesta al voltaje aplicado, de manera que hace una extensión hasta limitar la corriente de armadura al valor requerido para accionar la carga en el eje. Debido a que la FEM generada se opone en forma directa al voltaje aplicado, de acuerdo a la ley de LENZ, entonces se le llama Fuerza contra electromotriz.

En la medida que la armadura gira, las fuerzas contra electromotrices son generadas en los mismos conductores, en estas condiciones, la rotación de la armadura hace que se genere la FEM en los conductores, que son los responsables de la acción del motor. La dirección de estas fuerzas electromotrices generadas, está determinada por la regla de la mano derecha.

a. CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS

Una clasificación amplia de los motores es en dos clases:

- Motores de corriente continua
- Motores de corriente alterna

a.1. MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA³⁴

Se utilizan en casos en los que es importante el poder regular continuamente la velocidad del motor, además, se utilizan en aquellos casos en los que es imprescindible utilizar corriente directa, como es el caso de motores accionados por pilas o baterías. Este tipo de motores debe de tener en el rotor y el estator el mismo número de polos y el mismo número de carbones.

Esta máquina de corriente continua es una de las más versátiles en la industria, su fácil control de posición, par y velocidad la han convertido en una de las mejores opciones en aplicaciones de control y automatización de procesos. Las máquinas de corriente continua se clasifican en:

³⁴ CASTEJON Agustín, SANTAMARÍA Germán, Tecnología Eléctrica. 1993, Página.-336.

- Excitación independiente
- Excitación serie
- Excitación shunt
- Excitación compound

a.2. MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA

Son los tipos de motores más usados en la industria, ya que estos equipos se alimentan con los sistemas de distribución de energías “normales”.

Los motores de corriente alterna están formados por dos partes principales:

Estator.- Es el elemento que opera como base, permitiendo que desde ese punto se lleve a cabo la rotación del motor. El estator no se mueve mecánicamente, pero si magnéticamente. Existen dos tipos de estatores, ver figura 1.38.

- Estator de polos salientes
- Estator ranurado

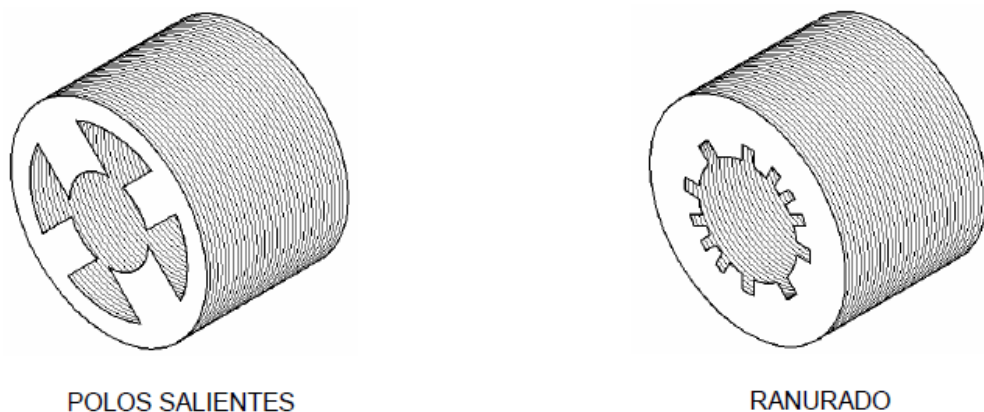


Figura 1.38 Tipos de estatores.

El estator está constituido principalmente de un conjunto de láminas de acero al silicio y se les llama “paquete”, que tienen la habilidad de permitir que pase a través de ellas el flujo magnético con facilidad; la parte metálica del estator y los

devanados proveen los polos magnéticos. Los polos de un motor siempre son pares (pueden ser 2, 4, 6, 8, 10, etc.), por ello el mínimo de polos que puede tener un motor para funcionar es dos (un norte y un sur).

Rotor.- Es el elemento de transferencia mecánica, ya que de él depende la conversión de energía eléctrica a mecánica. Los rotores, son un conjunto de láminas de acero al silicio que forman un paquete, y pueden ser básicamente de tres tipos (figura 1.39)

- Rotor ranurado
- Rotor de polos salientes
- Rotor jaula de ardilla



Figura 1.39 Tipos de rotores.

a.2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES DE C.A.³⁵

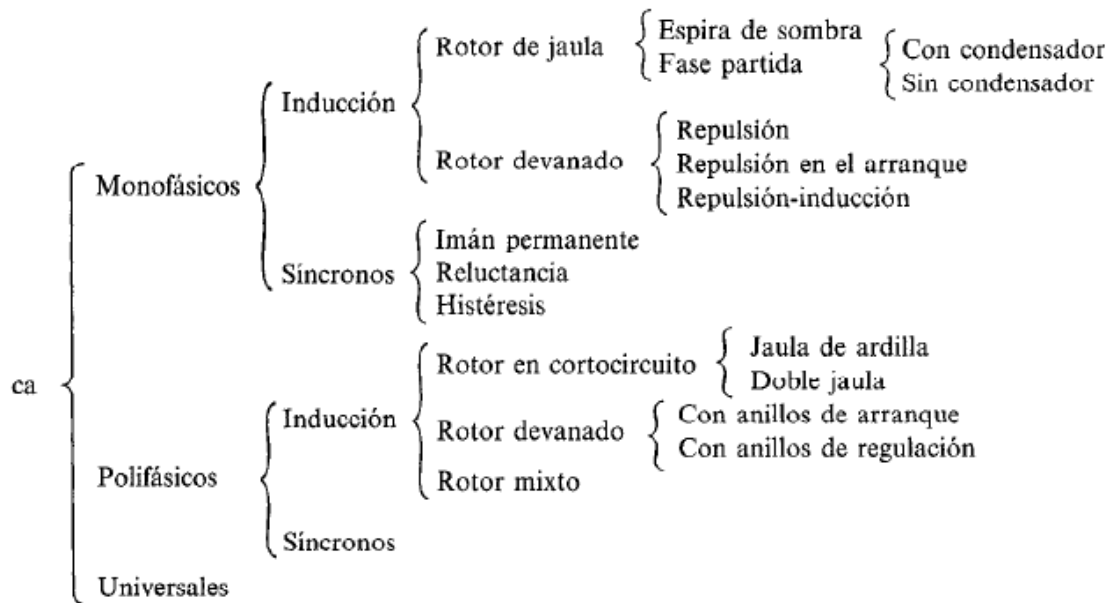


Figura 1.40 Clasificación de los motores de C.A.

Motores síncronos.- El motor síncrono es en esencia un alternador trifásico que funciona a la inversa. Los imanes del campo se montan sobre un rotor y se excitan mediante corriente continua, y las bobinas de la armadura están divididas en tres partes y alimentadas con corriente alterna trifásica. La variación de las tres ondas de corriente en la armadura provoca una reacción magnética variable con los polos de los imanes del campo, y hace que el campo gire a una velocidad constante, que se determina por la frecuencia de la corriente en la línea de potencia de corriente alterna.

Motores de inducción.- La diferencia entre el motor a inducción y el motor síncrono es que el motor de inducción el rotor no es un imán permanente sino que es un electroimán. Tienes barras de conducción en todo su largo, incrustadas en ranuras a distancias uniformes alrededor de la periferia. Las barras están conectadas con anillos a cada extremidad del rotor. Este ensamblado se parece a

³⁵ CASTEJON Agustín, SANTAMARÍA Germán, Tecnología Eléctrica. 1993, Página.-336.

las pequeñas jaulas rotativas para ejercer a mascotas como hámster y por eso a veces se llama jaula de ardillas.

Motores de jaula de ardilla.- El de jaula de ardilla (Figura 1.41) es el más usado ya que funcionan con c.a. y recibe este nombre debido a que parece una jaula de ardilla de aluminio fundido. Ambos tipos de rotores contienen un núcleo laminado en contacto sobre el eje. El motor tiene tapas en ambos lados, sobre las cuales se encuentran montados los rodamientos o baleros sobre los que rueda el rotor. Estas tapas se fijan a la carcasa en ambos extremos por medio de tornillos de sujeción. Los rodamientos, baleros o rodamientos pueden ser de rodillos o de deslizamiento

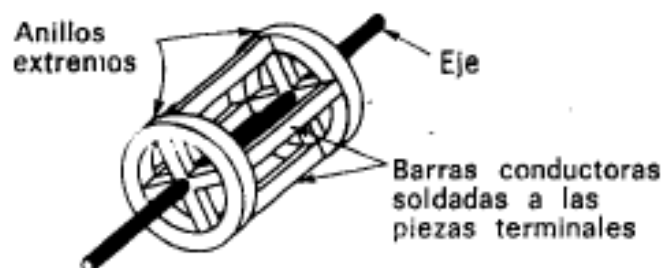


Figura 1.41 Rotor jaula de ardilla.

1.5.9. MOTORREDUCTORES³⁶

En todo tipo de industria siempre se requiere de equipos, cuya función es variar las r.p.m. de entrada, que por lo general son mayores de 1200, entregando a la salida un menor número de r.p.m., sin sacrificar de manera notoria la potencia. Esto se logra por medio de los reductores y moterredutores de velocidad. Los reductores o moto-reductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de maquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente.

Reductores.- Un reductor se compone de una combinación de engranajes para una determinada velocidad, dichos engranajes están en una caja. Este reductor

³⁶ Internet: www.monografias.com

va acoplado al motor mediante una transmisión de la flecha del reductor a la flecha del motor.

Moto-reductor.- El moto-reductor a diferencia del reductor es que el tren de engranajes ya esta acoplado al motor es así como un moto-reductor ya trae un reductor acoplado.

1.5.10. CONTROLADORES LÓGICOS PROGRAMABLES³⁷

a. FUNDAMENTOS

a.1. COMPUERTAS LÓGICAS

La denominación de compuerta proviene del hecho de que este dispositivo pueda usarse para permitir o no que el nivel que llega a un cable de entrada se repita en el cable de salida. El término lógica se debe a que en esencia una compuerta realiza electrónicamente una operación lógica. En este tipo de control se utilizan señales digitales donde hay dos niveles de señal posibles.

Los dos niveles, en general 5V y 0V, son las señales alta y baja, y se representan por 1 y 0. En el sistema de numeración binaria solo se utilizan los números 0 y 1, por lo que se usa mucho en circuitos digitales, estos dos valores de 0 y 1 pueden representar niveles de encendido (on) o apagado (off), abierto o cerrado, si o no, verdadero o falso, +5V o 0V, etc.

a.1.1. COMPUERTA OR

La compuerta OR produce una salida de 1 cuando las entradas A o B son 1. El equivalente de esta compuerta seria un circuito eléctrico en el que hay dos interruptores en paralelo (Figura 1.42).

³⁷ BOLTON W., Sistemas De Control Electrónico En Ingeniería Mecánica y Electrónica, Segunda Edición. Página.-306

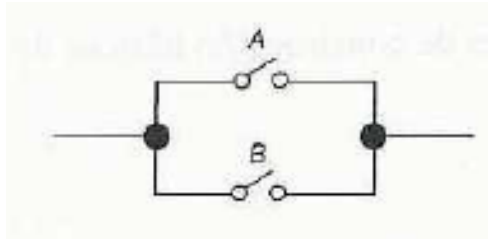


Figura 1.42 Representación de una compuerta OR.

El comportamiento eléctrico se resume en la tabla 1.2 que representa la respuesta en la salida de la compuerta para todas las combinaciones posibles de niveles que puedan darse en las entradas.

Tabla 1.2 Tabla de verdad compuerta OR.

ENTRADAS		SALIDA
A	B	Q
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

a.1.2. COMPUERTA AND

La compuerta AND se puede considerar como un circuito eléctrico en el que hay dos interruptores en serie (Figura 1.43). Solo cuando ambos interruptores, A y B están cerrados pasa la corriente.



Figura 1.43 Representación de una compuerta AND.

En la siguiente tabla 1.3 podemos observar las posibles combinaciones de A y B.

Tabla 1.3 Tabla de verdad compuerta AND.

ENTRADAS		SALIDA
A	B	Q
0	0	0
0	1	0
1	0	0
1	1	1

a.1.3. COMPUERTA NOT

Una compuerta inversor, NOT o inversora es un dispositivo electrónico que genera en el cable que está en su salida de tensión alto si el cable que esta en su entrada presenta un nivel bajo, y viceversa. Su funcionamiento se ve claramente en la tabla 1.4.

Tabla 1.4 Tabla de verdad compuerta NOT.

ENTRADAS	SALIDA
A	Q
0	1
1	0

a.2. DEFINICIÓN DE CONTROLADORES LÓGICOS PROGRAMABLES³⁸

Un controlador lógico programable (PLC) se define como un dispositivo electrónico digital que usa una memoria programable para guardar instrucciones y llevar acabo funciones lógicas, de configuración de secuencia, de sincronización, de conteo y aritméticas, para el control de máquinas y procesos (Figura 1.44)

³⁸ BOLTON W., Sistemas De Control Electrónico En Ingeniería Mecánica y Electrónica, Segunda Edición. Página.-423.

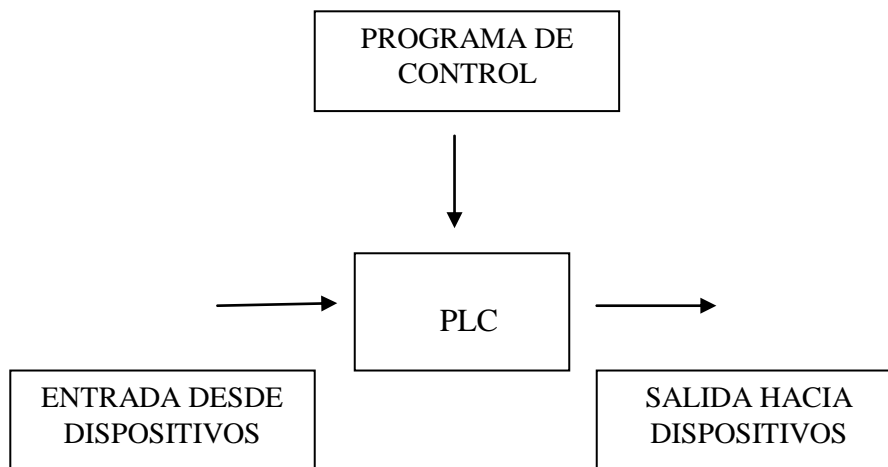


Figura 1.44 Controlador lógico programable.

Este tipo de procesadores se denomina lógico debido a que su programación básicamente tiene que ver con la ejecución de operaciones lógicas y de conmutación. Los dispositivos de entrada (por ejemplo, un interruptor) y los dispositivos de salida (Por ejemplo un motor), que están bajo control, se conectan al PLC; de esta manera el controlador monitorea las entradas y salidas, de acuerdo con el programa diseñado por el operador para el PLC.

a.3. COMPONENTES DE UN SISTEMA DE CONTROL CON PLC

a.3.1.SENSORES

En general, nos referimos a todos los elementos de introducción de señal. Actuadores o elementos de trabajo, como por ejemplo: motores eléctricos, cilindros neumáticos, focos pilotos, alarmas sonoras, etc.

a.3.2. ESTRUCTURA BÁSICA DE UN PLC

Como se ve en la figura 1.45 un PLC consta de las siguientes partes una unidad central de procesamiento (CPU), memoria y circuitos de entrada y salida. La CPU

controla y procesa todas las operaciones dentro del PLC Cuenta con un temporizador cuya frecuencia típica es entre 1 y 8 MHz. Esta frecuencia determina la velocidad de operación del PLC y es la fuente de temporización y sincronismo de todos los elementos del sistema.

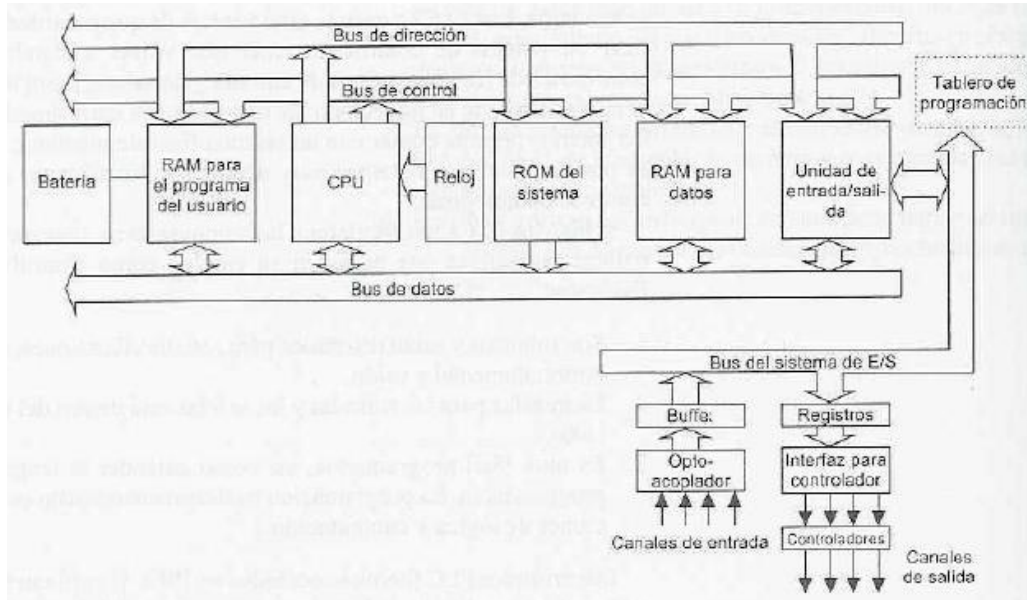


Figura 1.45 Arquitectura de un PLC.

a.3.3. MÓDULOS DE ENTRADA

Los módulos de entrada son terminales por donde el PLC recibirá información del medio exterior del ambiente, el cual controlara, esta información la recibe en forma de señales eléctricas que pueden ser enviadas por distintos tipos de dispositivos tales como sensores, sistemas de control que interactúan con el PLC, botones, etc.

Las señales que recibe el PLC son relativamente de alta potencia, por lo que los módulos de entrada hacen una conversión de señales de alta potencia a señales digitales de baja potencia para que el procesador del PLC las pueda analizar.

b. TIPOS DE SEÑALES

Existen dos tipos de señales eléctricas:

b.1. SEÑAL ANALÓGA

Es una señal continua en el tiempo. El PLC convierte las señales analógicas en señales digitales que procesa internamente.

b.2. SEÑAL DIGITAL

También conocidas como señales discretas o binarias, es una señal que solo toma valores de 1 y 0. El PC solo envía y/o recibe señales digitales.

a.4. LENGUAJES DE PROGRAMACIÓN

Los controladores lógicos programables pueden ser programados por:

Diagrama de escalera o ladder, la figura 1.46 siguiente muestra una red de contactos ZelioSoft 2 en modo de introducción LADDER:

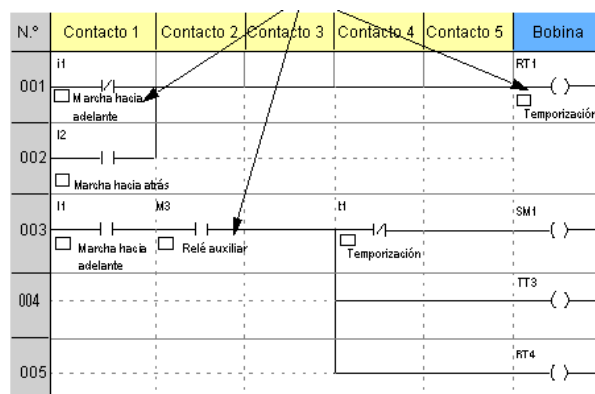


Figura 1.46 Diagrama de escalera.

El modo BDF permite una programación gráfica basada en la utilización de bloques funcionales (de función) predefinidos (Figura 1.47).

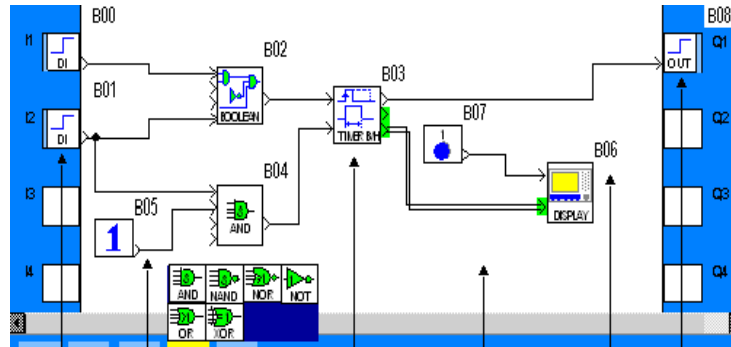


Figura 1.47 Diagrama de BDF.

a.5. FUNCIONES ADICIONALES DE LOS PLC'S³⁹

Para la programación también se utilizan funciones adicionales que tienen los PLC'S tales como, temporizadores, contadores, registros, estos aditamentos son internos en el PLC, a continuación se describe cada uno de ellos.

a.5.1.TEMPORIZADORES

La función principal de un temporizador es abrir o cerrar un contacto en un determinado tiempo, hay que indicar cuál es el intervalo de temporización, así como las condiciones o eventos que producirán la activación y paro de dicho temporizador. Cuando se recibe una entrada, se activa el temporizador y se inicia la temporización. Después del determinado tiempo, los contactos asociados con el temporizador se cierran y se produce la salida.

³⁹ BOLTON W., Sistemas De Control Electrónico En Ingeniería Mecánica y Electrónica, Segunda Edición. Página.-437.

a.5.2. CONTADORES

Los contadores son dispositivos internos del PLC que son encargados de contar algún evento, variable, una salida, una entrada, etc., según el interés del usuario.

El funcionamiento de un contador en la programación de los PLC'S consiste en que el programa le indica al contador cual será el numero de eventos a contar, la variable que va a contar, le indica si va a contar ascendentemente o descendentemente.

1.6.-PROGRAMAS DE SIMULACIÓN

1.6.1. FLUIDSIM

Es un programa informático para entrenamiento en el sistema neumático FluidSIM ayuda a enseñar, aprender y visualizar la neumática. Los componentes neumáticos son explicados por medio de breves descripciones, imágenes y presentaciones de principios de accionamiento; los ejercicios y vídeos didácticos ayudan a conocer las conexiones más importantes para el uso de componentes neumáticos.

Es objetivo de fluidSIM que el alumno conozca la neumática y la oleohidráulica básicas, sino también la electroneumática y electrohidráulica, así como el funcionamiento de los circuitos a través de autómatas programables.

1.6.2. SOLIDWORKS

Es un programa de diseño asistido por computador el cual permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en

trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

1.6.3. PROTEUS

Es un software de diseño electrónico desarrollado por Labcenter Electronics que consta de dos módulos:

ISIS

Mediante este programa podemos diseñar y simular el circuito que deseemos con componentes muy variados, desde una simple resistencia hasta algún que otro microprocesador o microcontrolador, incluyendo fuentes de alimentación, generadores de señales y muchas otras prestaciones. Los diseños realizados en Isis pueden ser simulados en tiempo real.

ARES

Ares es la herramienta de ruteado de Proteus, se utiliza para la fabricación de placas de circuito impreso, esta herramienta puede ser utilizada de manera manual o dejar que el propio programa trace las pistas, aunque aquí podemos también utilizar el tercer módulo, Electra (Electra Auto Router), el cual, una vez colocados los componentes trazará automáticamente las pistas realizando varias pasadas para optimizar el resultado. Con el módulo Ares también podemos tener una visualización en 3D del PCB que se ha diseñado.

CAPÍTULO II

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

2.1. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

En éste capítulo se muestra el resultado de la búsqueda del diseño más adecuado del Tagada, acorde a cumplir con todos los requerimientos de seguridad y diversión exigidos para este tipo de juego mecánico.

Para lograr este cometido se partió de un diseño preliminar de todos sus componentes mecánicos, los mismos que se fueron modificando y mejorando durante la etapa de diseño, hasta llegar a un diseño definitivo que garantice un adecuado y seguro funcionamiento del juego mecánico y que se describe en el presente capítulo.

Con el fin de agilizar el proceso iterativo de diseño, se utilizó el programa SolidWorks Simulation y SolidWorks Motion, para con su ayuda, realizar de forma rápida y precisa el análisis cinético y de esfuerzos de las diferentes alternativas de diseño hasta llegar a obtener las dimensiones, formas y perfiles más adecuados que garantizan un funcionamiento satisfactorio y seguro del Tagada bajo condiciones críticas de operación.

Partiendo de la capacidad requerida para el Tagada, así como; de las especificaciones técnicas que tienen máquinas semejantes existentes en el mercado y tomando en cuenta los recursos económicos disponibles para su construcción, se determinaron las principales características con que debe contar éste juego mecánico:

- Capacidad máxima para 32 personas adultas.
- Plataforma giratoria de 6 metros de diámetro.

- Velocidad máxima de rotación de 15 rpm tanto en sentido horario como en sentido anti horario.
- Sistema neumático con la fuerza necesaria para levantar la plataforma giratoria con todos sus componentes y pasajeros.
- Sistema de automatización y control gobernado de forma automática desde la cabina.

2.1.1. PARÁMETROS DE DISEÑO

En base a las características generales mencionadas en la sección anterior, a continuación se describen los parámetros principales que influyen directamente en el diseño mecánico de éste juego:

Capacidad máxima de carga	= 32 adultos (22400N) (sección 2.1.2.a)
Diámetro exterior del plato giratorio	= 6 metros
Velocidad máxima de giro	= 15 rpm (1.57 rad/s)
Inclinación máxima del plato	= 15°
Factor de seguridad mínimo requerido	= 3 ¹¹

En función de estos parámetros y del fundamento teórico del capítulo anterior, a continuación se procede con el diseño y la selección de los diferentes componentes mecánicos del Tagada.

2.1.2. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL PLATO GIRATORIO

El plato giratorio es el encargado de proporcionarle al Tagada su movimiento característico, es decir; girar en ambos sentidos y, ascender y descender en los tiempos requeridos, por lo tanto, su estructura debe ser capaz de soportar las cargas generadas debido al movimiento y al peso de las personas, el piso, los asientos y demás componentes que se montan sobre dicha estructura.

a. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE SOPORTA LA ESTRUCTURA DEL PLATO GIRATORIO

Cuando el Tagada funciona a máxima capacidad, la estructura del plato giratorio debe soportar las siguientes cargas:

Peso de 32 personas adultas.- Según la norma del percentil 95%⁴⁰ se toma el peso promedio de cada persona, el cual es igual a 71,35 Kg, por lo tanto, el peso total de los pasajeros será:

$$W_p = 71,35Kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_p = 700 N$$

$$W_p = 32 * 700 N$$

$$W_p = 22400 N$$

Peso del piso de fibra de vidrio.- Tomando en cuenta las recomendaciones de los fabricantes de máquinas semejantes, para el piso se utilizará planchas de fibra de vidrio de 7 mm de espesor cuyo peso total (Anexo A-1).

$$W_{PF} = V * \rho$$

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

$$A = \pi * \frac{5^2}{4}$$

⁴⁰ Internet: <http://www.guiainfantil.com/1483/los-percentiles-de-talla-y-peso-en-ninos-y-ninas.html>

$$A = 19.635m^2$$

$$V = A * t$$

$$V = 19.635 * 0.007$$

$$V = 0.137m^3$$

$$\rho = \text{gravedad especifica} * 1000Kg/m^3$$

$$\rho = 2.44 * 1000Kg/m^3$$

$$\rho = 2440 Kg/m^3$$

$$W_{PF} = 0.137m^3 * 2440 Kg/m^3$$

$$W_{PF} = 334.28 Kg$$

$$W_{PF} = 334.28 Kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{PF} = 3279,3N$$

Una vez calculado el valor del peso total de la fibra de vidrio que ocupa un diámetro de 5m, se obtiene del programa SolidWorks el valor de:

$$W_{PF} = 3280 N$$

El cual es semejante al calculado y es el valor que utilizaremos para los cálculos de nuestro diseño.

Peso de los asientos de fibra de vidrio.- Los asientos serán fabricados en fibra de vidrio de 5 mm de espesor cuyo peso total es:

$$Longitud\ asientos = \pi * \Phi$$

$$Longitud\ asientos = \pi * 5 = 15.7m$$

$$V = A * t$$

$$V = 0.0113 * 15,7$$

$$V = 0.178m^3$$

$$W_{PF} = 0.178m^3 * 2440 Kg/m^3$$

$$W_{PF} = 434.3 Kg$$

$$W_{PF} = 434.3Kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{PF} = 4260,7N$$

Una vez calculado el valor del peso total de la fibra de vidrio que ocupan los asientos, se obtiene del programa SolidWorks el valor de:

$$W_{AF} = 4260 N$$

El cual es semejante al calculado y es el valor que utilizaremos para los cálculos de nuestro diseño.

Peso de los accesorios.- El peso de las barandas de acero inoxidable y del sistema de luces con que cuenta el Tagada se estima en:

$$W_{AC} = 102Kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{AC} = 1000 N$$

Además de éstos pesos, la estructura del plato giratorio debe soportar su propio peso, por lo que al asignar las fuerzas en SolidWorks será necesario activar la opción de gravedad.

a.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA DEL PLATO GIRATORIO

Debido a que la estructura del plato giratorio soporta principalmente tensiones por esfuerzos normales por flexión (ecuación 1.1) y que para lograr un diseño eficiente es necesario diseñar una estructura que con el menor peso cumpla con el factor de seguridad mínimo recomendado, para seleccionar el perfil estructural más adecuado, buscamos en el catálogo de aceros (Anexo A-2) el tipo de perfil que con igual peso tenga el mayor módulo de la sección (Z).

Tomando en cuenta lo anterior, en el catálogo de aceros se determina que el perfil que con menor peso mejor soporta los esfuerzos por flexión es el perfil laminado IPE.

En base a los datos calculados en las secciones anteriores, a continuación se determina la carga total que soporta la estructura del plato giratorio:

$$W_T = 22400 + 3280 + 4260 + 1000$$

$$W_T = 30940 N$$

Esta carga actúa sobre las 12 vigas horizontales que conforman la estructura del plato giratorio, por lo tanto, para su diseño se considera una viga en voladizo de 1.90 m de longitud (figura 2.1) que soporta una carga distribuida igual a la doceava parte de la carga total (2578.33 N).

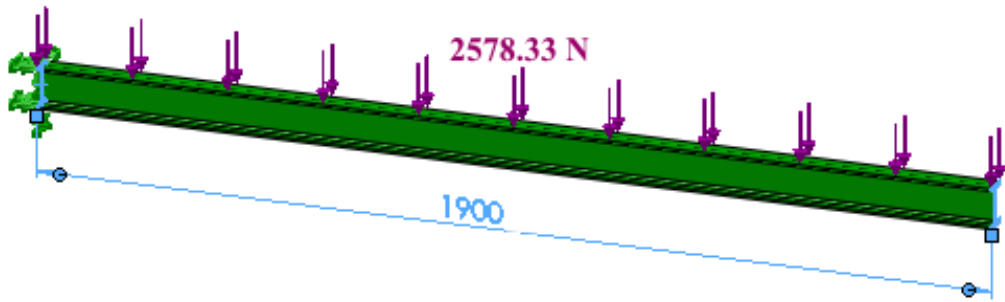


Figura 2.1 Diagrama de fuerzas de la viga de la estructura del plato giratorio.

Comprobación a través de elementos finitos.

$$K \cdot U = F$$

Donde:

K = Matriz de rigidez.

U = Vector de desplazamiento de nodos.

F = Vector de fuerzas externas.

Empleando discretización de elementos lineales:

Funciones de forma:

$$H_1(x) = 1 - x' \qquad H_2(x) = x'$$

Derivando:

$$\frac{dH_1}{dx'} = -1 \qquad \frac{dH_2}{dx'} = 1$$

Jacobiano:

$$J = \frac{dx}{dx'} = L$$

Funciones de forma en coordenadas lineales:

$$B_1 = \frac{dH_1}{dx} = \frac{dH_1}{dx'} \cdot \frac{dx'}{dx}$$

$$B_1 = -1 \cdot \frac{1}{L} = -\frac{1}{L}$$

$$B_2 = \frac{dH_2}{dx} = \frac{dH_2}{dx'} \cdot \frac{dx'}{dx}$$

$$B_2 = 1 \cdot \frac{1}{L} = \frac{1}{L}$$

Matriz de rigidez:

$$K = \begin{bmatrix} \int_0^1 B_1 C B_1 |J| A dx' & \int_0^1 B_1 C B_2 |J| A dx' \\ \int_0^1 B_2 C B_1 |J| A dx' & \int_0^1 B_2 C B_2 |J| A dx' \end{bmatrix}$$

Donde C=E

$$J = \frac{L}{2}$$

$$K_1 = \int_0^1 \left(-\frac{1}{L}\right) \cdot E \cdot \left(-\frac{1}{L}\right) \cdot \left(\frac{L}{2}\right) \cdot A dx'$$

$$K_1 = \int_0^1 \frac{EA}{2L} \cdot dx'$$

$$K_1 = \frac{EA}{2L} \cdot x \Big|_0^1$$

$$K_1 = \frac{EA}{2L}$$

$$K_2 = \int_0^1 \left(-\frac{1}{L}\right) \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L}\right) \cdot \left(\frac{L}{2}\right) \cdot A dx'$$

$$K_2 = \int_0^1 -\frac{EA}{2L} \cdot dx'$$

$$K_2 = -\frac{EA}{2L} \cdot x \Big|_0^1$$

$$K_2 = -\frac{EA}{2L}$$

$$K_3 = \int_0^1 \left(\frac{1}{L}\right) \cdot E \cdot \left(-\frac{1}{L}\right) \cdot \left(\frac{L}{2}\right) \cdot A dx'$$

$$K_3 = \int_0^1 -\frac{EA}{2L} \cdot dx'$$

$$K_3 = -\frac{EA}{2L} \cdot x \Big|_0^1$$

$$K_3 = -\frac{EA}{2L}$$

$$K_4 = \int_0^1 \left(\frac{1}{L}\right) \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L}\right) \cdot \left(\frac{L}{2}\right) \cdot A dx'$$

$$K_4 = \int_0^1 \frac{EA}{2L} \cdot dx'$$

$$K_4 = \frac{EA}{2L} \cdot x \Big|_0^1$$

$$K_4 = \frac{EA}{2L}$$

$$K = \frac{EA}{2L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Vectores de fuerza:

$$F = \begin{bmatrix} \int_0^1 F(x') H_1 |J| dx' \\ \int_0^1 F(x') H_2 |J| dx' \end{bmatrix}$$

Si $p(x)$ es constante = p_0

$$F_1 = \int_0^1 p_0 \cdot (1 - x') \cdot \left(\frac{L}{2}\right) dx'$$

$$F_1 = p_0 \frac{L}{2} \int_0^1 (1 - x') \cdot dx'$$

$$F_1 = p_0 \frac{L}{2} \cdot \left(-\frac{x^2}{2}\right) \Big|_0^1$$

$$F_1 = -p_0 \left(\frac{L}{4}\right)$$

$$F_2 = \int_0^1 p_0 \cdot (x') \cdot \left(\frac{L}{2}\right) dx'$$

$$F_2 = p_0 \frac{L}{2} \int_0^1 x' \cdot dx'$$

$$F_2 = p_0 \frac{L}{2} \cdot \left(\frac{x^2}{2}\right) \Big|_0^1$$

$$F_2 = p_0 \left(\frac{L}{4}\right)$$

$$F = p_0 \frac{L}{4} \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Utilizando el proceso de ensamblaje de matrices se obtiene:

Para la matriz de rigidez global:

$$K = \begin{bmatrix} K_1 & K_2 & 0 \\ K_3 & K_4 + K_1 & K_2 \\ 0 & K_3 & K_4 \end{bmatrix}$$

$$K = \frac{EA}{2L} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ -1 & 1+1 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$K = \frac{EA}{2L} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ -1 & 2 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Para el vector de fuerzas globales:

$$F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 + F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}$$

$$F = p_0 \frac{L}{4} \begin{bmatrix} -1 \\ 1 - 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$F = p_0 \frac{L}{4} \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Solución para el desplazamiento de nodos:

$$K \cdot U = F$$

$$\frac{EA}{2L} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ -1 & 2 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{bmatrix} = p_0 \frac{L}{4} \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Como $U_1=0$ el sistema se reduce:

Donde:

Perfil IPE 80

E= 250MPa

L= 1,9m

Para reducir la resolución de la matriz asumo:

$$m = \frac{EA}{2L} \quad ; \quad q = p_0 \frac{L}{4}$$

$$\text{ec.1} \quad 2mU_2 - mU_3 = 0$$

$$\text{ec.2} \quad -mU_2 + mU_3 = q$$

$$mU_2 = q$$

$$U_2 = \frac{q}{m}$$

Reemplazando m y q obtenemos:

$$U_2 = \frac{p_0 \frac{L}{4}}{\frac{EA}{2L}}$$

$$U_2 = \frac{p_0 L^2}{2EA}$$

$$U_2 = 9.3 * 10^{-3} m.$$

$$U_2 = 9.3 \text{ mm.}$$

$$\text{ec.1} \quad 2mU_2 - mU_3 = 0$$

$$\text{ec.2} \quad -2mU_2 + 2mU_3 = 2q$$

$$mU_3 = 2q$$

$$U_3 = \frac{2q}{m}$$

Reemplazando m y q obtenemos:

$$U_3 = \frac{p_0 \cdot 2 \frac{L}{4}}{\frac{EA}{2L}}$$

$$U_3 = \frac{p_0 L^2}{EA}$$

$$U_3 = 0.0186m.$$

$$U_3 = 18.61mm.$$

Ley de esfuerzos:

$$\sigma_{(x)} = 100CB_n U_n + 100CB_{n+1} U_{n+1}$$

$$\sigma_{(x)} = 100EB_1 U_1 + 100EB_2 U_2$$

$$\sigma_{(x)} = 100E \left[-\frac{1}{L} U_2 + \frac{1}{L} U_3 \right]$$

$$\sigma_{(x)} = 100E \left[-\frac{1}{1.9} 9.3 * 10^{-3} + \frac{1}{1.9} 0.0186 \right]$$

$$\sigma_{(x)} = 100.250[-4.89 * 10^{-3} + 9.78 * 10^{-3}]$$

$$\sigma_{(x)} = 100.250[4.89 * 10^{-3}]$$

$$\sigma_{(x)} = 122.25MPa$$

Para este tipo de carga, el momento flector máximo que soporta la viga viene dado por:

$$M_{max} = \frac{W \cdot L}{2}$$

$$M_{max} = \frac{2578.33 N \cdot 1.9 m}{2}$$

$$M_{max} = 2449.41 Nm$$

Para determinar el tamaño del perfil IPE se despeja el módulo de la sección de la ecuación de flexión.

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max} \cdot FS}{Z_x} \leq S_y$$

De donde:

$$Z_x \geq \frac{2449.41 \text{ Nm} \cdot 2}{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$Z_x \geq 19.6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 19.60 \text{ cm}^3$$

Donde:

FS = factor de seguridad = 2

S_y = límite de fluencia del acero estructural ASTM A36 = 250 MPa

Z_x = módulo de la sección con respecto al eje x del Perfil IPE

En el catálogo de perfiles estructurales IPE (anexo A2) se observa que el valor más próximo al módulo de la sección calculado es de 20 cm^3 y corresponde a un perfil IPE 80.

Se toma este valor del módulo de la sección con respecto al eje X (Z_x) del perfil IPE 80 y se reemplaza en la ecuación de esfuerzo por flexión (ecuación 1.1)

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{Z_x}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{2449.41 \text{ Nm}}{20 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{flex} = 122.47 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} = 122.47 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el esfuerzo normal total es:

$$\sigma_x = 122.47 \text{ MPa}$$

Reemplazando este valor en el círculo de Mohr (Anexo A3) para el cálculo de esfuerzos combinados se obtiene:

$$\sigma_1 = 122.47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\tau_{xy} = 61.24 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises (Ecuación 1.3) máximo que soporta la estructura del plato giratorio viene dado por:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2}$$

$$\sigma' = 122.47 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad mínimo para la viga de la estructura es:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{122.47 \text{ MPa}}$$

$$FS = 2.04$$

Modelando la viga de la estructura del plato giratorio en SolidWorks y asignándole como material el acero ASTM A36 ($S_y = 250 \text{ MPa}$) y como carga total 2578.33 N , luego de ejecutar el análisis de esfuerzos en el programa SolidWorks Simulation, se obtiene los siguientes resultados:

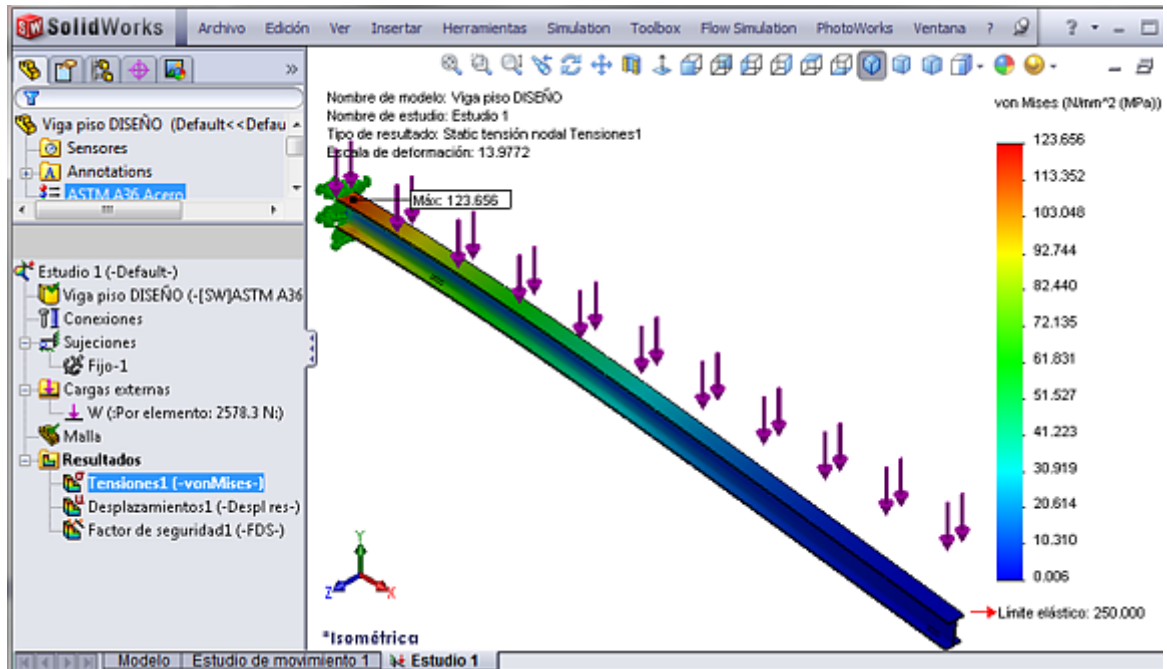


Figura 2.2 Tensión de Von Mises.

En la figura 2.2 se observa que la máxima tensión de Von Mises es de 123.66 y este valor es semejante al valor calculado de 122.47 MPa.

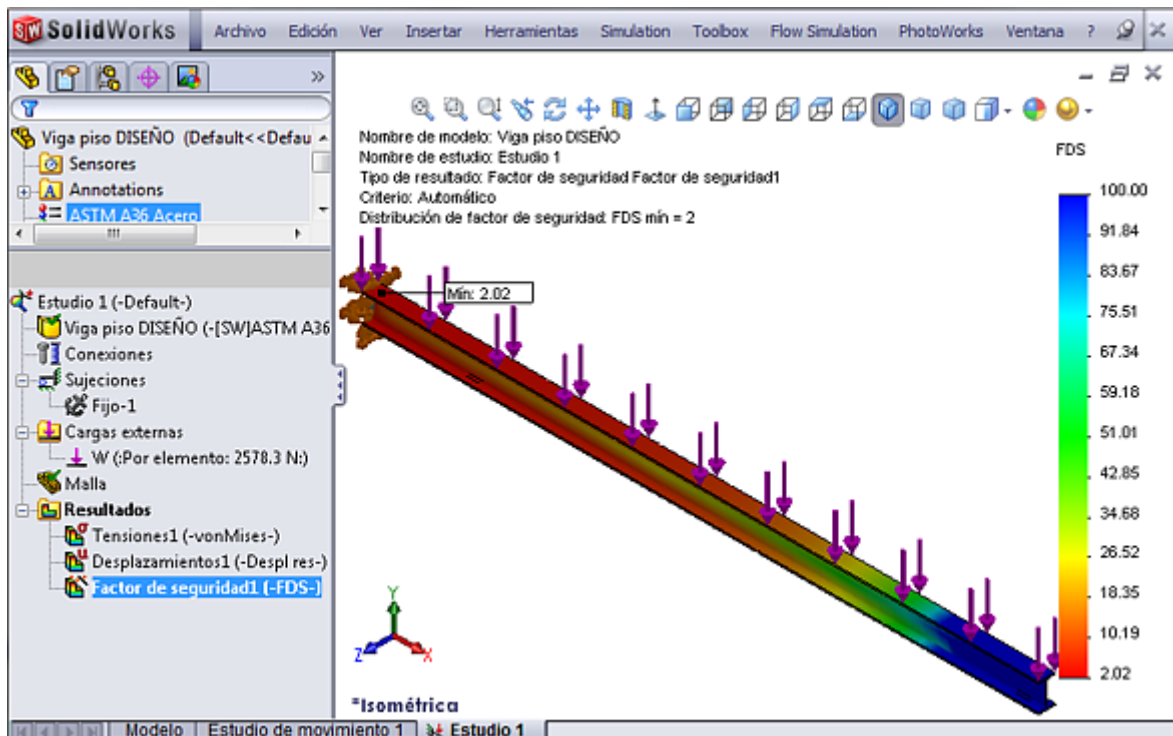


Figura 2.3 Distribución del factor de seguridad.

En la figura 2.3 se determina que el factor de seguridad mínimo es de 2.04 y este valor aproxima bastante al valor calculado de 2.02.

Debido a que el factor de seguridad de la viga es menor al valor mínimo recomendado de 3, es necesario reforzar la viga mediante otro perfil en la parte inferior como se muestra en la figura 2.4.

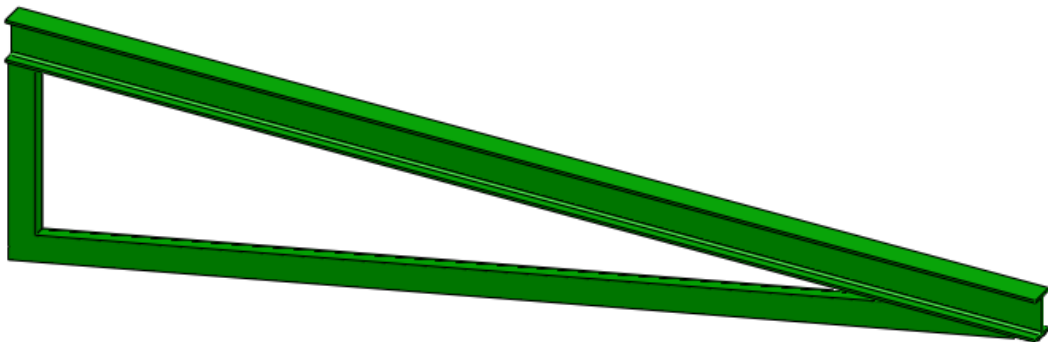


Figura 2.4 Viga reforzada de la estructura del plato giratorio.

a.2. DISEÑO DE LA VIGA REFORZADA

Para poder realizar el análisis de esfuerzos en la viga reforzada, es necesario determinar primero la reacción en los apoyos A y B que se describen en la figura 2.5.

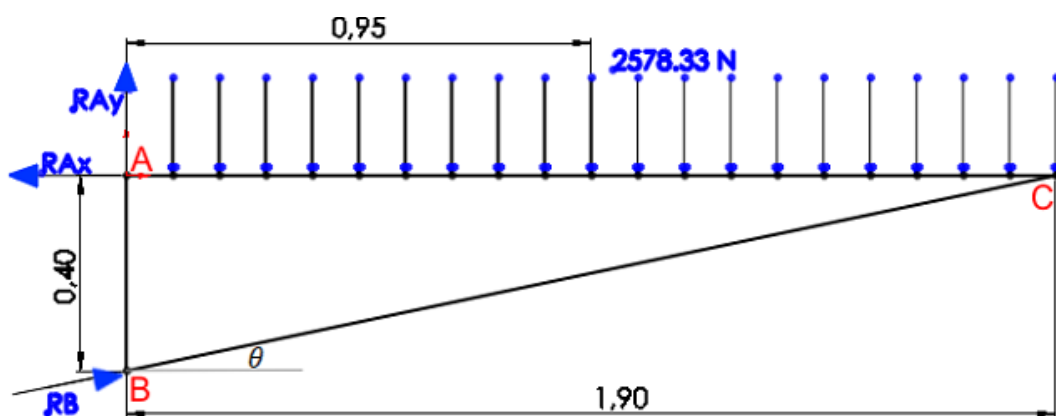


Figura 2.5. Diseño De La Viga Reforzada

$$\tan^{-1}\theta = \frac{0.40}{1.90}$$

$$\theta = 11.89^\circ$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_B \cos\theta * 0.4 - 2578,33 * 0.95 = 0$$

$$R_B = \frac{2578.33 * 0.95}{0.4 * \cos 11.89^\circ}$$

$$R_B = 6258.0N$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-R_{AX} + R_B \cos\theta = 0$$

$$R_{AX} = 6258.0 * \cos 11.89^\circ$$

$$R_{AX} = 6123.5N$$

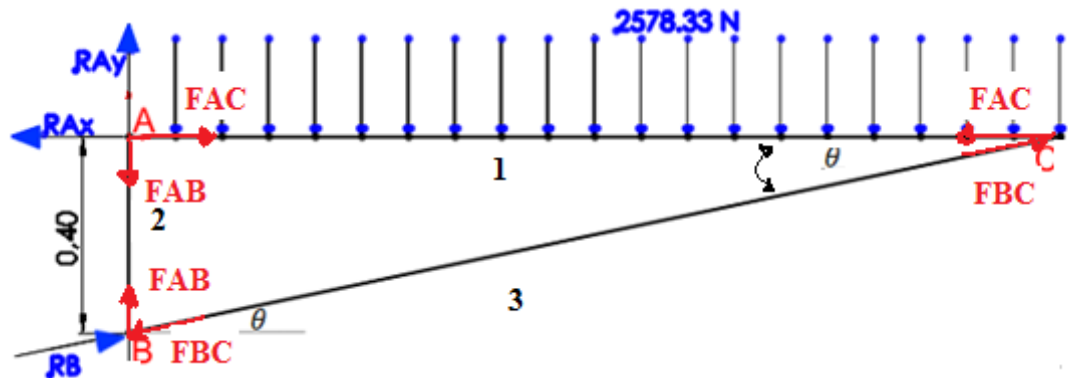
$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{AY} + R_B \sin\theta - 2578.33 = 0$$

$$R_{AY} = 2578.33 - 6258 * \sin 11.89^\circ$$

$$R_{AY} = 1288N$$

Análisis matricial de la estructura



$$\textcircled{A}$$

$$\sum F_{AX} = 0 \Rightarrow F_{AC} - R_{AX} = 0$$

$$\sum F_{AY} = 0 \Rightarrow -F_{AB} + R_{AY} = 0$$

$$\textcircled{B}$$

$$\sum F_{BX} = 0 \Rightarrow -F_{BC} \cdot \cos \theta + R_{BX} = 0$$

$$\sum F_{BY} = 0 \Rightarrow F_{AB} - F_{BC} \cdot \sin \theta = 0$$

$$\textcircled{C}$$

$$\sum F_{CX} = 0 \Rightarrow F_{BC} \cdot \cos \theta - F_{AC} = 0$$

$$\sum F_{CY} = 0 \Rightarrow F_{BC} \cdot \sin \theta - F_{eq} = 0$$

La solución del sistema viene dada por:

$$\{FS\} = -[B]^{-1} \cdot \{P\}$$

Donde:

$\{FS\}$ = vector de fuerza de los eslabones y los soportes de la estructura.

$[B]$ = matriz estática.

$\{P\}$ = vector de cargas externas en la estructura.

$$[B] = \begin{bmatrix} F_{AC} & F_{AB} & F_{BC} & R_{AX} & R_{AY} & R_{BX} \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -0,9785 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & -0,2060 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & +0,9785 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & +0,2060 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$-[B] = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0,9785 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & -1 & 0,2060 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -0,9785 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0,2060 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\{FS\} = -[B]^{-1} \cdot \{P\}$$

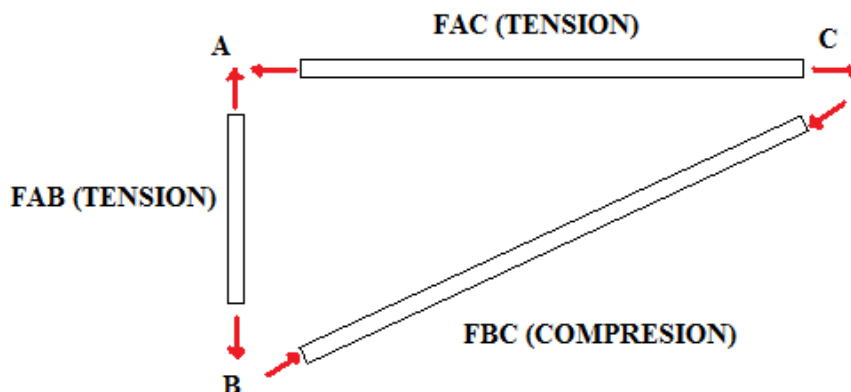
$$\begin{Bmatrix} F_{AC} \\ F_{AB} \\ F_{BC} \\ R_{AX} \\ R_{AY} \\ R_{BX} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -4,750 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -4,854 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -4,750 \\ 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -4,750 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{2578,33}{2} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} F_{AC} \\ F_{AB} \\ F_{BC} \\ R_{AX} \\ R_{AY} \\ R_{BX} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 6123,82 \\ 1289,16 \\ 6258,06 \\ 6123,82 \\ 1289,16 \\ 6123,82 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{aligned} F_{AC} &= 6123,82N \text{ (tensión)} \\ F_{AB} &= 1289,16N \text{ (tensión)} \\ \Rightarrow F_{BC} &= 6258,06N \text{ (compresión)} \\ R_{AX} &= 6123,82N \\ R_{AY} &= 1289,16N \\ R_{BX} &= 6123,82N \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$R_B = \frac{R_{BX}}{\cos \phi} = \frac{6123,82N}{\cos 11,89^\circ} = 6258,05N$$



En base a estas cargas se analiza cada eslabón para las condiciones más verticales.

VIGA 1

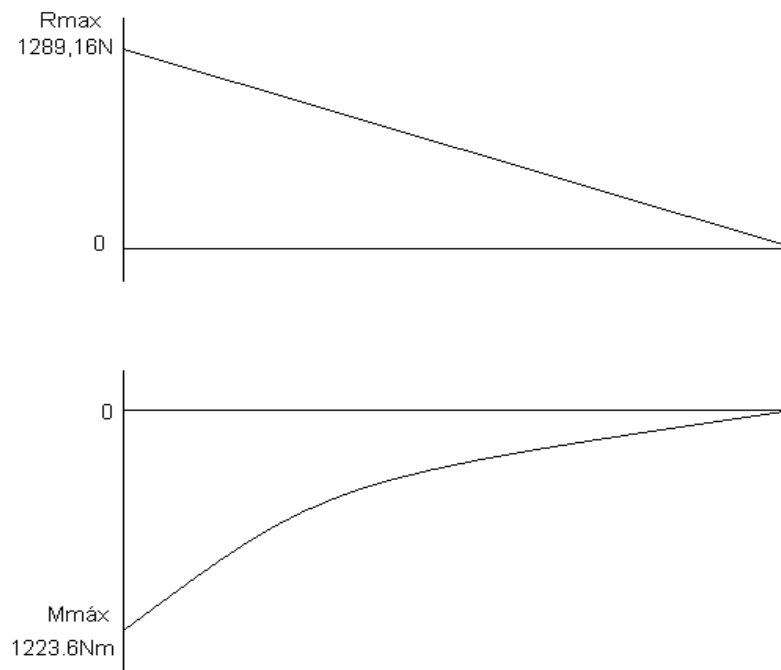
Para el análisis del perfil horizontal A-C (IPE80) tenemos:

$$M_{MAX} = \frac{Ray * LAC}{2}$$

$$M_{MAX} = \frac{1288 * 1.9}{2}$$

$$M_{MAX} = 1223.6Nm$$

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



Por lo tanto, el esfuerzo normal máximo por flexión es:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{Z}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1223.6Nm}{20 * 10^6 m^3}$$

$$\sigma_{flex} = 61.18 * 10^6 Pa = 61.18MPa$$

El esfuerzo normal máximo por tracción es:

$$\sigma_{trac} = \frac{R_{AX}}{A_W}$$

$$\sigma_{trac} = \frac{6123.5N}{7.64 * 10^{-4} m^2}$$

$$\sigma_{trac} = 8.015 * 10^6 Pa = 8.015MPa$$

Donde:

A_W = Es el área del alma, ver Anexo A-2.

Por lo tanto el esfuerzo normal resultante es:

$$\sigma_X = \sigma_{FLEX} + \sigma_{TRACC} = 69.195MPa$$

El esfuerzo cortante máximo viene dado por:

$$\sigma_{XY} = \frac{R_{AX}}{A_W}$$

$$\sigma_{xy} = \frac{1288N}{7.64 * 10^{-4} m^2}$$

$$\sigma_x = 1.686 * 10^6 Pa = 1.686 MPa$$

Ingresando estos valores en el círculo de Mohr (Anexo A-4) se obtiene los siguientes esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = 69.236 MPa$$

$$\sigma_2 = -0.041 MPa$$

$$\tau_{max} = 34.639 MPa$$

De acuerdo a la teoría de falla de la energía de distorsión, el esfuerzo de Von Mises (Ecuación 1.3.) es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{69.236^2 - (69.236 * -0.041) + 0.041^2}$$

$$\sigma' = 69.256 MPa$$

Entonces, el factor de seguridad (Ecuación 1.2.) mínimo de la viga AB es:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$FS = \frac{250 MPa}{69.256 MPa}$$

$$FS = 3.59$$

VIGA 3

Para determinar el tamaño del perfil que se requiere utilizar en el esfuerzo de la estructura, primero se concluye que los perfiles AB y BC, el crítico es el BC debido a que, el mismo tiene una longitud mucho mayor, por tal motivo, se analiza el perfil BC.

El perfil BC está sometido a una carga axial R_B que le produce deformación por pandeo, por lo tanto es necesario realizar un diseño de columna

La longitud total de perfil BC es:

$$L = \sqrt{1.9^2 + 0.4^2}$$

$$L = 1.94m$$

La constante de la columna viene dada por:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 207 * 10^9}{250 * 10^6}}$$

$$C_c = 127.84$$

Donde:

E= Módulo de elasticidad del acero cuyo valor es igual a $207*10^9$ Pa

La carga crítica que soporta el perfil BC es:

$$P_{cr} = F_S * R_B$$

$$P_{cr} = 3 * 6258N$$

$$P_{cr} = 18774N$$

Asumiendo una columna larga, de la ecuación de Euler, se despeja el momento de inercia de la sección transversa I.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

$$I = \frac{P_{cr}(KL)^2}{\pi^2 E}$$

$$I = \frac{1877N * (2.1 * 1.94)^2 m^2}{\pi^2 207 * 10^9 N/m^2}$$

$$I = 1.52 * 10^7 m^4 = 15.25 cm^4$$

En el catalogo de perfiles de DIPAC (Anexo A-5) se busca un tubo rectangular con un momento de inercia mayor que $15.25 cm^4$, por lo que se selecciona el tubo de $(30*70*2)mm$, cuyo momento de inercia es $22.20 cm^4$ y su radio de giro $2.44 cm$.

La relación de esbeltez de la columna es:

$$\frac{KL}{i} = \frac{2.1 * 194 cm}{2.44 cm} = 166.97$$

Debido a que la relación de esbeltez es mayor que C_c , la columna es larga y por lo tanto, el diseño es correcto.

a.3. MODELADO DE LA ESTRUCTURA DEL PLATO GIRATORIO

Debido a que la estructura del plato giratorio soporta principalmente tensiones por esfuerzos normales de flexión, y que; para lograr un diseño eficiente es necesario diseñar una estructura que con el menor peso cumpla con el factor de seguridad mínimo recomendado.

En base al perfil seleccionado (IPE 80) y tomando en cuenta la función y los componentes que se deben acoplar con esta estructura, se modela en SolidWorks la estructura del plato giratorio con la geometría mostrada en la figura 2.6.

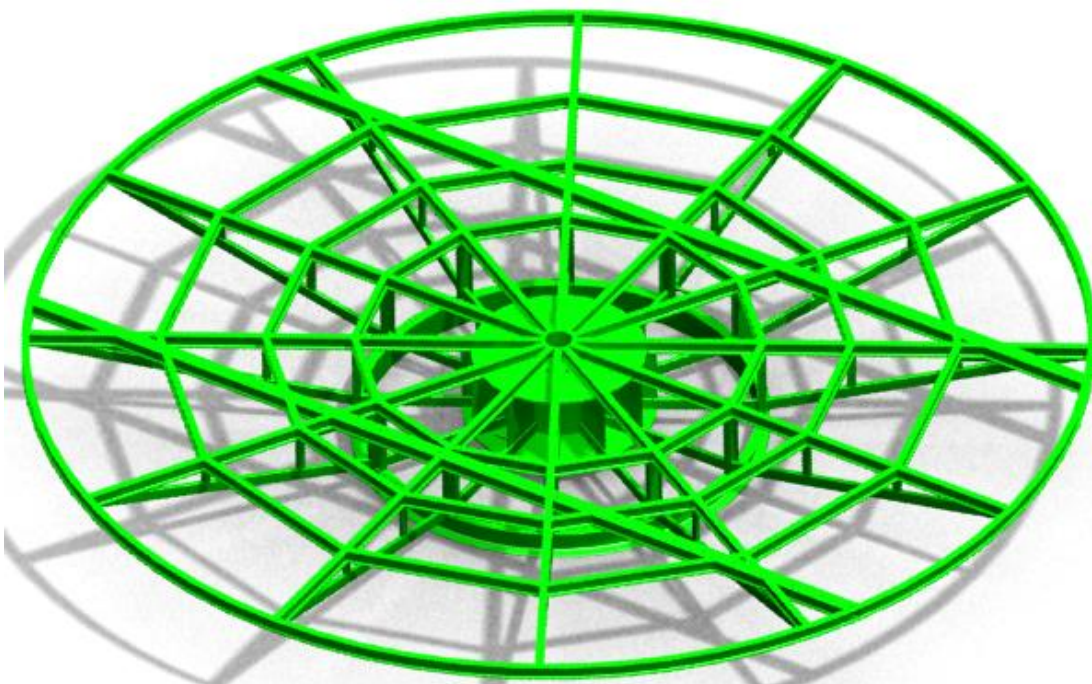


Figura 2.6 Modelo en SolidWorks de la estructura del plato giratorio.

a.4. ANÁLISIS DE ESFUERZOS DE LA ESTRUCTURA DEL PLATO GIRATORIO

Una vez modelada la estructura del plato en SolidWorks se procede a realizar su análisis de esfuerzos en el programa SolidWorks Simulation, que es un programa

de análisis por elementos finitos (FEA) que calcula de forma rápida y precisa esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad de un sistema mecánico en función de los materiales, cargas y restricciones asignadas.

a.4.1. ASIGNACIÓN DE MATERIALES

Los perfiles estructurales se fabrican con acero ASTM A36 y sus propiedades se muestran en la siguiente tabla.

Tabal 2.1 Propiedades del acero estructural ASTM A36.

MATERIAL	RESISTENCIA A LA FLUENCIA	RESISTENCIA A LA TENSIÓN	DENSIDAD	PESO TOTAL DE LA ESTRUCTURA (W_E)
Acero ASTM A36	250 MPa	400 MPa	7850 kg/m ³	1170 kg (11500 N)

a.4.2. ASIGNACIÓN DE CARGAS Y SUJECIONES

Debido a la complejidad que tiene la geometría de la estructura del plato giratorio y gracias a su simétrica, se diseña solo un cuadrante de la estructura (figura 2.7), en el análisis de esfuerzos.

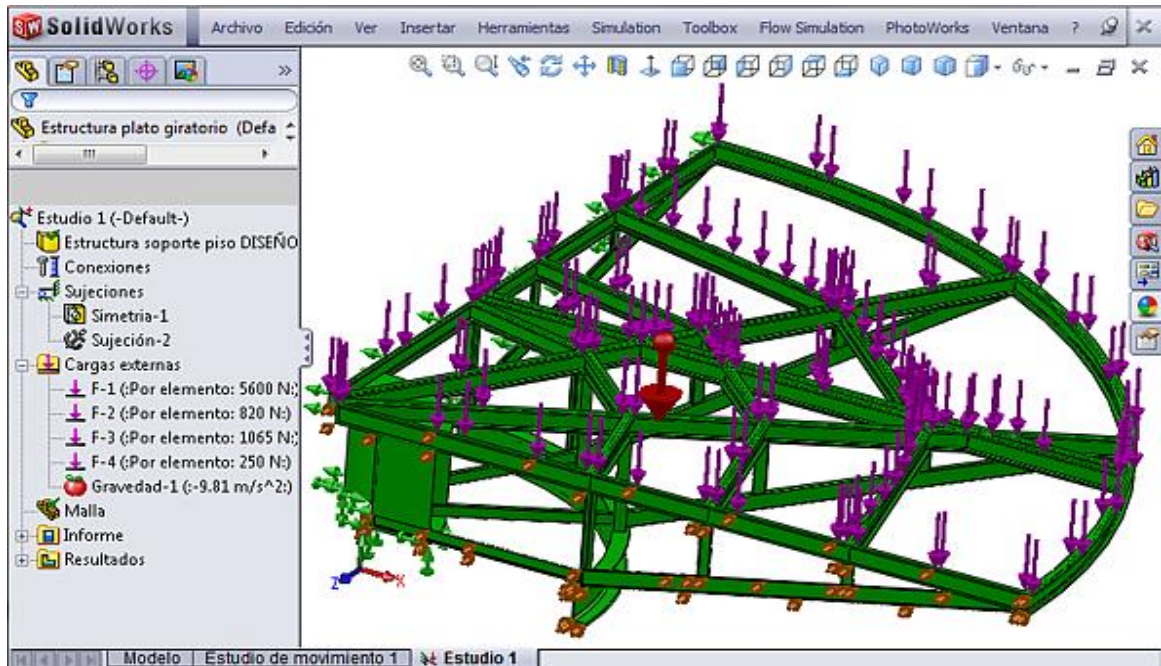


Figura 2.7 Asignación de cargas y sujeciones a la estructura del plato giratorio.

Ya que se analiza un cuadrante de la estructura, para la asignación de cargas solo tomamos la cuarta parte de cada una de las cargas determinadas en la sección 2.1.2 y las aplicamos sobre la parte de la estructura en que actúa.

Donde:

$$F_1 = \frac{W_p}{4} = \frac{22400}{4} = 5600N$$

F1 actúa sobre el anillo exterior del plato de 0.5m de ancho donde van los asientos.

$$F_2 = \frac{W_{PF}}{4} = \frac{3280}{4} = 820N$$

F2 actúa sobre la circunferencia central de 5m de diámetro que tiene el piso.

$$F_3 = \frac{W_{AF}}{4} = \frac{4260}{4} = 1065N$$

F3 actúa sobre el anillo exterior del plato de 0.5m de ancho donde van los asientos.

$$F_4 = \frac{W_{AC}}{4} = \frac{1000}{4} = 250N$$

F4 actúa sobre el anillo exterior del plato de 0.5m de ancho donde van los asientos.

Tabal 2.2 Cargas asignadas a la estructura del plato giratorio.

NOMBRE DE CARGA	CONJUNTO DE SELECCIONES	TIPO DE CARGA
Fuerza-1 <Estructura plato giratorio>	activar 1 Cara aplicar fuerza normal 5600 N	Distribución uniforme
Fuerza-2 <Estructura plato giratorio>	activar 1 Cara aplicar fuerza normal 820 N	Distribución uniforme
Fuerza-3 <Estructura plato giratorio>	activar 1 Cara aplicar fuerza normal 1065	Distribución uniforme
Fuerza-4 <Estructura plato giratorio>	activar 1 Cara aplicar fuerza normal 250 N	Distribución uniforme
Gravedad-1	Con respecto a Top Plane con aceleración de la gravedad -9.81 m/s ²	

Tabal 2.3 Sujeciones de la estructura del plato giratorio.

NOMBRE DE RESTRICCIÓN	CONJUNTO DE SELECCIONES
Simetria-1 <Estructura plato giratorio>	activar 2 Cara(s) simetría
Sujeción-2 <Estructura plato giratorio>	activar 1 Cara(s) fijo.

Simetria-1, se aplica en las dos caras laterales del cuadrante de la estructura (en verde), por donde se realizó el corte de la estructura completa.

Simetria-2, Se aplica en la parte central de la estructura (en verde), donde se sujeta al eje del plato giratorio.

a.4.3. MALLADO Y EJECUCIÓN DE ESTUDIO DE DISEÑO

Una vez asignadas las cargas y las sujeciones se procede a mallar la estructura Figura 2.8. Para luego ejecutar el estudio de diseño.

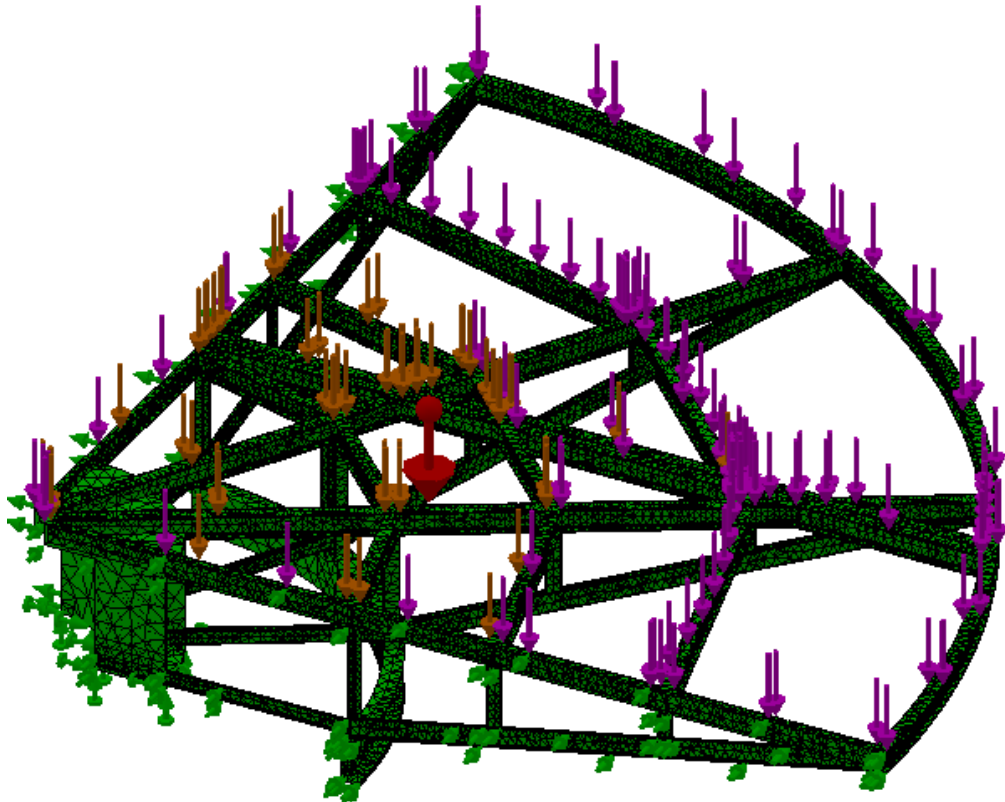


Figura 2.8 Mallado de la estructura del plato giratorio.

a.4.4. RESULTADOS

A continuación se presentan los resultados obtenidos luego de ejecutar el análisis de esfuerzos.

En la figura 2.9 se muestra la distribución del esfuerzo de Von Mises sobre la estructura y al analizarla se determina que la máxima tensión ocurre en los soportes inferiores de la estructura, sin embargo, al ser su valor máximo (71.7 MPa) menor que la resistencia a la fluencia del acero ASTM A36 que es de 250 MPa, se concluye que la estructura del plato giratorio puede resistir esta tensión máxima sin fallar.

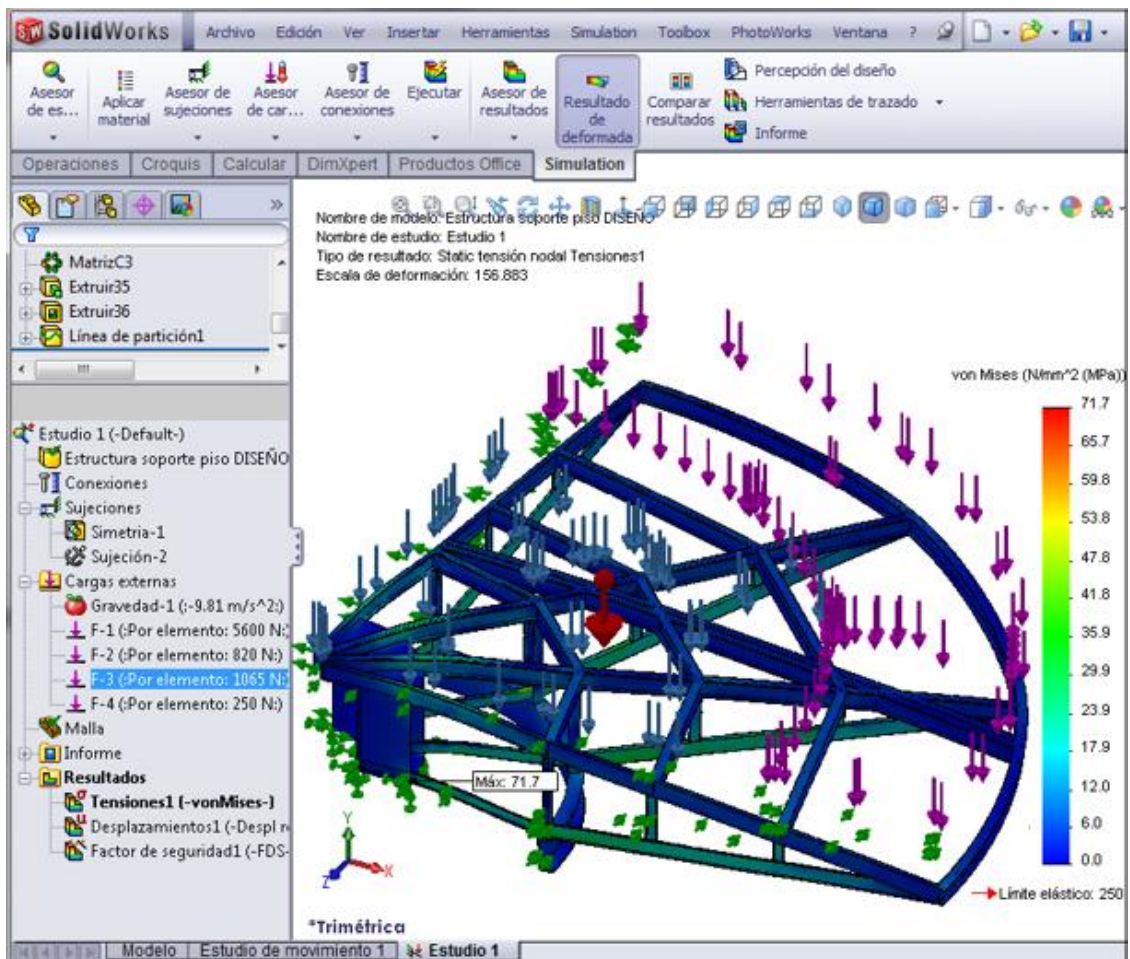


Figura 2.9 Tensión de Von Mises en la estructura del plato giratorio.

Al analizar la figura 2.10 se observa que el desplazamiento máximo de la estructura se produce en el extremo exterior del plato giratorio, donde actúa el peso de los pasajeros y los asientos, sin embargo al ser su valor máximo igual 1.927 mm se considera que este desplazamiento no perjudica el buen funcionamiento de la máquina.

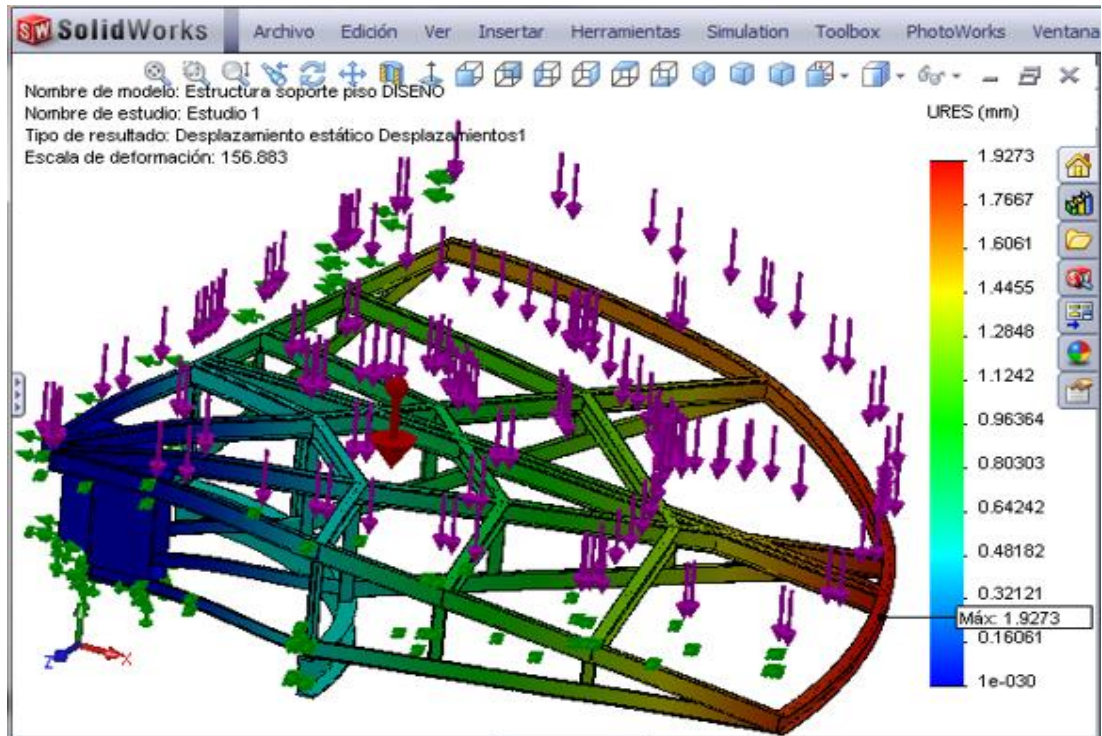


Figura 2.10 Desplazamientos resultantes en la estructura del plato giratorio.

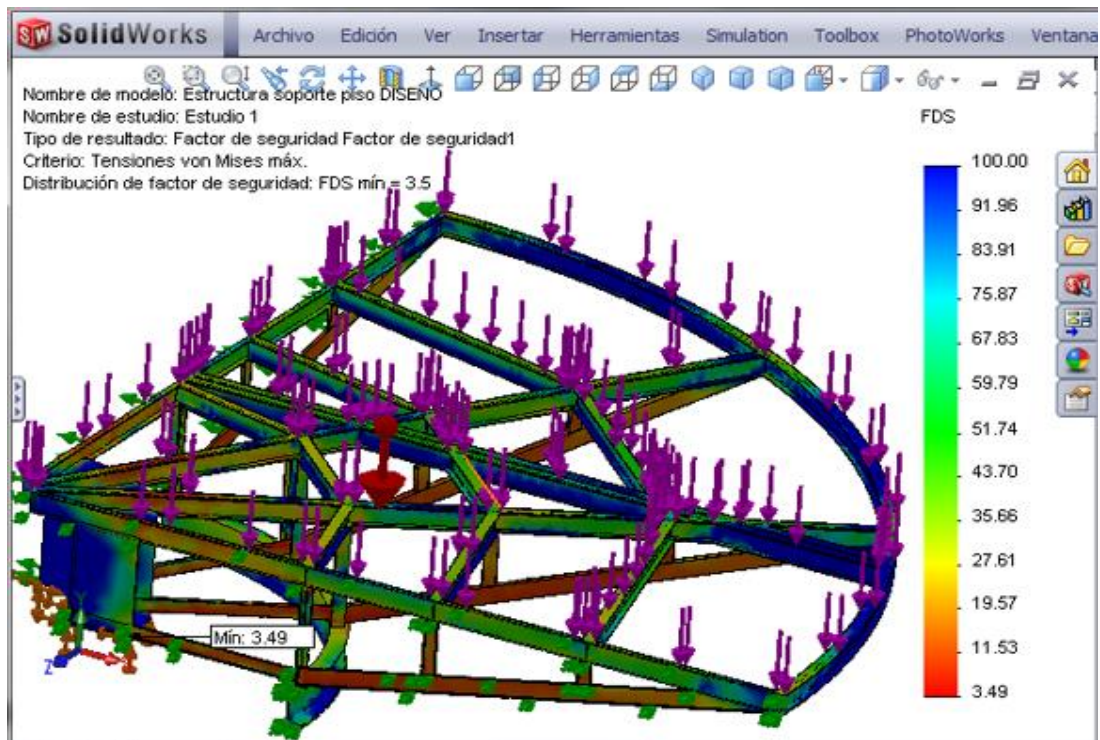


Figura 2.11 Distribución del factor de seguridad en la estructura del plato giratorio.

Con respecto al factor de seguridad, en la figura 2.11 se muestra su distribución y se observa que su valor mínimo es de 3.49, que es mayor que el mínimo recomendado de 3, por lo que se concluye que el diseño es seguro.

2.1.3. DISEÑO DEL SOPORTE DEL PLATO GIRATORIO

Debido a que este elemento es el que sostiene el plato giratorio y además le debe permitir que gire sobre su eje y que se mueva con un movimiento alternante de sube y baja, el soporte del plato giratorio estará formado por las tres partes que se indican y diseñan cada una de ellas a continuación.

- Eje longitudinal
- Brazo lateral
- Disco central hueco

a. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE ACTÚAN SOBRE EL SOPORTE DEL PLATO GIRATORIO

Cuando el Tagada funciona a máxima capacidad, el soporte del plato giratorio resiste las siguientes cargas:

a.1. PESO TOTAL DEL PLATO GIRATORIO Y LOS PASAJEROS

Para calcular el peso total del plato giratorio y los pasajeros sumamos todas las cargas determinadas en la sección 2.1.2, más el peso de la estructura del plato giratorio mostrado en la tabla 2.1:

$$W_{TPG} = (22400 + 3280 + 4260 + 1000 + 11500) N$$

$$W_{TPG} = 42440 N$$

El soporte del plato giratorio también debe soportar su propio peso, por lo que en el estudio de diseño en SolidWorks se activa la opción de gravedad.

a.2 EJE LONGITUDINAL

Este eje debe tener sección circular, ya que debe acoplarse a 2 rodamientos para poder girar, dándole al plato giratorio su movimiento característico de sube y baja.

El eje debe ser capaz de resistir la carga $W_{TPG} = 42440\text{N}$ (sección 2.1.3.a) y además debe tener la longitud suficiente para que permita el montaje del motor y el reductor de velocidad, por lo tanto:

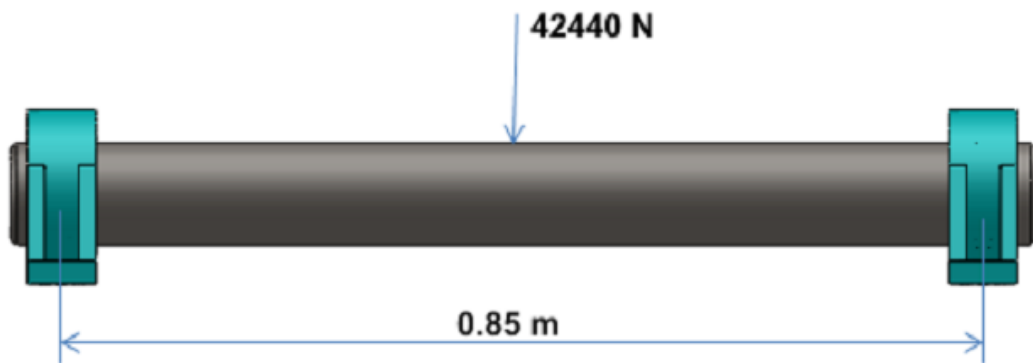


Figura 2.12. Eje longitudinal.

El momento máximo que soporta el eje viene dado por:

$$M_{MAX} = \frac{W_{TPG} * L}{4}$$

$$M_{MAX} = \frac{42440 * 0.85}{4}$$

$$M_{MAX} = 9018.5Nm$$

De la ecuación de esfuerzos por flexión se despeja el módulo de la sección.

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{Z_x} \leq \frac{S_y}{FS}$$

De donde:

$$Z \geq \frac{FS * M_{max}}{S_y}$$

$$Z \geq \frac{3 * 9018.5N}{250 * 10^6 N/m^2}$$

$$Z \geq 0.0001 m^3 = 1.0 * 10^5 mm^3$$

De la ecuación del módulo de la sección para un círculo se obtiene el diámetro del eje.

$$Z = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * Z}{\pi}}$$

$$D = 100.6mm \cong 100mm$$

a.3. BRAZO LATERAL

Al brazo longitudinal se acoplan el vástago de los cilindros neumáticos que le proporcionan al juego mecánico el movimiento de sube y baja, por lo tanto el brazo debe tener la longitud suficiente para que los cilindros neumáticos alcancen debajo del brazo y además con el movimiento, los cilindros no choquen con la estructura base.

Al igual que el eje longitudinal, el brazo debe resistir la carga W_{TPG} .

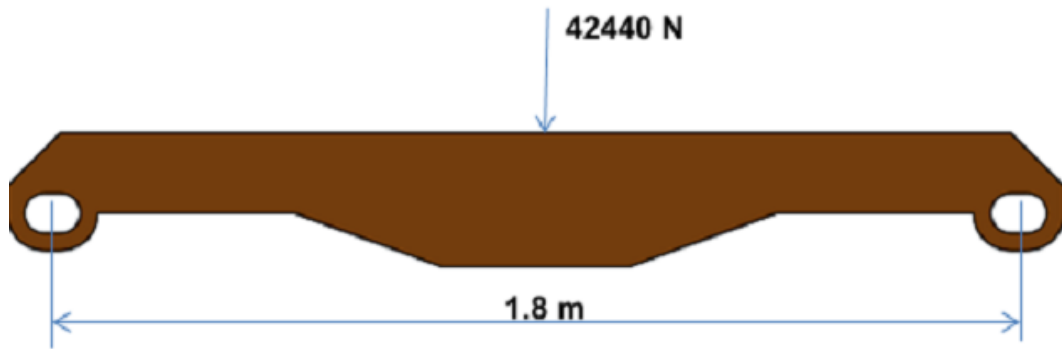


Figura 2.13. Brazo lateral.

Debido a que el momento máximo del brazo, ocurre en la zona media, y con el objetivo de minimizar la masa, el brazo tiene una sección mayor en la mitad y menor en los extremos, por lo tanto:

$$M_{MAX} = \frac{W_{TPG} * L}{4}$$

$$M_{MAX} = \frac{42440 * 1.8}{4}$$

$$M_{MAX} = 19098Nm$$

El módulo de la sección mínima requerida viene dada por:

$$Z \geq \frac{FS * M_{max}}{S_y}$$

$$Z \geq \frac{3 * 19098N}{250 * 10^6 N/m^2}$$

$$Z \geq 0.00023 m^3 = 229176 mm^3$$

En base al tamaño del vástago y utilizando una plancha de 15mm de espesor para fabricar el brazo, se obtiene la siguiente sección transversal, cuyo módulo de la sección es 241500 mm^3 (Anexo A-6).

a.4. DISCO HUECO

Sobre este disco descansa la estructura del plato giratorio, por lo tanto debe tener el diámetro suficiente para proporcionarle estabilidad al tagada y al mismo tiempo debe ser hueco para permitir el paso del eje y alojar los rodamientos.

Por lo tanto, el disco hueco soporta esfuerzos normales de compresión.

$$\sigma_{comp.} = \frac{W_{TPG}}{A} \leq \frac{S_y}{FS}$$

De donde:

$$A \geq \frac{FS * W_{TPG}}{S_y}$$

$$A \geq \frac{3 * 42440N}{250 * 10^6 N/m^2}$$

$$A \geq 0.00051 \text{ m}^2 = 5.1 * 10^3 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 5.1 * 10^3 + 350^2}{\pi}}$$

$$D = 878\text{mm} \cong 900\text{mm}$$

b. MODELADO COMPUTACIONAL DEL PLATO GIRATORIO

En base al diseño anterior y para cumplir con estos requerimientos, el soporte del plato giratorio tendrá la forma mostrada en la figura 2.14.

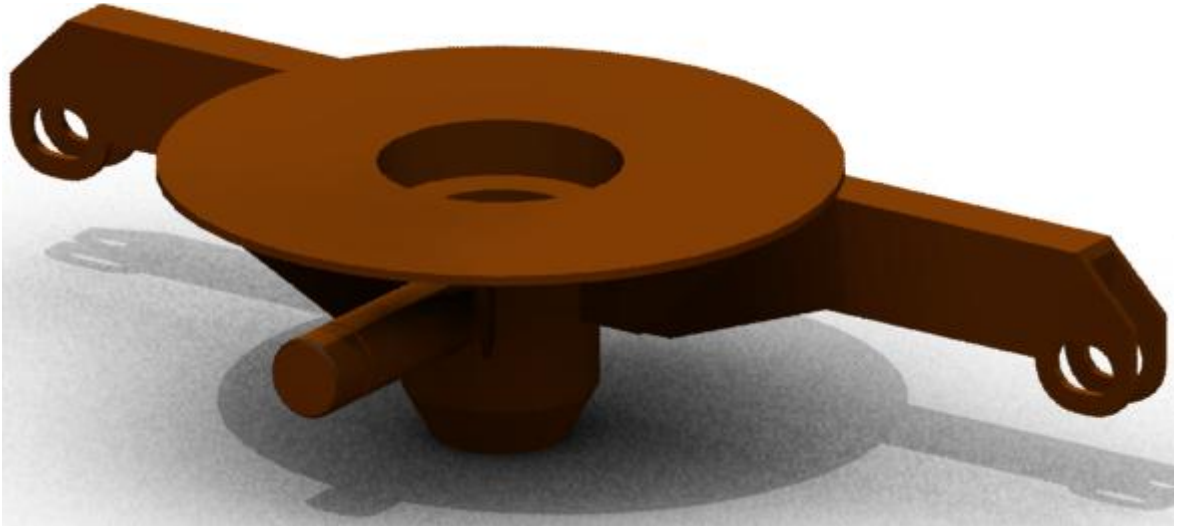


Figura 2.14 Modelo en 3D del soporte del plato giratorio.

b.1. ANÁLISIS DE ESFUERZOS DEL SOPORTE DEL PLATO GIRATORIO

Luego de modelar el soporte del plato giratorio y simular su funcionamiento de manera que cumpla con los requerimientos de rigidez y de movimiento requeridos, procedemos a ejecutar su estudio de diseño.

b.2. ASIGNACIÓN DE MATERIALES

Este soporte será fabricado a partir de bloques y planchas de acero estructural ASTM A36 y sus propiedades físicas se muestran a continuación en la tabla 2.4.

Tabal 2.4 Propiedades físicas del soporte del plato giratorio.

MATERIAL	RESISTENCIA A LA FLUENCIA	DENSIDAD	VOLUMEN	PESO DEL SOPORTE DEL PLATO GIRATORIO (W_{SP})
Acero ASTM A36	250 MPa	7850 kg/m ³	0.0455 m ³	305 kg (3000 N)

b.3. ASIGNACIÓN DE CARGAS Y SUJECIONES

En base a las cargas determinadas en la sección 2.1.3.a. y a los requerimientos funcionales del soporte se asignan las cargas y sujeciones.

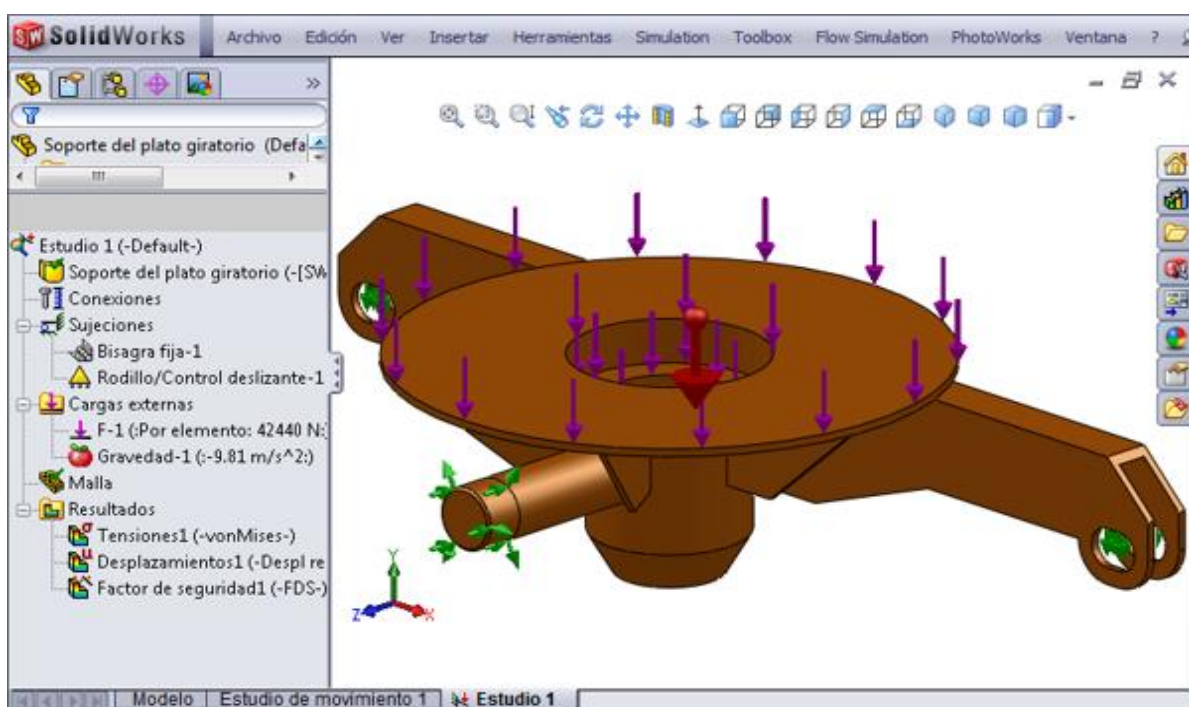


Figura 2.15 Asignación de cargas y sujeciones al soporte del plato giratorio.

Tabal 2.5 Cargas asignadas a la estructura del plato giratorio.

NOMBRE DE CARGA	CONJUNTO DE SELECCIONES	TIPO DE CARGA
Fuerza-1 <Soporte del plato giratorio >	activar 2 Cara aplicar fuerza normal 42440 N	Distribución uniforme
Gravedad-1	Con respecto a Top Plane con aceleración de la gravedad -9.81 m/s ²	

Tabal 2.6. Sujeciones de la estructura del plato giratorio.

NOMBRE DE RESTRICCIÓN	CONJUNTO DE SELECCIONES
Bisagra fija-1 <Soporte del plato giratorio>	activar 2 Cara(s)Bisagra
Rodillo/Control deslizante-1 <Soporte del plato giratorio>	activar 4 Cara(s)Rodillo/Deslizamiento

b.4. MALLADO Y EJECUCIÓN DE ESTUDIO DE DISEÑO

Una vez asignadas las cargas y sujeciones se procede a mallar el soporte del plato giratorio (figura 2.16) para luego ejecutar el estudio de diseño.

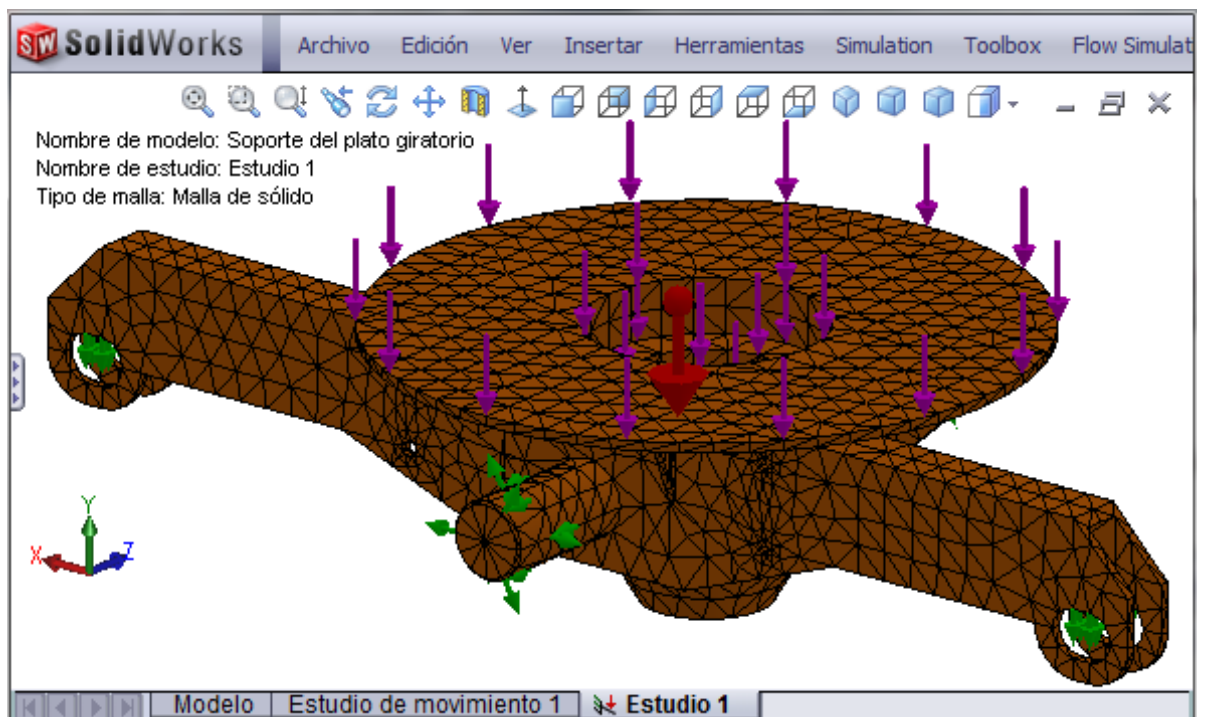


Figura 2.16 Mallado del soporte del plato giratorio.

b.5. RESULTADOS

Los resultados obtenidos del estudio de diseño se muestran a continuación.

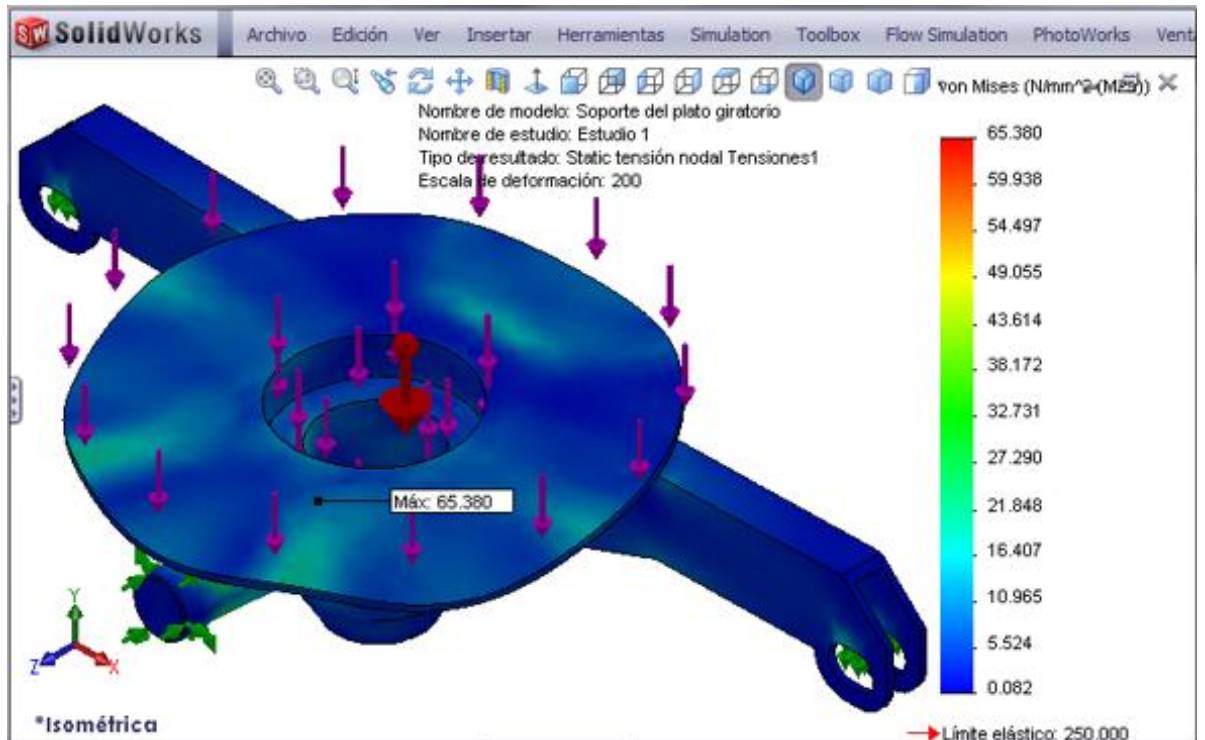


Figura 2.17 Tensión de Von Mises en el soporte del plato giratorio.

En la figura 2.17 se observa que en el soporte del plato giratorio la tensión máxima de Von Mises ocurre en la base del eje y su valor es de 65.38 MPa, pero al ser esta tensión, menor que la resistencia a la fluencia del acero ASTM A 36, el soporte no fallará.

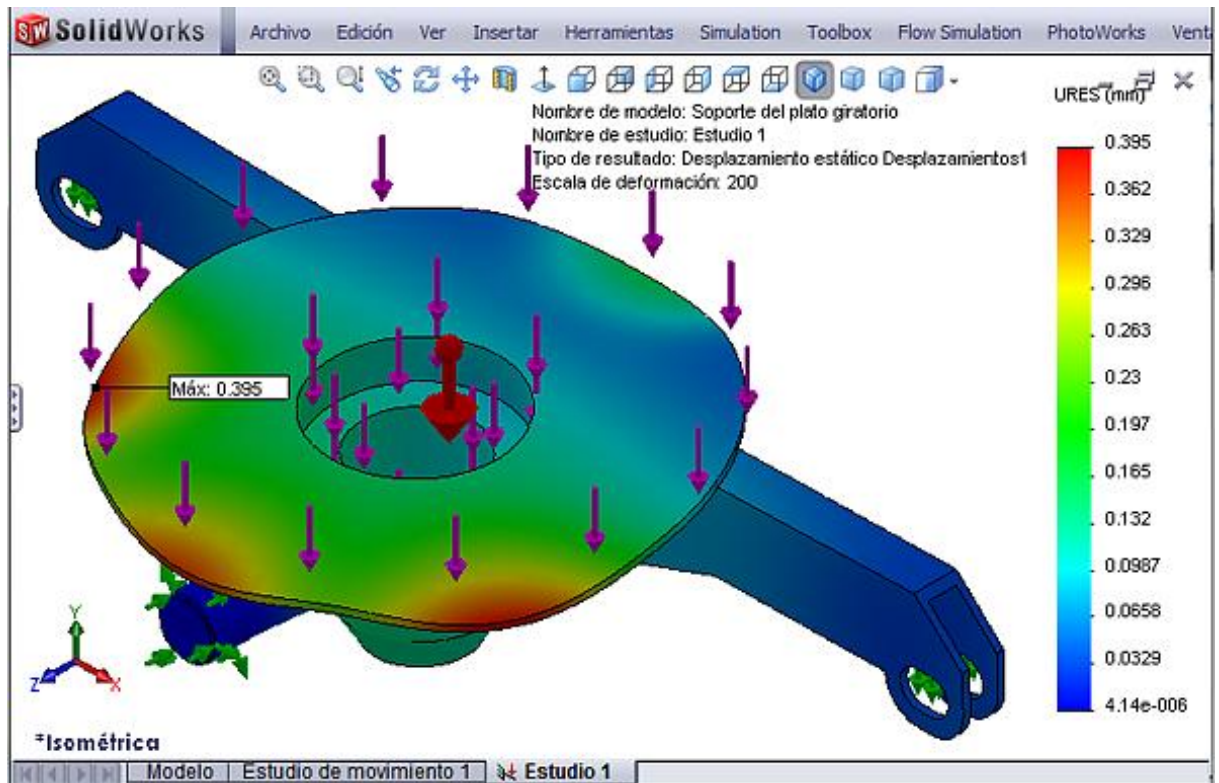


Figura 2.18 Desplazamientos resultantes en el soporte del plato giratorio.

Al analizar la figura 2.18 se determina que en el soporte del plato giratorio, los desplazamientos máximos resultantes se producen en la placa superior del soporte, sobre la que gira la estructura del plato giratorio y su valor máximo es de 0.395 mm, sin embargo, al ser este valor pequeño, no afecta el funcionamiento normal del Tagada.

En cuanto al factor de seguridad, en la figura 2.19 se observa que las zonas críticas están en color rojo y se encuentran a lo largo del eje circular del soporte, siendo su valor mínimo igual a 3.82, sin embargo, al ser éste valor mayor que el valor mínimo recomendado, se puede concluir que el diseño es adecuado.

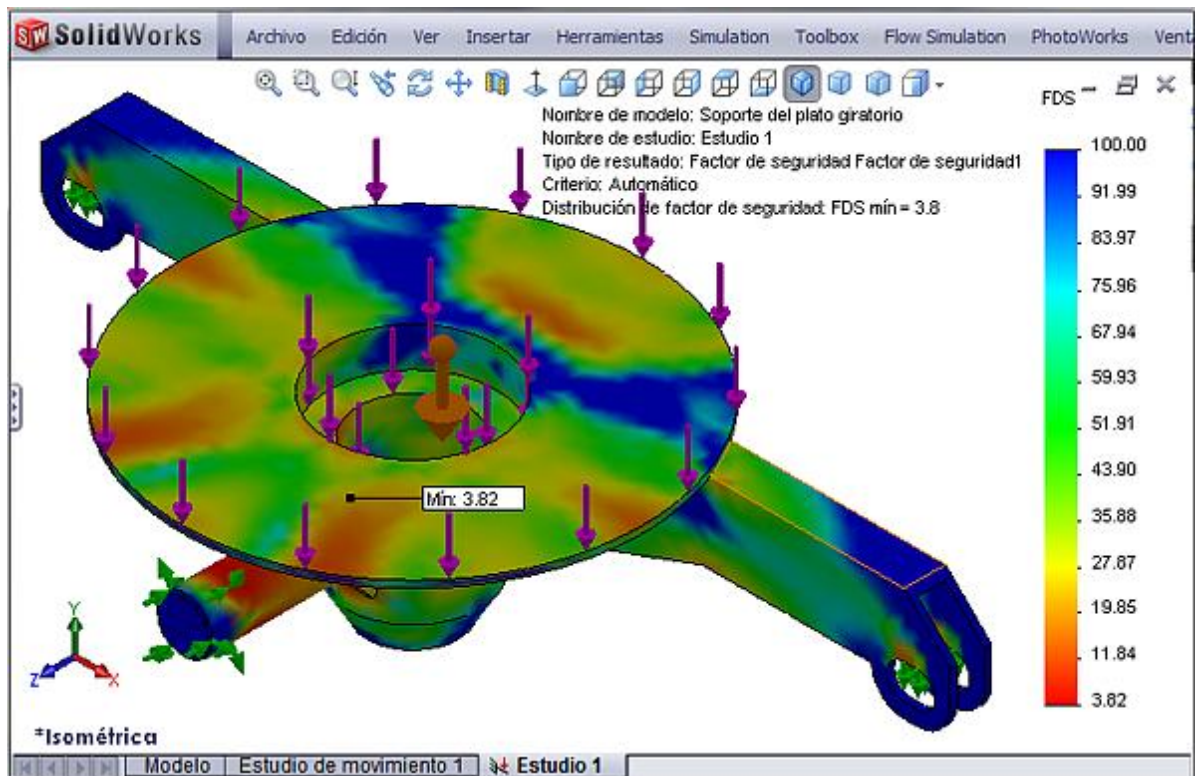


Figura 2.19 Distribución del factor de seguridad en el soporte del plato giratorio.

2.1.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

El sistema de elevación, es el encargado de proporcionarle, por medio de los cilindros neumáticos; el movimiento alternante de subida y bajada al plato giratorio, por lo que, para lograr éste cometido se encuentra articulado en su extremo inferior por medio de un eje y de dos chumaceras que le permite comenzar el movimiento con un ángulo de inclinación de 10° para permitir que los cilindros neumático disponibles puedan caber debajo del soporte del plato giratorio y alcanzar una inclinación máxima de 15° para que cuando el tagada tiene el movimiento de sube y baja, los componentes móviles no choquen con la estructura.

Además, el sistema de elevación debe resistir los esfuerzos generados por el peso de todos los componentes del plato giratorio, del soporte del plato giratorio y del sistema de transmisión del movimiento rotativo.

a. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE SOPORTA EL SISTEMA DE ELEVACIÓN

Cuando el Tagada funciona a máxima capacidad, el sistema de elevación soporta las siguientes cargas:

a.1. Peso total del plato giratorio y sus pasajeros:

Para calcular el peso total del plato giratorio y los pasajeros sumamos todas las cargas determinadas en la sección 2.1.2, más el peso de la estructura del plato giratorio mostrado en la tabla 2.1:

$$W_{TPG} = (22400 + 3280 + 4260 + 1000 + 11500) N$$

$$W_{TPG} = 42440 N$$

Peso del soporte del plato giratorio:

El peso del soporte del plato giratorio se obtiene mediante el programa SolidWorks y su valor se muestra en la tabla 2.4:

$$W_{SP} = 3000 N$$

Peso del sistema de transmisión del movimiento rotativo:

Este sistema está conformado por el motor eléctrico, los elementos de fijación y el reductor de velocidad, su peso aproximado es:

$$W_{TM} = 4500 N$$

Por lo tanto la carga total que soporta el sistema de elevación es:

$$W_{TBE} = (42440 + 3000 + 4500) N$$

$$W_{TBE} = 49940 N \approx 50000 N$$

b. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

El brazo de elevación soporta principalmente tensiones por esfuerzos de flexión, por lo que, el tamaño del perfil requerido para su construcción, se determina a partir de un análisis de carga de este elemento (figura 2.20).

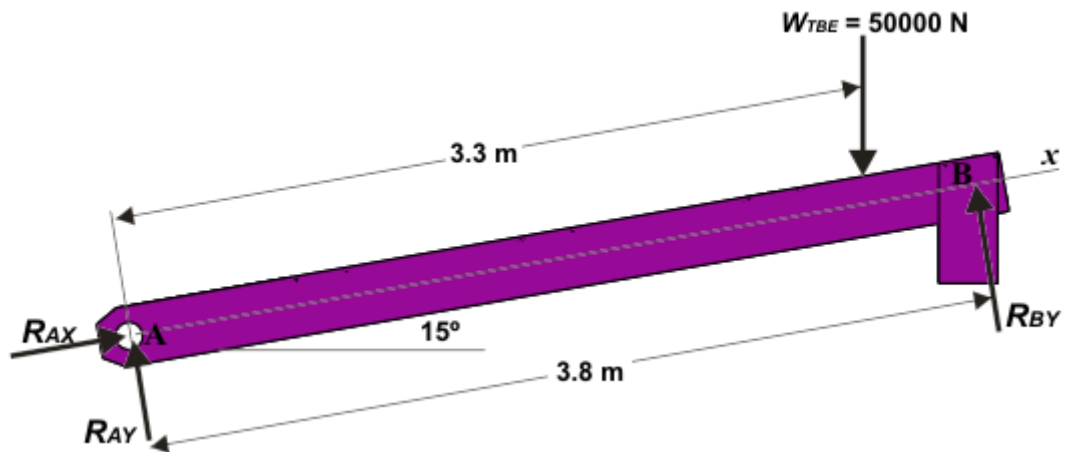


Figura 2.20 Diagrama del cuerpo libre del brazo de elevación.

Aplicando las ecuaciones de equilibrio tenemos:

$$\sum M_A = 0$$

$$-50000 \cdot \cos 15^\circ \cdot 3.3 + R_{BY} \cdot 3.8 = 0$$

$$R_{BY} = 41942 \text{ N}$$

El momento flector máximo se produce en el punto de aplicación de W_{TBE} y viene dado por:

$$M_{max} = R_{BY} \cdot (3.8 - 3.3) \text{ m}$$

$$M_{max} = 20971 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Despejando de la ecuación 1.1 el módulo de la sección tenemos:

$$Z_x = \frac{M_{max} \cdot FS}{S_y}$$

$$Z_x = \frac{20971 \text{ Nm} \cdot 3}{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$W_x = 0.000252 \text{ m}^3 = 252 \text{ cm}^3$$

En el catálogo de aceros de DIPAC (anexo A-7) se observa que, para los perfiles laminados UPN, el módulo de la sección calculado se encuentra entre los valores de 245.0 y 300.0 cm³, por lo que para estar en el lado seguro, se selecciona un perfil UPN de 240.

En base al diseño anterior y el perfil estructural seleccionado se modela en SolidWorks el brazo de elevación con la geometría mostrada en la figura 2.21.

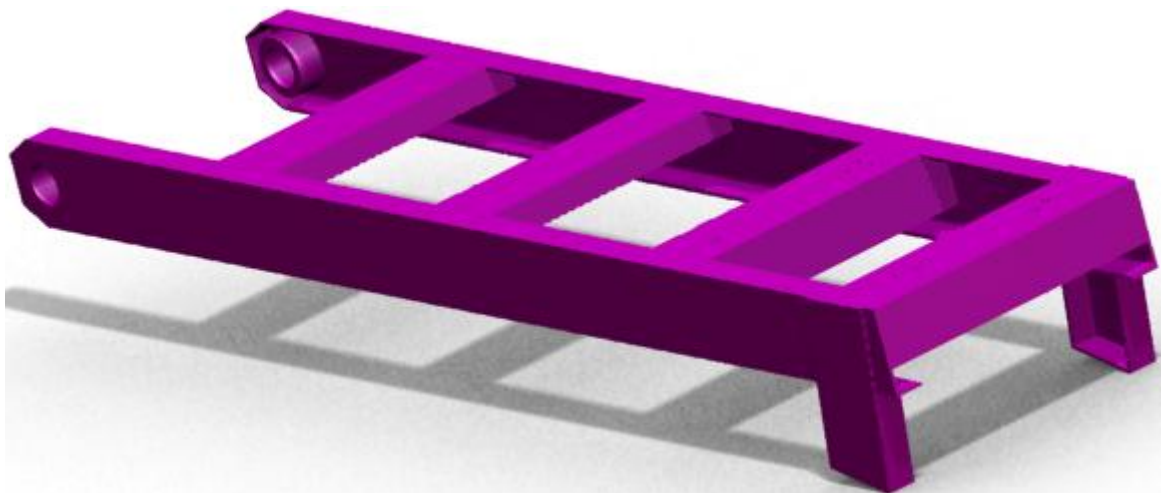


Figura 2.21 Modelo en SolidWorks del brazo de elevación.

b.1. MODELADO DEL BRAZO DE ELEVACIÓN

Una vez modelado el sistema de elevación (Figura 2.22) se crea el estudio de diseño en SolidWorks Simulation.

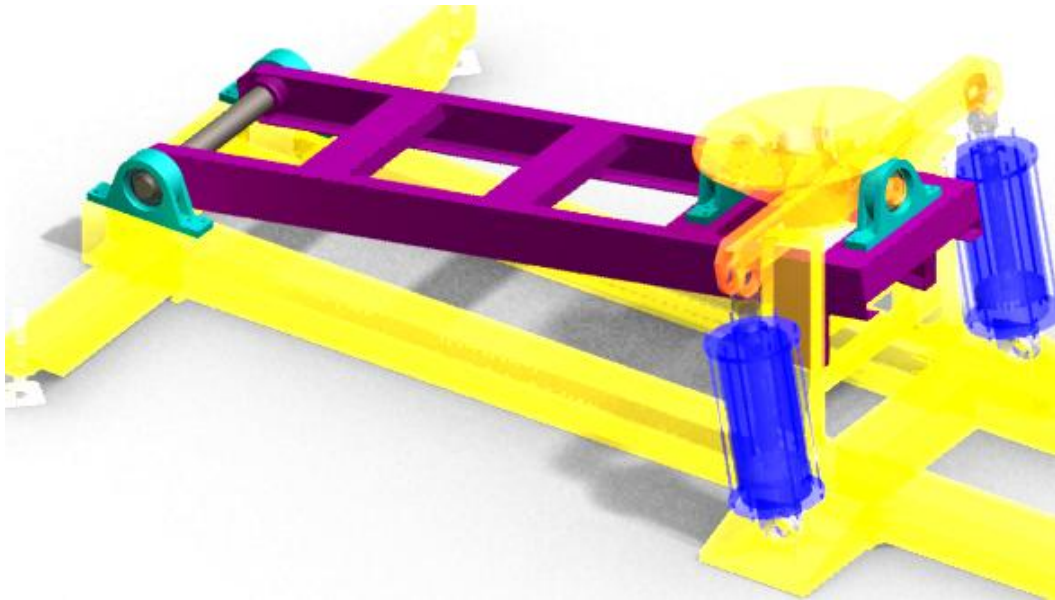


Figura 2.22 Sistema de elevación

b.2. ASIGNACIÓN DE MATERIALES

El brazo de elevación será construido con perfil laminado UPN 240 de acero estructural ASTM A36 y sus propiedades físicas son:

Tabla 2.7 Propiedades físicas del brazo de elevación.

MATERIAL	RESISTENCIA A LA FLUENCIA	DENSIDAD	VOLUMEN	PESO DEL BRAZO ELEVADOR (W_{BE})
Acero ASTM A36	250 MPa	7850 kg/m ³	0.0636 m ³	499 kg (4900 N)

b.3. ASIGNACIÓN DE CARGAS Y SUJECIONES

En base a las cargas determinadas anteriormente y a los requerimientos funcionales del brazo de elevación se asignan las siguientes cargas y sujeciones.

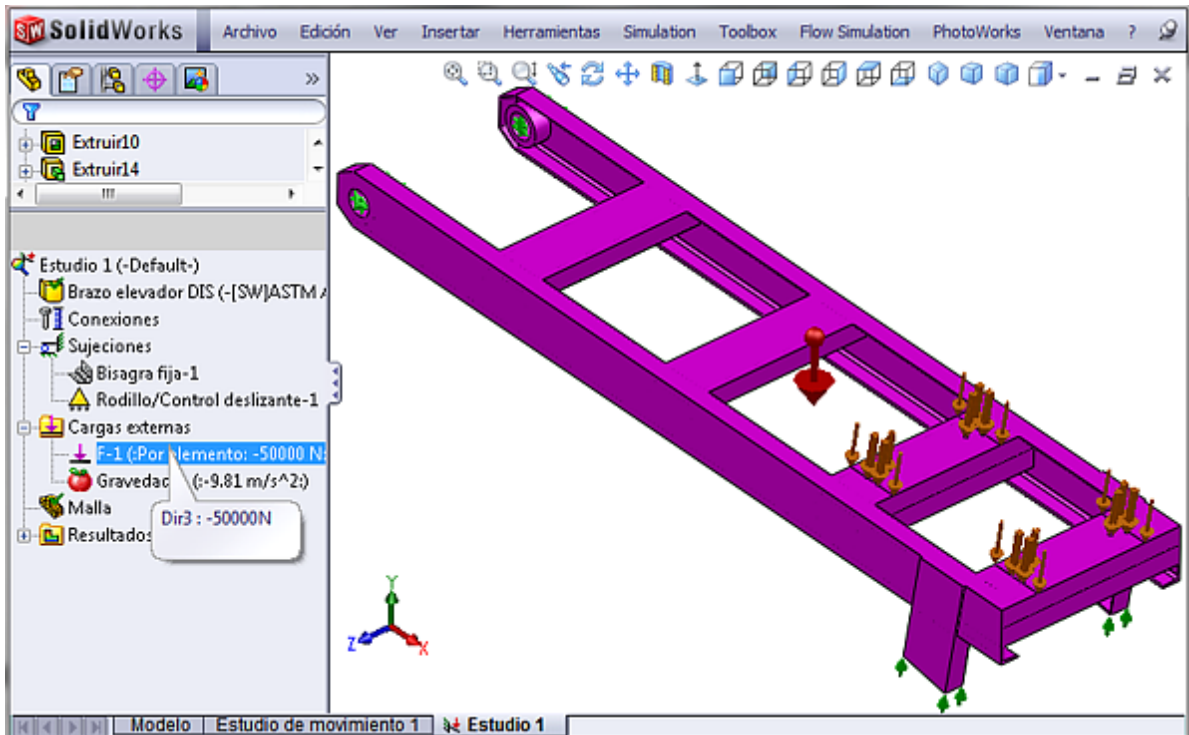


Figura 2.23 Asignación de cargas y sujeciones al brazo de elevación.

Tabal 2.8 Cargas asignadas al brazo de elevación.

NOMBRE DE CARGA	CONJUNTO DE SELECCIONES	TIPO DE CARGA
Fuerza-1 <Brazo elevador>	activar 2 Cara(s) aplicar fuerza 50000 N normal a plano de referencia con respecto a Top Plane	Distribución uniforme
Gravedad-1	Con respecto a Top Plane con aceleración de la gravedad -9.81 m/s ²	

Tabal 2.9 Sujeciones del brazo de elevación.

NOMBRE DE RESTRICCIÓN	CONJUNTO DE SELECCIONES
Bisagra fija-1 < Brazo elevador>	activar 2 Cara(s)Bisagra
Rodillo/Control deslizante-1 < Brazo elevador>	activar 2 Cara(s)Rodillo/Deslizamiento

b.4. MALLADO Y EJECUCIÓN DE ESTUDIO DE DISEÑO

Luego de asignar las cargas y sujeciones al brazo de elevación se crea su mallado (figura 2.24) para luego ejecutar el estudio de diseño.

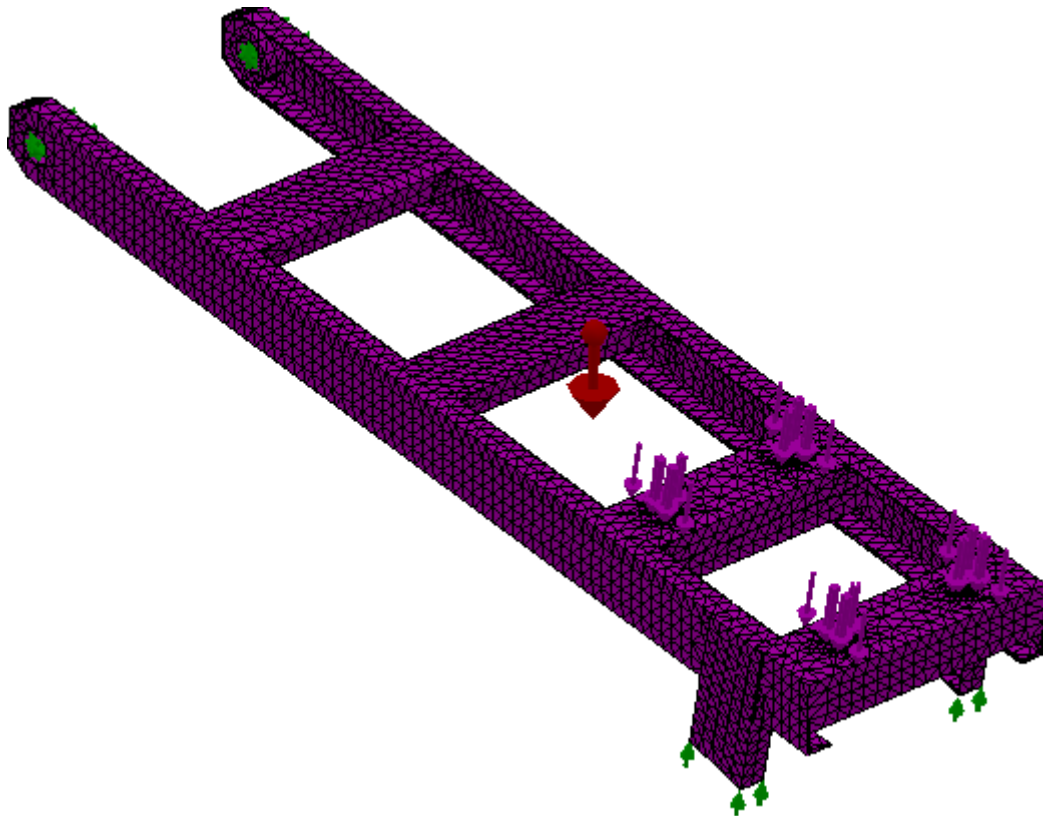


Figura 2.24 Mallado del brazo de elevación.

b.5. RESULTADOS

Los resultados obtenidos en el análisis de esfuerzos del brazo de elevación se muestran en las siguientes figuras.

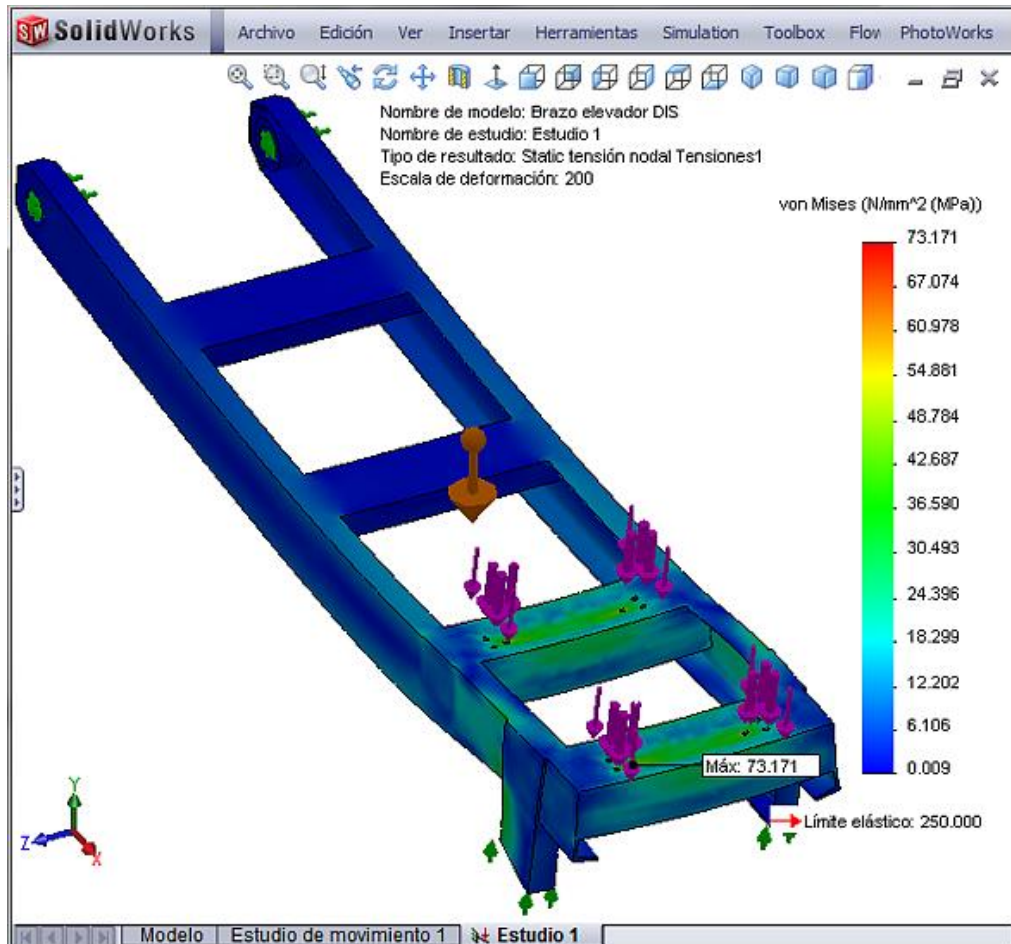


Figura 2.25 Tensión de Von Mises en el brazo de elevación.

En la figura 2.25 se observa que en el brazo de elevación la máxima tensión de Von Mises ocurre en los agujeros para los pernos de fijación de las chumaceras que sujetan el soporte del plato giratorio, debido a que estos tienen que resistir el peso del disco giratorio y los pasajeros, su valor máximo es de 73.17 MPa, pero al ser esta tensión menor que el límite de fluencia del acero ASTM A36, el brazo resistirá esta tensión sin fallar.

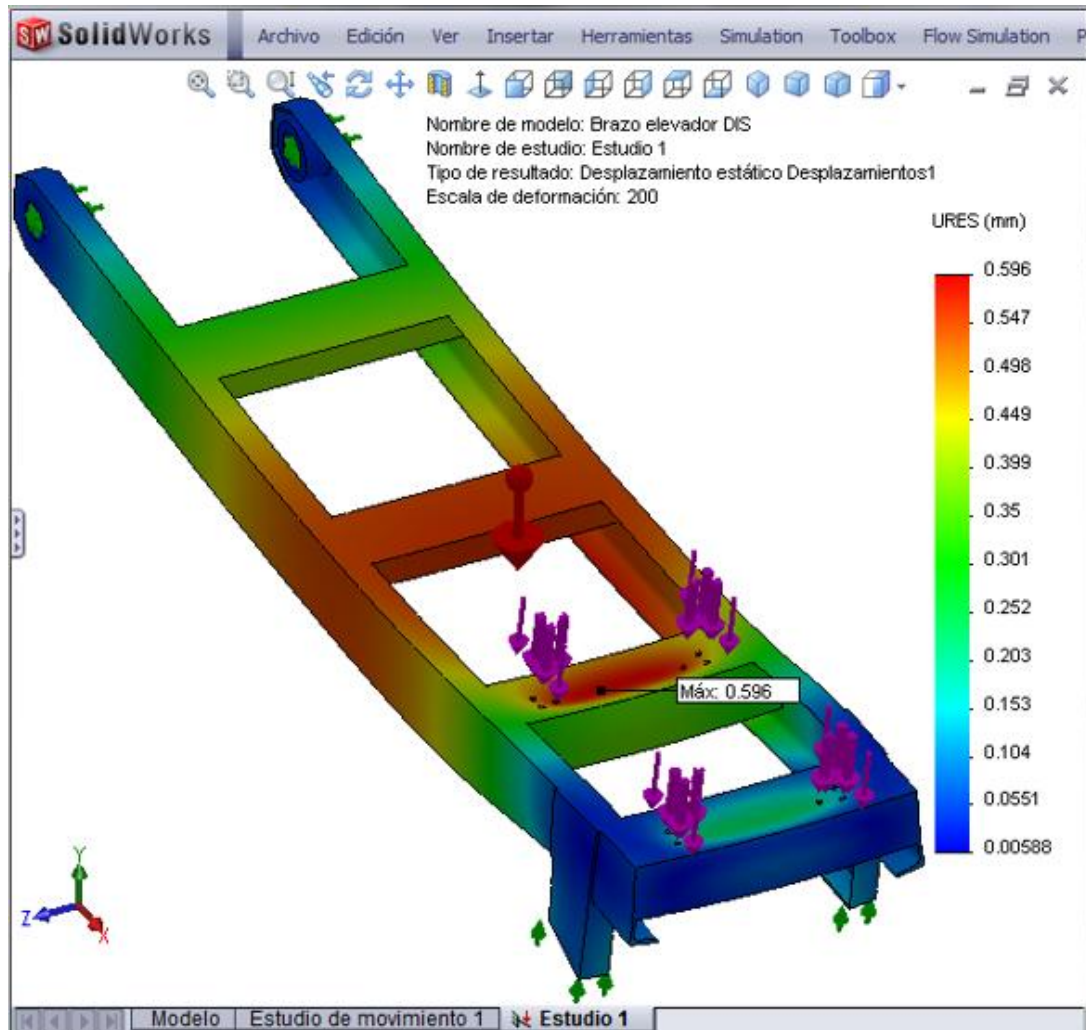


Figura 2.26 Desplazamientos resultantes en el brazo de elevación.

Los desplazamientos resultantes en el brazo de elevación se muestran en la figura 2.26 y en ésta se aprecia que los máximos desplazamientos tienen lugar en la parte central de los perfiles transversales y su valor máximo es de 0.596 mm, por lo que no afecta al funcionamiento normal del Tagada.

En cuanto al factor de seguridad, en la figura 2.27 se muestra su distribución y se observa que las partes críticas son las zonas donde se asientan las chumaceras que sujetan el soporte del plato giratorio, sin embargo, al ser su valor mínimo igual a 3.42, se concluye que el diseño es seguro.

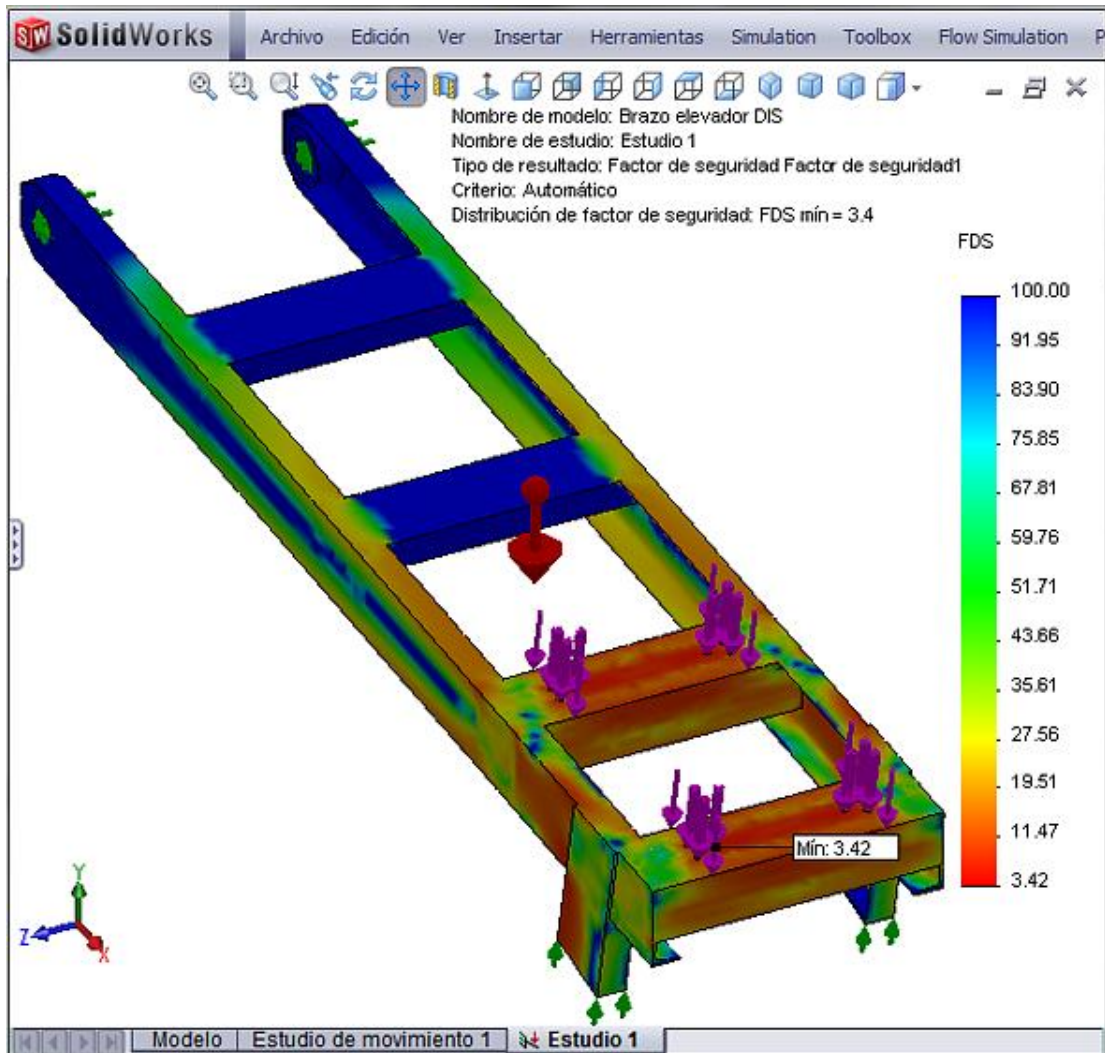


Figura 2.27 Distribución del factor de seguridad en el brazo de elevación.

c. DISEÑO DEL EJE DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

Con el fin de que el brazo de elevación pueda subir y bajar de forma segura sin separarse de la estructura base, es necesario articularlo en su parte inferior por medio de un eje (figura 2.28).

En el caso más crítico (cuando el Tagada se encuentra a máxima carga y está en funcionamiento) el eje del sistema de elevación debe resistir una carga igual al peso W_{TBE} más el peso del brazo de elevación, por lo tanto:

$$F_{ESE} = W_{TBE} + W_{BE}$$

$$F_{ESE} = (50000 + 4900)N = 54900 N$$

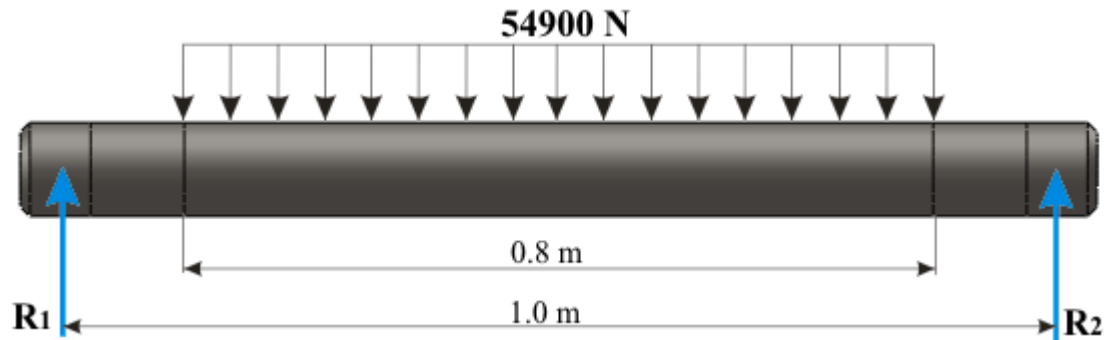


Figura 2.28 Diagrama del cuerpo libre del eje del sistema de elevación.

Para este caso las reacciones en los apoyos viene dado por:

$$R_1 = R_2 = \frac{54900}{2} = 27450 N$$

El momento flector máximo se produce en el centro del eje y viene dado por:

$$M_{max} = 27450 \cdot 0.1 + \frac{27450 \cdot 0.4}{2}$$

$$M_{max} = 8235 N \cdot m$$

Despejando de la ecuación 1.1 el módulo de la sección tenemos:

$$W = \frac{M_{max} \cdot FS}{S_y}$$

$$W = \frac{8235 Nm \cdot 3}{250 \cdot 10^6 N/m^2}$$

$$W = 98.8 \cdot 10^{-6} m^3 = 98800 mm^3$$

Despejando el diámetro de la ecuación del módulo de la sección para secciones circulares tenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}}$$
$$d = 100.2 \text{ mm}$$

Por lo tanto se selecciona un eje con 100 mm de diámetro.

c.1. ANÁLISIS DE ESFUERZOS DEL EJE DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

En base al diseño anterior se modela en 3 dimensiones el eje del sistema de elevación para a continuación realizar su análisis de esfuerzos en SolidWorks Simulation.

c.2. ASIGNACIÓN DE MATERIALES

El eje del sistema de elevación fabricado a partir de barras circulares de acero estructural ASTM A36.

c.3. ASIGNACIÓN DE CARGAS Y SUJECIONES

El eje del sistema de elevación soporta una carga distribuida de 54900 N que actúa sobre la zona que sostiene la estructura del brazo de elevación (en café).

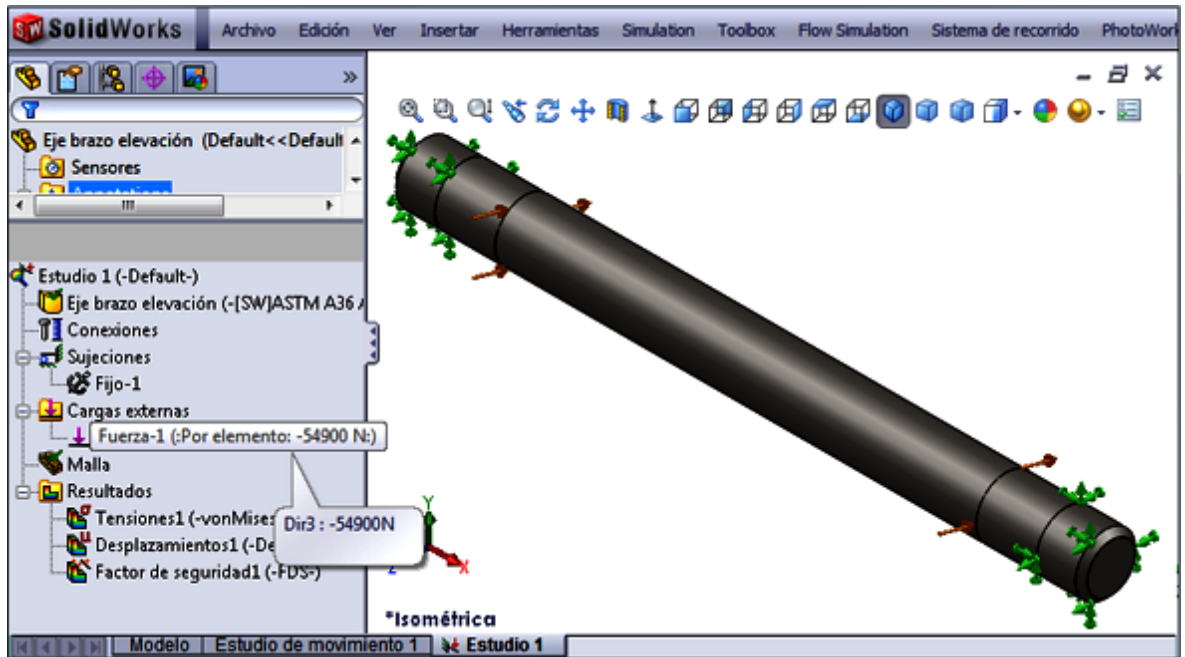


Figura 2.29 Asignación de cargas y sujeciones al eje del sistema de elevación.

Tabal 2.10 Cargas asignadas al eje del sistema de elevación.

NOMBRE DE CARGA	CONJUNTO DE SELECCIONES	TIPO DE CARGA
Fuerza-1 < Eje sistema de elevación >	activar 1 Cara aplicar fuerza normal 54900 N	Distribución uniforme

Las sujeciones (en verde) se aplican en la zona donde el eje se apoya en los rodamientos que lo sujetan a la estructura base.

Tabal 2.11 Sujeciones del eje del sistema de elevación.

NOMBRE DE RESTRICCIÓN	CONJUNTO DE SELECCIONES
Bisagra fija-1 < Eje sistema de elevación >	activar 2 Cara(s) fijo.

c.4. MALLADO Y EJECUCIÓN DE ESTUDIO DE DISEÑO

Una vez asignadas las cargas y sujeciones se procede a mallar el soporte del plato giratorio (figura 2.30) para luego ejecutar el estudio de diseño.

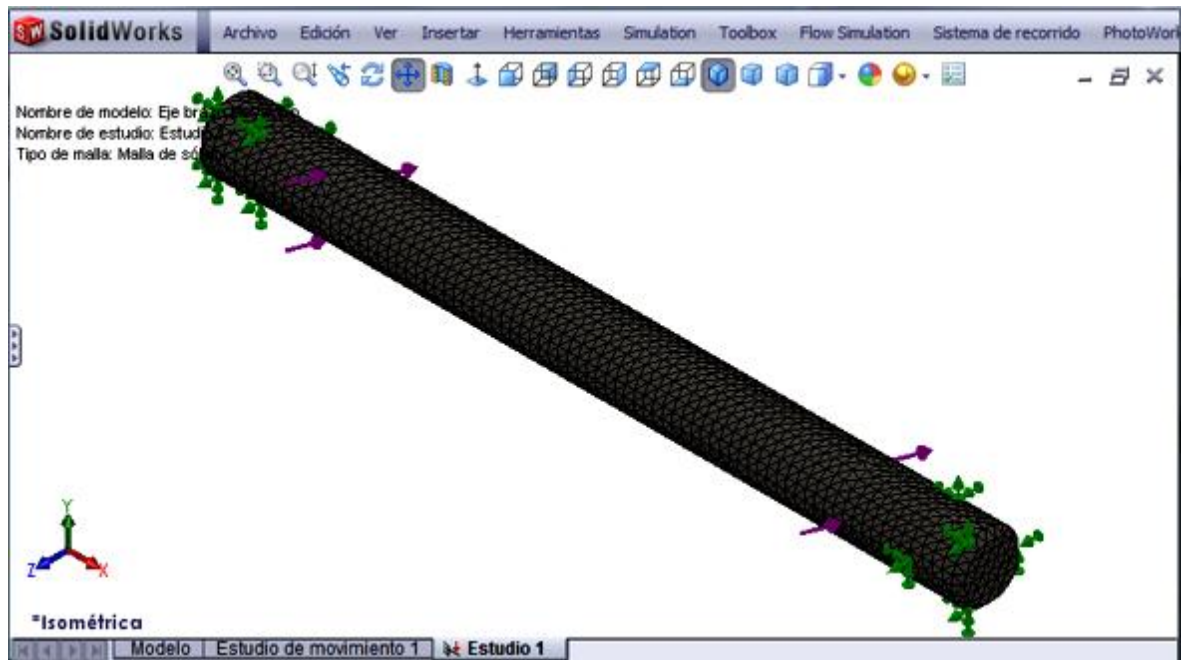


Figura 2.30 Mallado del eje del sistema de elevación.

c.5. RESULTADOS

Los resultados obtenidos del estudio de diseño en el eje del sistema de elevación se muestran en las siguientes figuras:

En la figura 2.31 se observa que la tensión máxima de Von Mises se produce en la zona donde el eje se acopla a los rodamientos y su valor es de 83.41 MPa, pero debido a que dicha tensión es menor que el límite elástico del acero ASTM A 36, se concluye que el eje no falla.

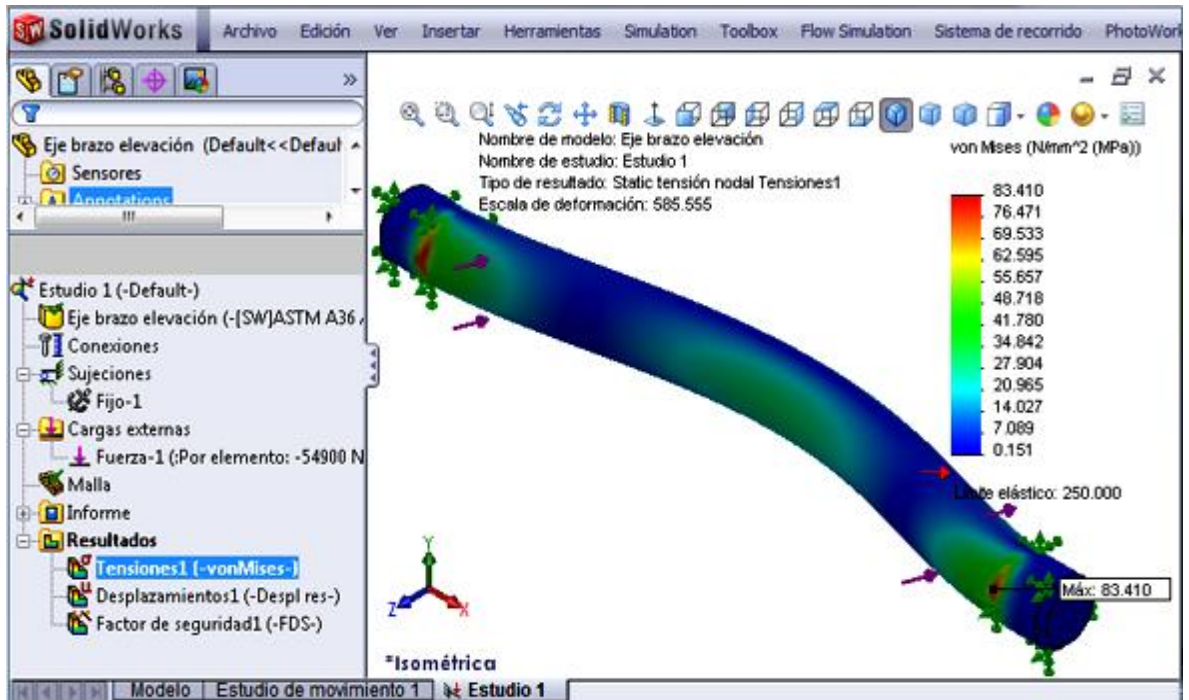


Figura 2.31 Tensión de Von Mises en el eje del sistema de elevación.

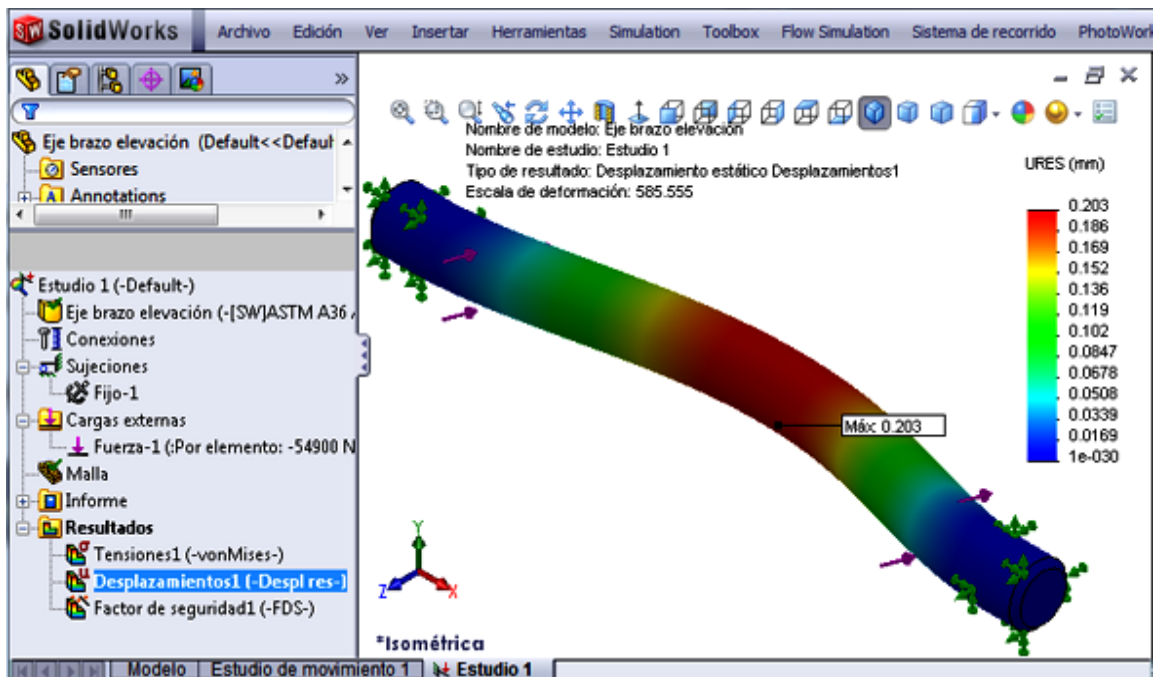


Figura 2.32 Desplazamientos resultantes en el eje del sistema de elevación.

Al analizar la figura 2.32 se determina que en los desplazamientos máximos resultantes se producen en la mitad del eje y su valor máximo es de 0.203 mm, sin embargo, al ser este valor muy pequeño, no afecta el funcionamiento normal del Tagada.

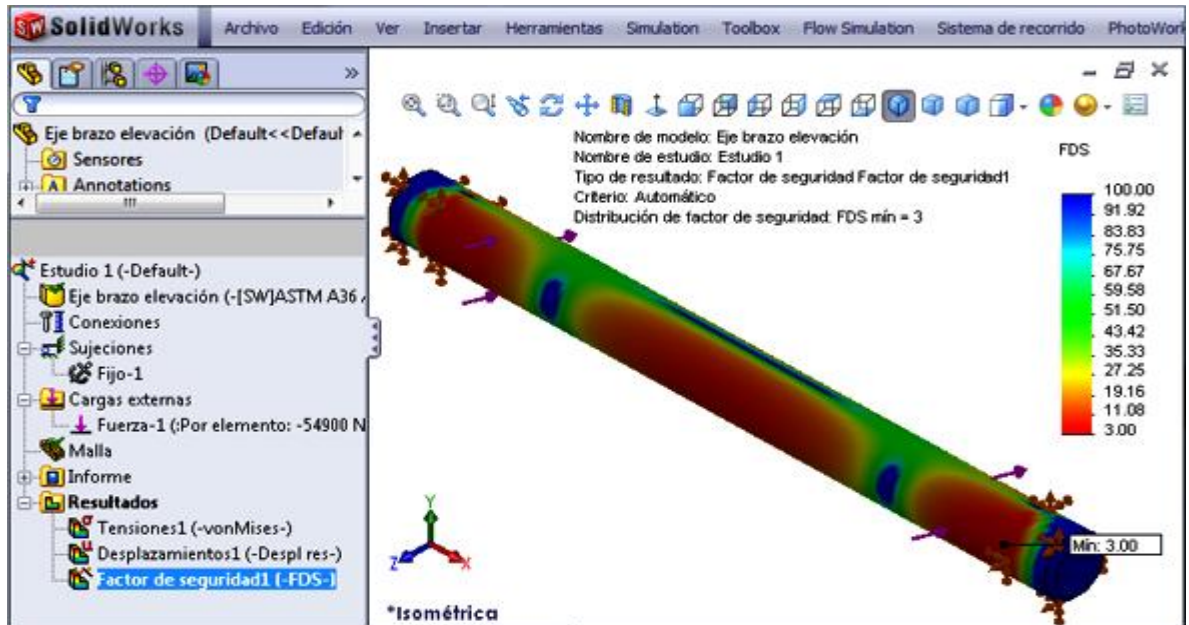


Figura 2.33 Distribución del factor de seguridad en el eje del sistema de elevación.

En la figura 2.33 se muestra la distribución del factor de seguridad y al analizarla se determina que las zonas críticas en color rojo se encuentran en la zona media del eje y en la zona donde se acopla a los rodamientos, sin embargo, al ser su valor mínimo igual a 3.0, se puede concluir que el diseño es adecuado.

c.6. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Los rodamientos utilizados en el sistema de elevación solo soportan una carga radial igual a las reacciones (R_1 o R_2) en los apoyos del eje y debido a que la pista interna del rodamiento es la que gira, la carga equivalente en el rodamiento es:

$$P = 1.0 \cdot R = 27450 \text{ N}$$

Para una máquina de éste tipo se recomienda una vida de diseño de 20000 horas, por lo que, del catálogo de rodamientos (Anexo B-1) se determina un factor de velocidad (f_N) igual a 0.85 y un factor de vida útil (f_L) de 3.4.

Por lo tanto, la especificación de carga dinámica (C) que se requiere es:

$$C = P \frac{f_L}{f_N}$$

$$C = 27850 \frac{3.4}{0.85}$$

$$C = 109800 \text{ N}$$

Del catálogo de rodamientos FAG (Anexo A-8) seleccionamos un rodamiento de bolas de hilera única código 6220 que tiene una especificación de carga dinámica de 122000 N.

2.1.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA BASE

La estructura base es el elemento que al final soporta todas las cargas generadas por los diferentes componentes mecánicos, neumáticos y eléctricos del Tagada, por lo tanto, es necesario que la estructura base sea lo suficientemente estable y rígida para que resista todas las fuerzas y reacciones que serán producidas por los movimientos que se realizarán en éste juego mecánico.

a. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE SOPORTA LA ESTRUCTURA BASE

Debido a que las mayores cargas se producen cuando comienza el movimiento, para determinar las fuerzas que actúan sobre la estructura base se realiza un análisis de fuerzas en el sistema mostrado en la figura 2.34.

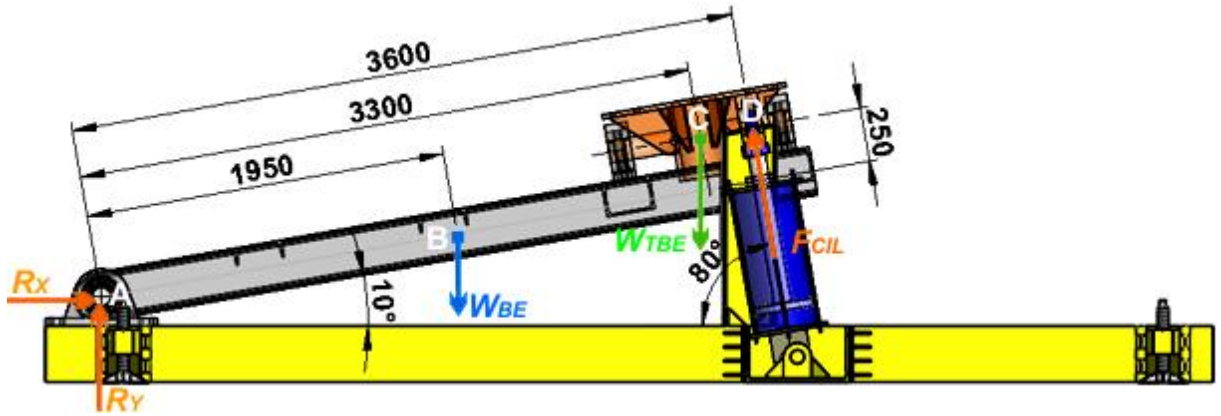


Figura 2.34 Diagrama del cuerpo libre de la estructura base (dimensiones en mm).

Aplicando las ecuaciones de equilibrio tenemos:

$$\sum M_A = 0$$

$$-W_{BE} \cdot \cos 10^\circ \cdot 1.95 - W_{TBE} \cdot \cos 10^\circ \cdot 3.3 + W_{TBE} \cdot \sen 10^\circ \cdot 0.25 + F_{CIL} \cdot 3.6 = 0$$

$$F_{CIL} \cdot 3.6 = 4900 \cdot \cos 10^\circ \cdot 1.95 + 50000 \cdot \cos 10^\circ \cdot 3.3 - 50000 \cdot \sen 10^\circ \cdot 0.25$$

$$F_{CIL} = 45340 \text{ N}$$

Esta es la fuerza que deben ejercer los dos cilindros neumáticos para poder levantar el plato giratorio a plena carga, por lo tanto, la fuerza máxima que debe ejercer cada cilindro es 22670 N.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x - F_{CIL} \cdot \cos 80^\circ = 0$$

$$R_x = 7873 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_Y + F_{CIL} \cdot \text{sen } 80^\circ - W_{BE} - W_{TBE} = 0$$

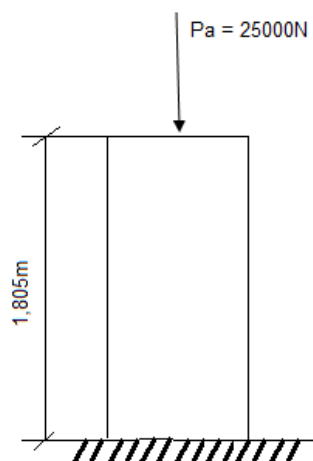
$$R_Y = 10249 \text{ N}$$

a.1. DISEÑO DEL SOPORTE DEL BRAZO DE ELEVACIÓN

Sobre este soporte descansa el brazo de elevación cuando el tagada está en reposo, por lo tanto debe ser capaz de resistir el peso de todos los componentes que están sujetos al sistema de elevación ($W_{TBE} = 50000\text{N}$).

Debido a que este elemento debe mantener al brazo de elevación a una altura suficiente para que los cilindros neumáticos calcen debajo del soporte del plato giratorio, es necesario diseñarlos en forma de 2 columnas verticales sometidas a pandeo.

Cada columna soporta una carga igual a $W_{TBE}/2$ y será fabricado con acero ASTM A36.



La constante de la columna es:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 207 \cdot 10^9}{250 \cdot 10^6}}$$

$$C_c = 127,84$$

La carga crítica que soporta la columna es:

$$\rho_{cr} = FS \cdot Pa$$

$$\rho_{cr} = 3 \cdot 25000N$$

$$\rho_{cr} = 75000N$$

Se asume columna larga y de la ecuación de Euler, despejamos el momento de inercia I.

$$\rho_{cr} = \frac{\pi^2 E \cdot I}{(KL)^2}$$

$$I = \frac{\rho_{cr} \cdot (KL)^2}{\pi^2 E}$$

$$I = \frac{75000N \cdot (2,1 \cdot 1,805)^2 \text{ m}^2}{\pi^2 \cdot 207 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2}$$

$$I = 5,28 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$I = 0,528 \cdot 10^6 \text{mm}^4$$

Asumiendo que se va a utilizar plancha de 10mm de espesor para fabricar el soporte, se obtiene las medidas mostradas en la figura 2.35, para alcanzar un momento de inercia mayor al calculado (Anexo A-9).

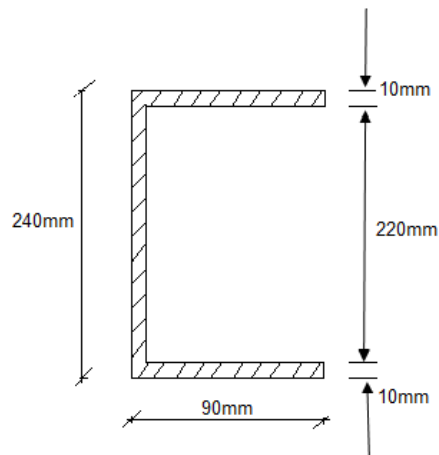


Figura 2.35. Medidas del soporte.

a.2. DISEÑO DEL SOPORTE DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS

Estos soportes son los que sujetan los cilindros neumáticos y por lo tanto, deben ser capaces de resistir la fuerza que estos generan, y tener la longitud suficiente para evitar que los cilindros golpeen la estructura cuando el tagada se encuentra en movimiento.

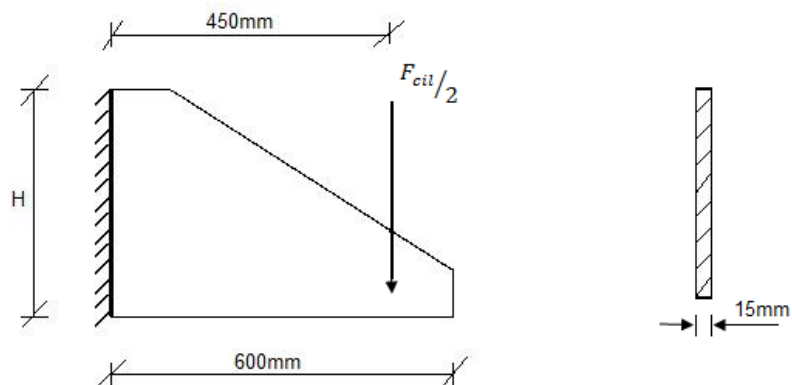


Figura 2.36 Soporte de los cilindros neumáticos.

Debido a que el momento aumenta mientras más cerca se esté del empotramiento, es necesario que el soporte tenga una mayor sección en el empotramiento figura 2.36.

$$M_{max} = \frac{F_{cil} \cdot L}{2}$$

$$M_{max} = \frac{45340N \cdot 0,45m}{2}$$

$$M_{max} = 10201,5 N \cdot m$$

Despejando el módulo de la sección de la ecuación de esfuerzo por flexión se tiene.

$$Z \geq \frac{M_{max} \cdot FS}{S_y}$$

$$Z \geq \frac{10201,5 N \cdot m \cdot 3}{250 \cdot 10^6 N/m^2}$$

$$Z \geq 122,42 \cdot 10^{-6} m^3$$

Tomando en cuenta que éste soporte se fabricará con plancha de 15mm y despejando H de la ecuación del módulo de la sección para un rectángulo se tiene:

$$Z = \frac{B \cdot H^2}{6} \gg H = \sqrt{\frac{6Z}{B}}$$

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot 122,42 \cdot 10^{-6} m^3}{0,015m}}$$

$$H = 0,22m \cong 250mm$$

a.3. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

Esta estructura es la encargada de sujetar todos los elementos que componen el tagada proporcionándole seguridad y estabilidad.

De acuerdo con la figura 2.37, la estructura principal está sometida a las siguientes cargas.

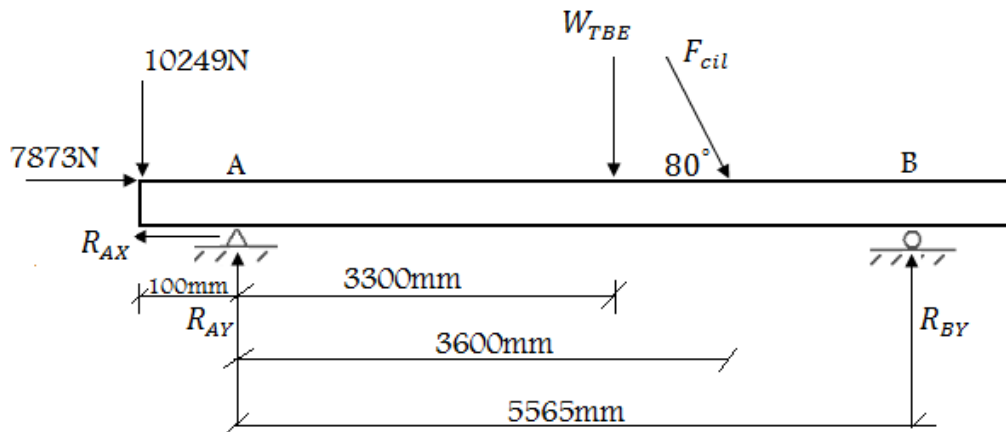


Figura 2.37 Cargas sometidas a la estructura principal.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$10249N \cdot 0,1m - \frac{50000N}{2} \cdot 3,3m - \frac{45340N}{2} \sin 80^\circ \cdot 3,6m + R_{BY} \cdot 5,565m = 0$$

$$R_{BY} = \frac{161847,23 N \cdot m}{5,565m} = 29083N$$

$$\Sigma F_X = 0$$

$$-R_{AX} + 7873N + \frac{F_{cil}}{2} \cos 80^\circ = 0$$

$$R_{AX} = 11809,6N$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} - 10249N - \frac{50000N}{2} - \frac{45340N}{2} \sin 80^\circ + R_{BY} = 0$$

$$R_{AY} = 28491,5N$$

A continuación se muestra el diagrama de cortantes y momentos del sistema figura 2.38.

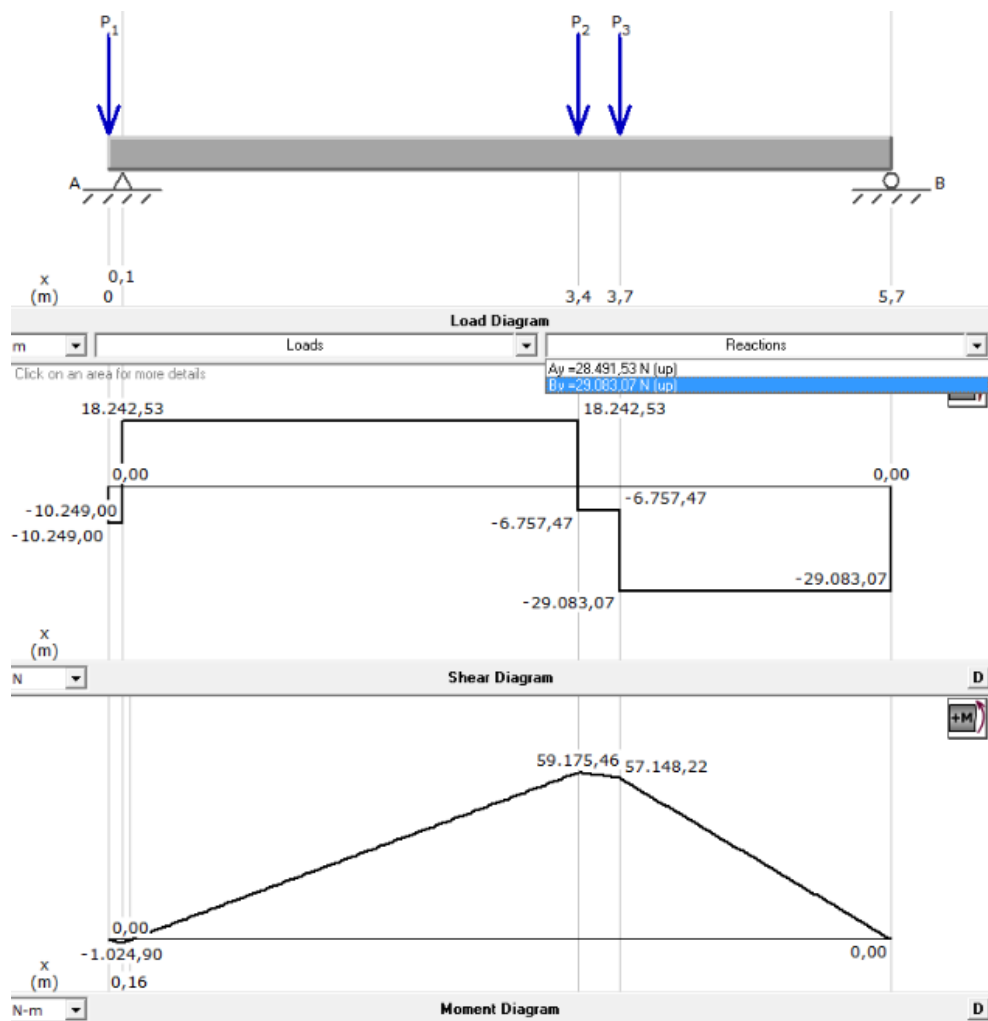


Figura 2.38 Diagrama de cortes y momentos del sistema.

De la figura 2.38 se determina las siguientes cargas máximas.

$$M_{max} = 59175,46Nm$$

$$V_{max} = (18242,53 + 6757,4)N = 25000N$$

$$N_{max} = R_{AX} = 11809,6 N$$

Despejando el módulo de la sección de la ecuación de esfuerzo por flexión tenemos:

$$Z \geq \frac{FS \cdot M_{max}}{S_y}$$

$$Z \geq \frac{3 \cdot 59175,46 N \cdot m}{250 \cdot 10^6 N/m^2}$$

$$Z \geq 7,1 \cdot 10^{-4} m^3 = 710 cm^3$$

Debido a que ninguno de los perfiles del anexo A-7 alcanza el módulo de la sección requerido, es necesario soldar 2 perfiles para lograr éste módulo, por lo tanto:

$$Z_2 \geq \frac{Z}{2} = \frac{710 cm^3}{2}$$

$$Z_2 \geq 355 cm^3$$

Del anexo A-7 se selecciona un perfil UPN 280 cuyo módulo de la sección es $371,00 cm^3$ y el área del alma $48,3 cm^2$.

A continuación se comprueba el diseño tomando en cuenta todos los esfuerzos producidos.

Esfuerzo máximo por flexión:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{2 \cdot Z}$$
$$\sigma_{flex} = \frac{59175,46N \cdot m}{2 \cdot 371 \cdot 10^{-6}m^3}$$

$$\sigma_{flex} = 79,75MPa$$

Esfuerzo máximo de tracción:

$$\sigma_{trac} = \frac{R_{AX}}{2 \cdot Aw} = \frac{11809,6N}{2 \cdot 4,83 \cdot 10^{-3}m^2}$$

$$\sigma_{trac} = 1,22MPa$$

Esfuerzo máximo de corte:

$$\tau_{cort} = \frac{V_{max}}{2 \cdot Aw} = \frac{25000N}{2 \cdot 4,83 \cdot 10^{-3}m^2}$$

$$\tau_{cort} = 2,58MPa$$

El esfuerzo normal resultante es:

$$\sigma_x = \sigma_{flex} + \tau_{trac} = 80,97MPa$$

Ingresando estos valores en el círculo de mohr (Anexo A-10), se tienen los siguientes esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = 81,05MPa$$

$$\sigma_2 = -0,083MPa$$

$$\tau_{max} = 40,68MPa$$

El esfuerzo de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{81,053^2 + 81,053 \cdot 0,083 + 0,083^2}$$

$$\sigma' = 81,09MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{S_Y}{\sigma'}$$

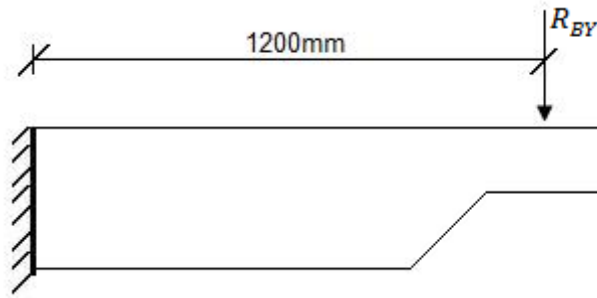
$$FS = \frac{250MPa}{81,09MPa}$$

$$FS = 3,1$$

a.4. DISEÑO DE LOS BRAZOS DE ESTABILIDAD

Estos brazos tienen tornillos de potencia en sus extremos y deben tener la longitud suficiente para proporcionarle estabilidad al tagada cuando se encuentra en movimiento.

La carga que soporta cada brazo es igual a la reacción vertical en los apoyos, ya que R_{BY} es de mayor magnitud, este brazo es el crítico.



El momento flector máximo viene dado por:

$$M_{max} = R_{BY} \cdot L = 29083N \cdot 1,20m$$

$$M_{max} = 34900 N \cdot m$$

Por lo tanto el módulo de la sección mínima requerida es:

$$Z \geq \frac{FS \cdot M_{max}}{S_y}$$

$$Z \geq \frac{3 \cdot 34900 N \cdot m}{250 \cdot 10^6 N/m^2}$$

$$Z \geq 418,8 \cdot 10^{-6} m^3$$

$$Z \geq 418,8 cm^3$$

Debido a que para poder instalar los tornillos de potencia se va a utilizar 2 perfiles UPN soldados, el módulo de la sección de cada uno es:

$$Z_2 \geq \frac{Z}{2} = \frac{418,8 cm^3}{2}$$

$$Z_2 \geq 209,4 cm^3$$

Del catalogo del anexo A-7, se selecciona un perfil UPN 220, cuyo modulo de la sección es 245cm^3 .

a.5. DISEÑO DE LOS TORNILLOS DE NIVELACIÓN

Para nivelar el tagada se va a utilizar 4 tornillos de potencia, ubicado cada uno en el extremo de los brazos de estabilidad. La carga que soporta cada uno de los tornillos es igual a las reacciones en los apoyos y debido a que R_{BY} es mayor, se diseña para esta carga ($R_Y = 29083\text{N} = 6538,2\text{lb}$).

Para fabricar los tornillos y las tuercas se utilizara ASTM A36 cuyas propiedades mecánicas son:

$$S_Y = 250\text{MPa} = 36\text{k}_{psi}$$

$$S_{ut} = 400\text{MPa} = 58\text{k}_{psi}$$

Coeficiente de fricción (acero - acero) $f = 0,15$

La carga que se debe levantar, somete a cada tornillo a esfuerzo de tensión, por consiguiente, el área de tracción que se requiere se obtiene de:

$$\sigma_t = \frac{R_{BY}}{A_t} \leq \frac{S_{ut}}{FS}$$

$$A_t \geq \frac{FS \cdot R_{BY}}{S_{ut}} = \frac{3 \cdot 29083\text{N}}{58 \cdot 10^3 \text{ lb/plg}^2} * \frac{1\text{lb}}{4,448\text{N}}$$

$$A_t \geq 0,338 \text{ plg}^2$$

A partir del anexo A-11, se determina que el tornillo de cuerda ACME de $\frac{7}{8}$ " con paso igual a $0,1667 \text{ plg}$, proporciona una área de tracción de $0,400 \text{ plg}^2$.

El avance del tornillo es:

$$L = \rho = 0,1667 \text{plg}$$

El ángulo de desplazamiento es:

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi \cdot Dp} = \tan^{-1} \left(\frac{0,1667 \text{plg}}{\pi \cdot 0,7663 \text{plg}} \right)$$

$$\lambda = 3,96^\circ$$

El torque requerido para levantar la carga viene dado por:

$$T_U = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{\cos 14,5^\circ \cdot \tan \lambda + f}{\cos 14,5^\circ - f \cdot \tan \lambda} \right]$$

$$T_U = 6538,2 \cdot 0,7663 \left[\frac{\cos 14,5^\circ \cdot \tan 3,96^\circ + 0,15}{\cos 14,5^\circ - 0,15 \cdot \tan 3,96^\circ} \right]$$

$$T_U = 567,68 \text{ lb} \cdot \text{plg} = 64,14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La eficiencia del tornillo es:

$$e = \frac{FL}{2 \cdot \pi \cdot T_U} = \frac{6538,2 \cdot 0,1667}{2 \cdot \pi \cdot 567,68}$$

$$e = 0,306 = 30,6\%$$

b. MODELADO COMPUTACIONAL DE LA ESTRUCTURA BASE

En base a datos obtenidos en el diseño de los diferentes componentes de la estructura base, se procede a modelar los mismos en SolidWorks para luego ensamblarlos como se muestra en la figura 2.39.

1. Soporte del brazo de elevación.
2. Soporte de los cilindros neumáticos.
3. Estructura principal.
4. Brazos de estabilidad.
5. Tornillos de nivelación.

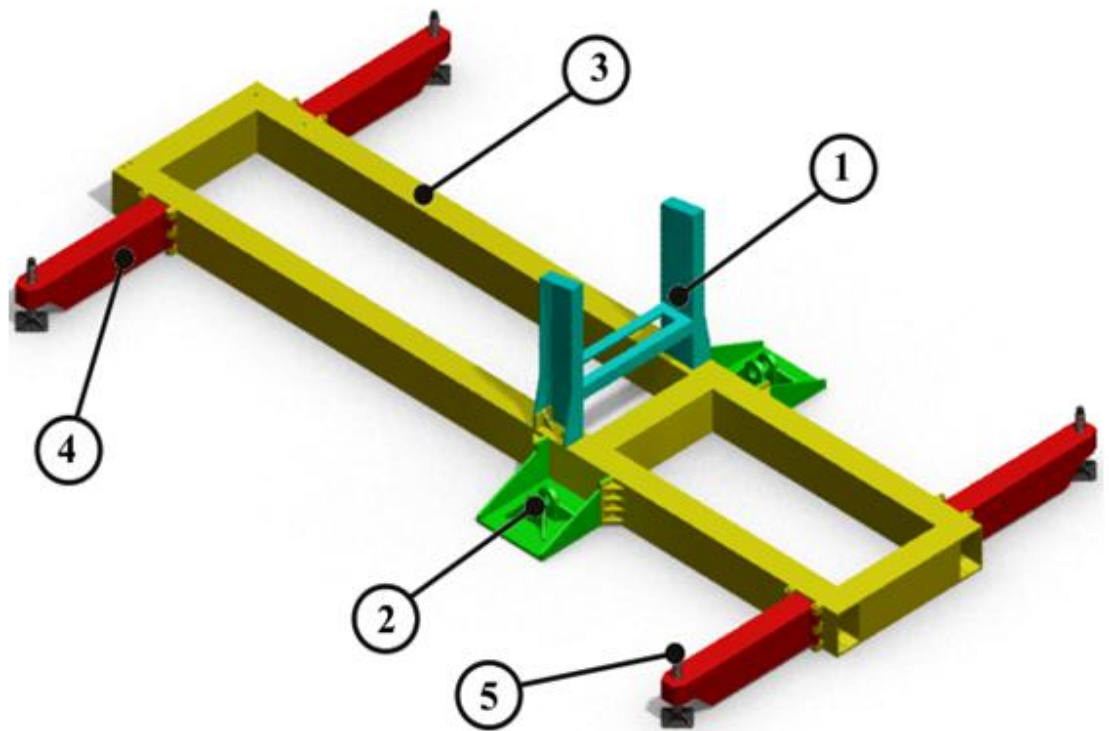


Figura 2.39. Componentes mecánicos de la estructura base.

b.1. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA ESTRUCTURA BASE

Luego de ensamblar todos los componentes mecánicos de la estructura base se crea un estudio de diseño en SolidWorks Simulation y posteriormente se ejecuta su análisis de esfuerzos.

b.2. ASIGNACIÓN DE MATERIALES

En la siguiente tabla se muestra un resumen de los materiales asignados a los diferentes componentes de la estructura base.

Tabal 2.12 Materiales asignados a los componentes de la estructura base.

NOMBRE DE SÓLIDO	CANTIDAD	MATERIAL	PESO	VOLUMEN
Estructura principal	1	ASTM A36 Acero	14150 N	0.1838 m ³
Soporte del brazo de elevación	1	ASTM A36 Acero	1258 N	0.0163 m ³
Brazos de estabilidad	4	ASTM A36 Acero	880 N	0.0114 m ³
Soporte de cilindros neumáticos	2	ASTM A36 Acero	950 N	0.0123 m ³
Tornillos niveladores	4	ASTM A36 Acero	114 N	0.0015 m ³

b.3. ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES

En base a las fuerzas y reacciones calculadas en la sección 2.1.5.a y con las zonas de apoyo que tiene la estructura base, se asignan las siguientes cargas y sujeciones.

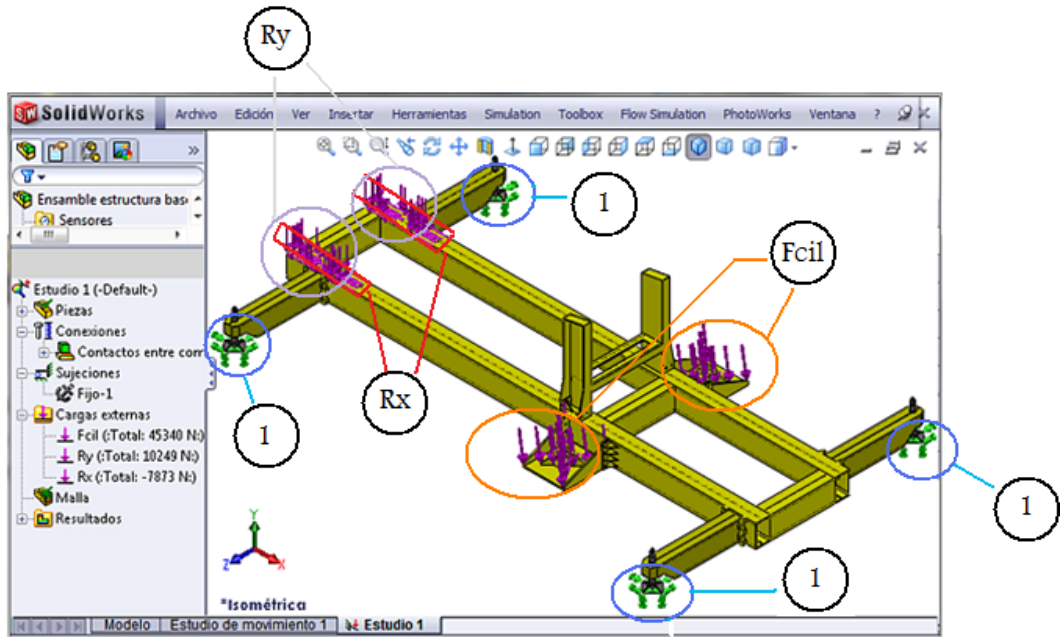


Figura 2.40 Cargas y sujeciones asignadas a la estructura base.

Tabal 2.13 Cargas asignadas a la estructura base.

NOMBRE DE CARGA	CONJUNTO DE SELECCIONES	TIPO DE CARGA
F cil <Soporte cilindros neumáticos >	activar 2 Cara(s) aplicar fuerza 45340 N normal a plano de referencia inclinado 10°	Distribución uniforme
Ry <Estructura principal>	activar 2 Cara(s) aplicar fuerza 10249 N normal a cara de referencia	Distribución uniforme
Rx <Estructura principal >	activar 2 Cara(s) aplicar fuerza -7873 N normal a plano de referencia seleccionada Right Plane	Distribución uniforme

Rx. Se aplica en forma horizontal en los agujeros que sostienen los rodamientos del eje del sistema de elevación.

Ry. Se aplica igual que Rx pero en dirección vertical.

Fcil. Es igual a la fuerza que ejercen cada cilindro y se aplica en los soportes de los cilindros neumáticos con una inclinación de 80° con la horizontal.

Tabal 2.14 Sujeciones de la estructura base.

NOMBRE DE RESTRICCIÓN	CONJUNTO DE SELECCIONES
Fijo-1 <Tornillo nivelador >	activar 4 Cara(s) fijo.

Se aplica en la base de los tornillos de nivelación Figura 2.40. (En verde).

b.4. MALLADO Y EJECUCIÓN DE ESTUDIO DE DISEÑO

Una vez asignadas las cargas y restricciones se procede a mallar el ensamble para luego ejecutar el estudio de diseño.

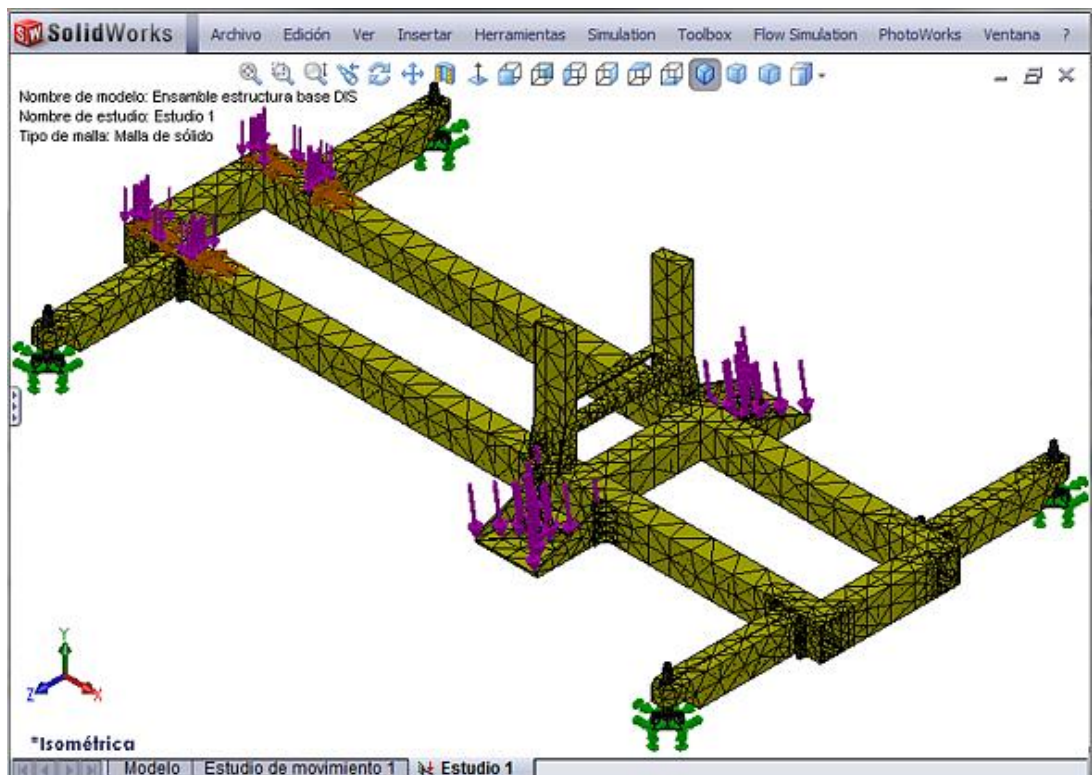


Figura 2.41 Mallado del ensamble del tagada.

Debido a que los elementos que transmiten las cargas a la estructura base no son los mismos cuando el Tagada está en reposo que cuando está funcionando, a continuación se determina el factor de seguridad para cada caso y se describe el más crítico.

b.5. RESULTADOS CUANDO EL TAGADA ESTÁ EN REPOSO

Cuando el Tagada se encuentra en reposo, el brazo de elevación descansa sobre el soporte del brazo de elevación y por consiguiente, es este elemento el que transmite la carga hacia la estructura base, por lo tanto las cargas se asignan sobre este elemento y luego de ejecutar el análisis de esfuerzos se obtiene el factor de seguridad mostrado en la siguiente figura 2.42.

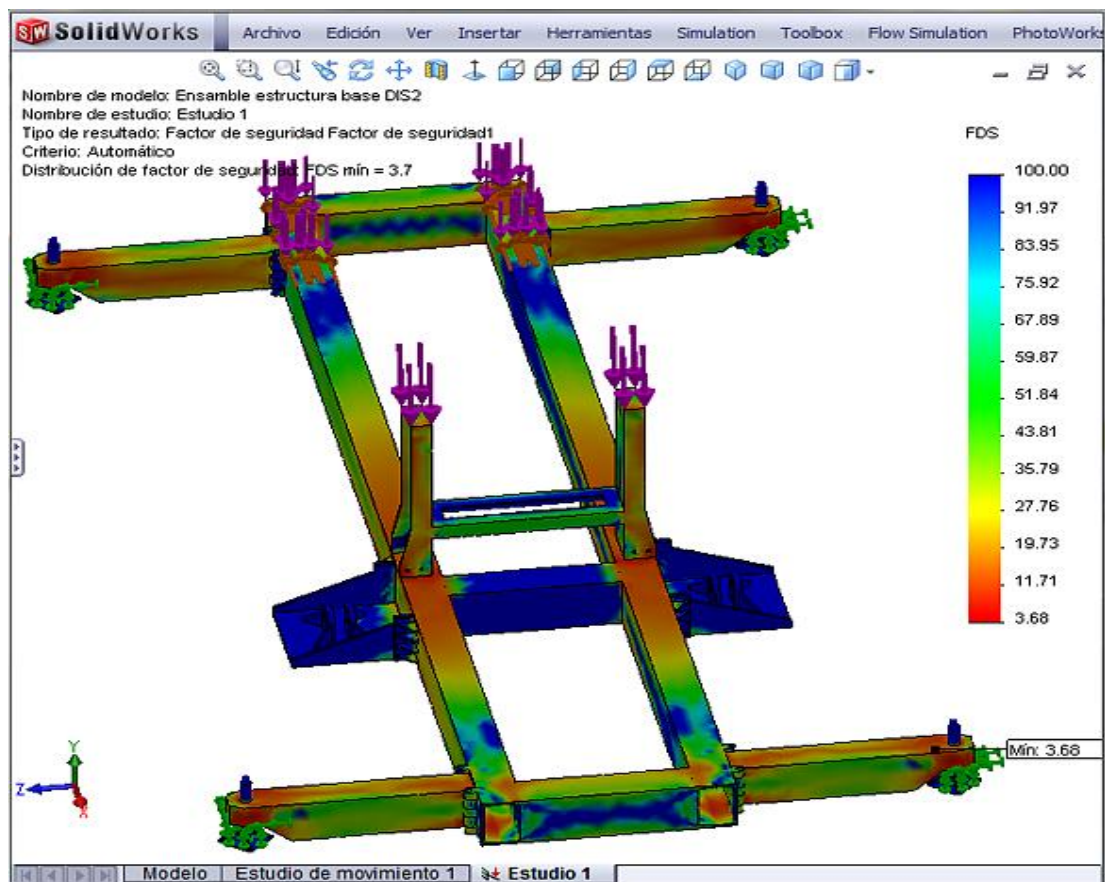


Figura 2.42. Distribución del factor de seguridad en la estructura base con el Tagada en reposo.

b.6. RESULTADOS CUANDO EL TAGADA ESTÁ FUNCIONANDO

Cuando el Tagada se encuentra en funcionamiento, el brazo de elevación es soportado por los pistones de los cilindros neumáticos y éstos se encuentran sujetos a sus soportes, por lo tanto son los soportes de los cilindros neumáticos

los que transmiten las carga hacia la estructura base, por lo que las cargas son asignadas sobre estos elemento obteniéndose la siguiente distribución del factor de seguridad (Figura 2.43).

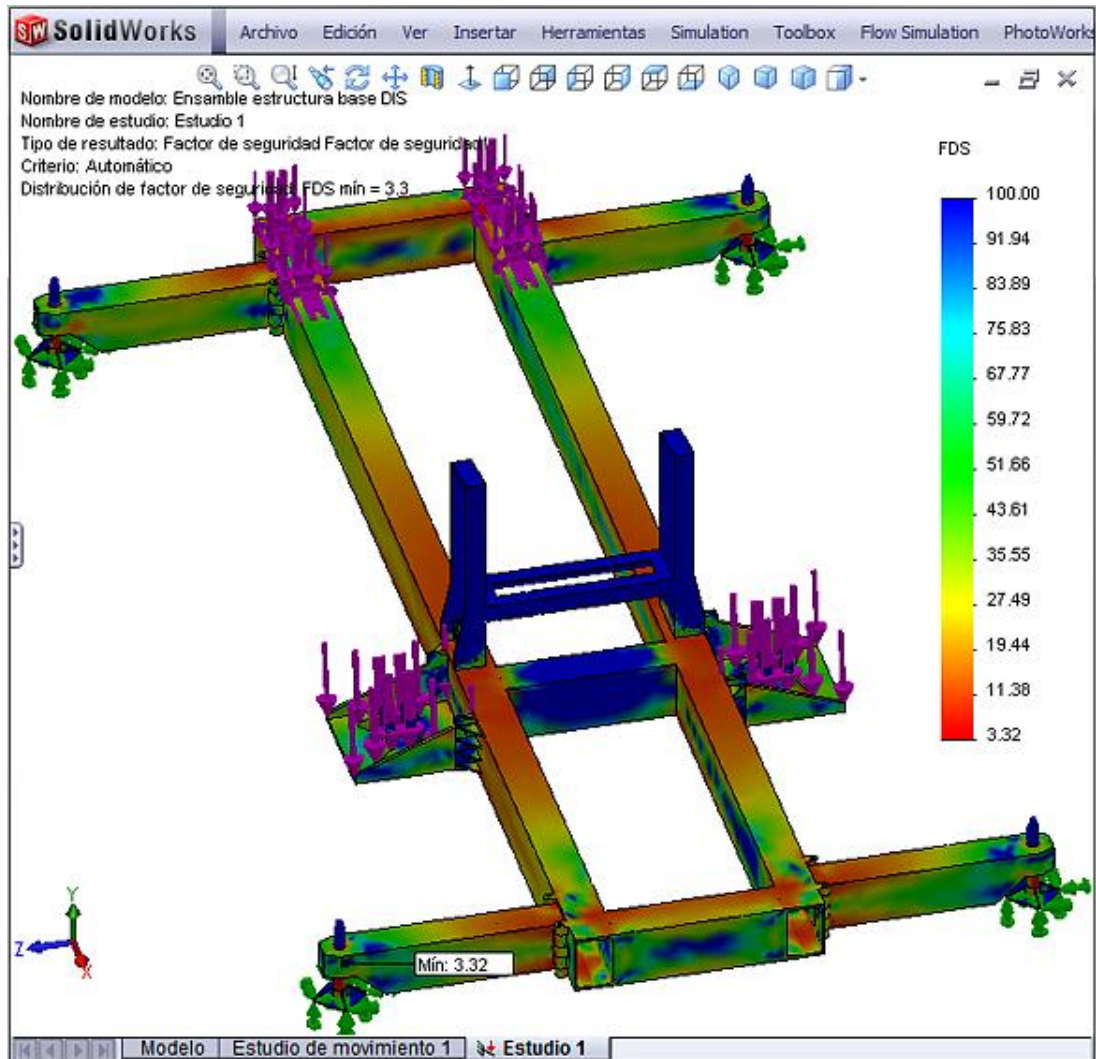


Figura 2.43 Distribución del factor de seguridad en la estructura base con el Tagada funcionando.

Al analizar las figuras 2.42 y 2.43 se determina que el caso crítico es cuando el Tagada se encuentra en funcionamiento ya que para éste caso el factor de seguridad es menor que cuando el Tagada está es reposo, y su valor mínimo es de 3.32.

Sin embargo, en cualquiera de los dos casos el valor más bajo del factor de seguridad es mayor que el mínimo recomendado, con lo que se puede concluir que es un diseño adecuado.

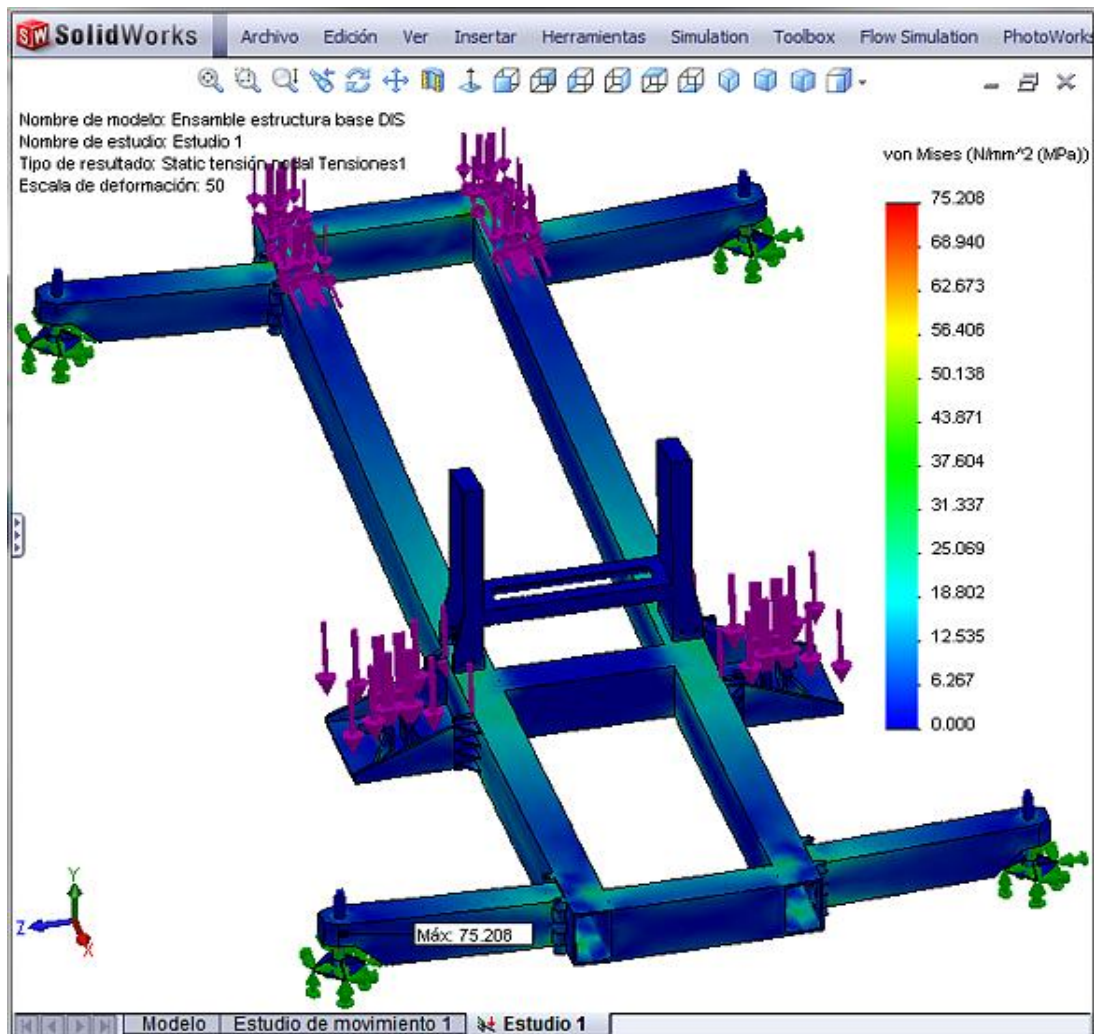


Figura 2.44 Tensión de Von Mises en la estructura base.

En la figura 2.44 se observa que, en la estructura base, la máxima tensión de Von Mises ocurre en los brazos de estabilidad en la zonas cercanas a los tornillos niveladores, debido a que por la longitud que tienen los brazos deben soportar esfuerzos flectores mayores. Sin embargo, su valor máximo es de 75.208 MPa, el cual no sobrepasa el límite de fluencia del acero ASTM A36, es decir, la estructura puede resistir dicha tensión sin fallar.

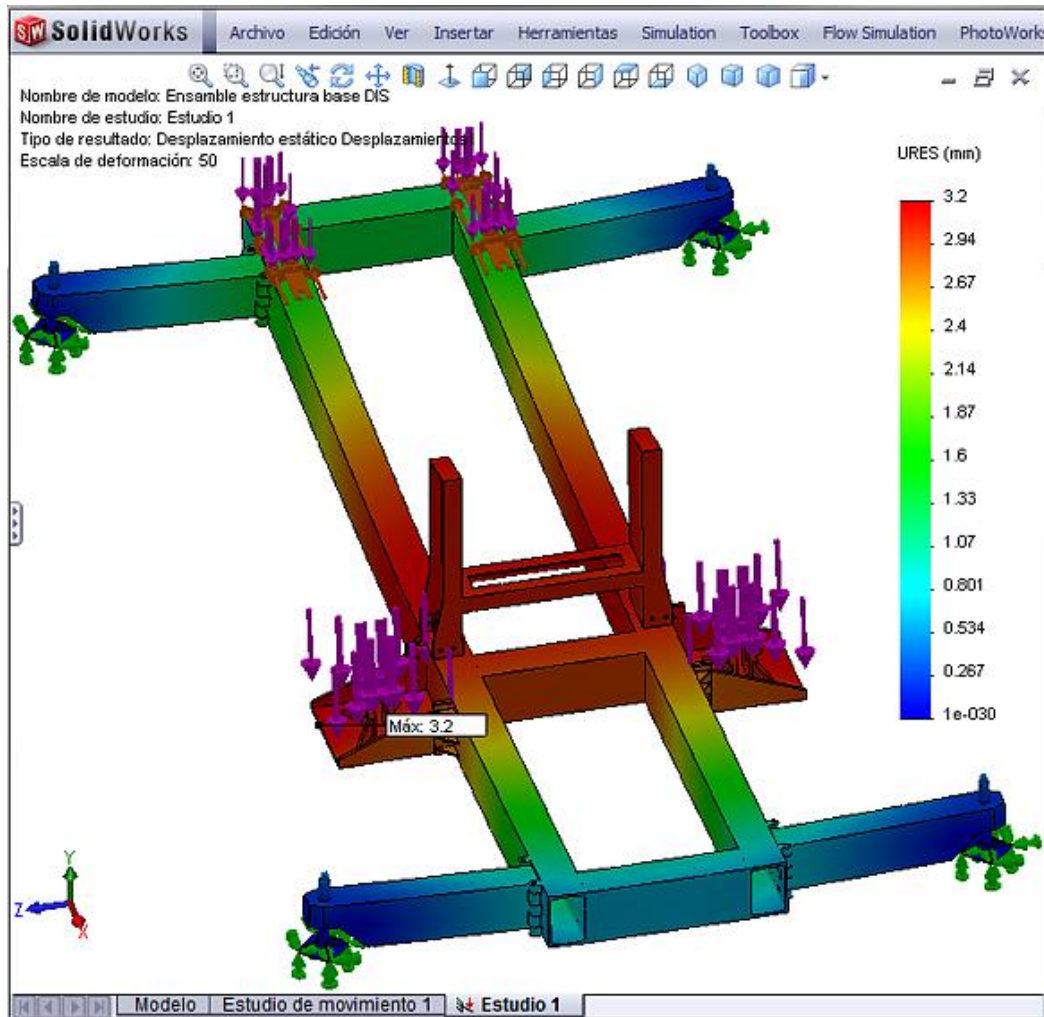


Figura 2.45 Desplazamientos resultantes en la estructura base.

De la figura 2.45 se determina que los desplazamientos más grandes ocurren en la parte central de la estructura base, justo en la zona de los soportes del brazo de elevación y de los cilindros neumáticos, siendo su valor máximo igual a 3.20 mm, el mismo que se considera que no afecta de forma considerable en el adecuado funcionamiento del Tagada.

2.1.6. ANÁLISIS DE MOVIMIENTO DEL TAGADA

Partiendo del hecho que cuando el Tagada se encuentra en movimiento debe alcanzar una velocidad máxima de rotación de 15 rpm (1.885 rad/s) y en base a los componentes mecánicos diseñados en las secciones anteriores, a

continuación se determina la potencia requerida en el motor que impulsa el movimiento rotativo del Tagada.

a. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA

Para determinar la potencia requerida para el motor es necesario conocer también los siguientes parámetros:

- Momento de inercia de las masas en movimiento con respecto a su eje de rotación¹³.
- Aceleración angular desde una velocidad angular inicial hasta la velocidad angular máxima.

Debido a que el motor pone en movimiento rotativo a todos los componentes del plato giratorio (asientos, piso, estructura, etc.) con los pasajeros y tomando como referencia el sistema de coordenadas de SolidWorks, el eje de rotación es el Y, se toma de la figura 2.46 los momentos de inercia de estos componentes con respecto al eje Y (I_{YY}).

$$I_{YY} = 23626.56 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

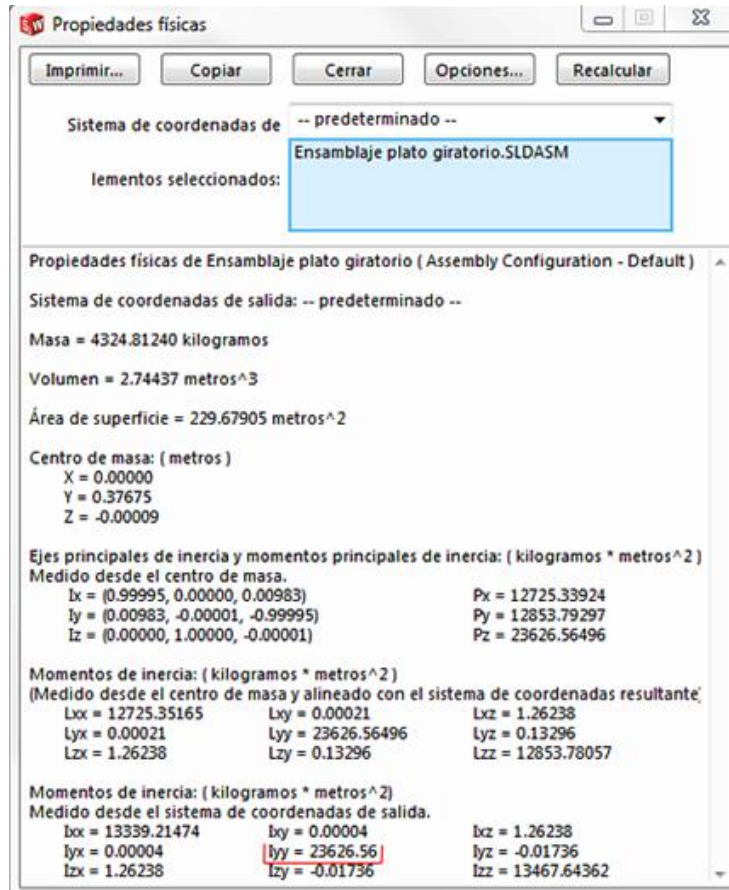


Figura 2.46 Propiedades físicas del ensamble de los componentes del plato giratorio con los pasajeros.

En base a otros Tagadas semejantes que se encuentran en funcionamiento se determina que luego de su arranque, el motor debe alcanzar su velocidad máxima de 1.885 rad/s en un tiempo aproximado de 5 segundos, la aceleración angular del motor viene dado por:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = \frac{1.885 \text{ rad/s}}{5 \text{ s}} = 0.377 \text{ rad/s}^2$$

Por lo tanto, la potencia requerida por el motor (Ecuación 1.4) para poner en rotación todos los componentes móviles del Tagada es:

$$Pot = T \cdot \omega = I_{YY} \cdot \alpha \cdot \omega$$

$$T = I_{YY} \cdot \alpha$$

Reemplazando:

$$Pot = I_{YY} \cdot \alpha \cdot \omega$$

$$Pot = 23626.56 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 0.377 \text{ rad/s}^2 \cdot 1.885 \text{ rad/s}$$

$$Pot = 16790 \text{ W} = 22.5 \text{ hp}$$

Con el objeto contemplar situaciones particulares adversas, se determina que se requiere un motor de 29.25 hp, por lo que se selecciona un motor eléctrico de 30 hp de potencia y 1800 rpm de velocidad.

a.1. SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD.

El reductor de velocidad requerido para el Tagada se selecciona de acuerdo con las tablas del catálogo de reductores de velocidad BROWNING ya que es el que posee las características que se necesita para este proyecto, a continuación se menciona los siguientes parámetros para su selección.

- Potencia del motor = 30 hp
- Velocidad angular de entrada = 1800 rpm
- Velocidad angular de salida = 15 rpm
- Tiempo de funcionamiento = 10 horas por día (promedio)
- Carga no uniforme y variable.

Por lo tanto, para una potencia de 30 hp, una velocidad de salida de 15 rpm y un número AGMA igual a III, se selecciona del catálogo (anexo A-12) el reductor de velocidad 507SMTP25, cuyas características y dimensiones se muestran en el anexo A-12.1.

2.2.- DISEÑO Y SELECCIÓN NEUMÁTICO

Como sabemos todas las máquinas diseñadas requieren de una fuerza externa para poder realizar los movimientos que uno requiera, éstos movimientos deben tener la fuerza y la velocidad requerida para que todo el sistema funcione a la perfección es así que a través del diseño del sistema neumático, estableceremos cuales serán los cilindros neumáticos más adecuados para nuestro sistema y así permita la movilidad de los diferentes sistemas establecidos en el diseño mecánico.

2.2.1.-PARÁMETROS DE DISEÑO

Previo al diseño neumático se realizó el diseño mecánico utilizando un software de simulación y elementos finitos el cual nos permite conocer los parámetros principales, sección 2.1.1. que influyen directamente en el diseño neumático de éste juego los cuales se menciona a continuación:

La carga total $= 49940 N \approx 50000 N$

La fuerza máxima de cada cilindro $= 22670 N$

La carrera mínima del pistón $= 700 mm.$

2.2.2. SISTEMA NEUMÁTICO

Para este juego mecánico (Tagada) el sistema neumático es el encargado de proporcionarle los movimientos bruscos el cual le hace característico ha éste, por lo tanto, el dimensionamiento, selección de los cilindros neumáticos y sus componentes deben ser capaz de levantar el peso nominal del juego.

Para ésta máquina, el sistema neumático constará de una fuente de aire comprimido (compresor) y un depósito de almacenamiento para que atienda con rapidez a las demandas extraordinarias de aire que suelen hacerse momentáneamente, para este caso el juego mecánico tagada funciona a través

de dos cilindros neumáticos de doble efecto, que posean colchones de aire para evitar el choque brusco tanto en la salida como en el retorno del vástago, los mismos que son provistos de aire a través del compresor, transformando este tipo de energía en trabajo mecánico.

En el juego mecánico tagada los cilindros neumáticos son accionados mediante electroválvulas, para lo cual utilizaremos 2 electroválvulas 5/2 (5 vías, 2 posiciones), además para obtener un control de velocidad de los cilindros neumáticos acorde a nuestra necesidad utilizaremos válvulas estranguladoras de caudal.

Se utilizará tres tipos de secuencia (figura 2.47), en la cual éstas secuencias están condicionadas y no se activarán ninguna de las dos siguientes sin antes accionar los dos cilindros que suban a la vez y permanezcan arriba, luego de que los dos cilindros están arriba se podrá accionar cualquiera de las dos secuencias ya sea que suban y bajen alternadamente los cilindros o que suban y bajen los dos cilindros a la vez y se podría jugar con estas secuencias según la necesidad del operador o exigencias del cliente.

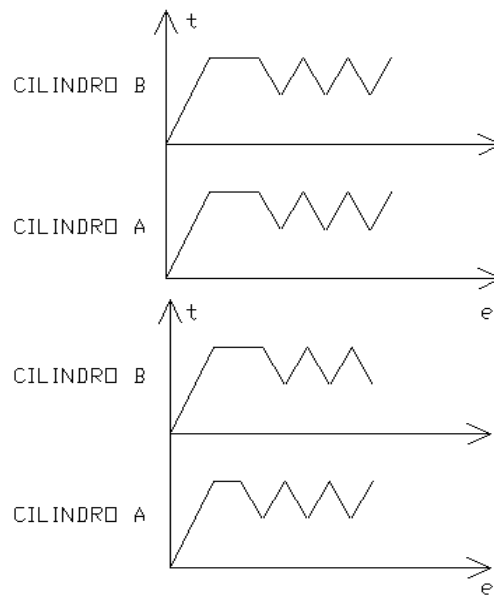


Figura 2.47. Secuencias del sistema neumático.

2.2.3 CÁLCULO DE LA PRESIÓN Y FLUJO DE AIRE

Una vez establecidas las ideas preliminares, el circuito neumático y los componentes a utilizar se procederá a dimensionar los cilindros neumáticos adecuados para este sistema y el consumo de aire de los mismos, lo cual mencionamos a continuación.

a. DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DEL ÉMBOLO DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS

Cuando el Tagada funciona a su máxima capacidad, los cilindros neumáticos deben levantar una carga total de 50000N cuyo peso fue determinado en la parte del diseño mecánico sección 2.1.5.a y a la vez se determinó la fuerza máxima que deben ejercer cada cilindro la cual es de 22670 N. (sección 2.1.5.a) .El juego mecánico trabajará con una presión de 7²³ bar cuya presión es la que trabajan generalmente todos los compresores, a continuación se procederá a realizar los cálculos respectivos:

Despejando S de la ecuación 1.4 se calcula el diámetro del émbolo para levantar el peso nominal del tagada.

Transformando bar a N/cm²:

$$1bar = \frac{10^5 N}{m^2}$$

$$7bar = 70 \frac{N}{cm^2}$$

$$S = \frac{F}{P}$$

$$S = \frac{22670}{70} [Ncm^2/N]$$

$$S = 323.86 [cm^2]$$

$$S = \pi \frac{D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{4S/\pi}$$

$$D = \sqrt{4 * 323.86/\pi}$$

$$D = 20.3 \text{ cm.}$$

El diámetro apropiado para levantar el peso nominal del tagada es de 203mm razón por la cual basándonos en el catalogo de Festo Anexo B-1 se eligió el de DNG 250 mm que cumple con las especificaciones deseadas y es el más próximo al diámetro calculado.

La figura 2.48, se indica el tipo de cilindros neumáticos a utilizarse.

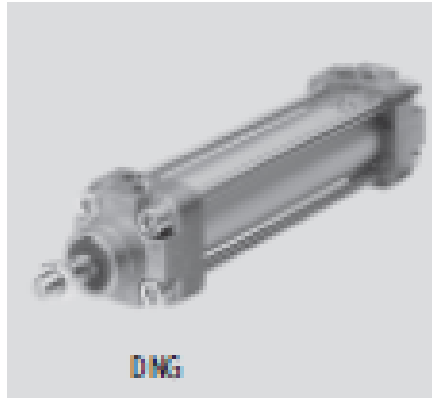


Figura 2.48 Cilindros neumáticos utilizados.

a.1. CONSUMO DE AIRE DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS

El consumo de aire lo calculamos con el diámetro del émbolo el cual previo a un cálculo y basándonos en el catálogo de festo nos dió un diámetro de 250 mm., La carrera que va a tener el vástago del cilindro neumático va a ser de 700 mm. La cual para nuestro diseño vamos a tener un número de 30 carreras por minuto, trabajando a una presión de 7 bar.

Considerando una velocidad media de 0,2 m/s. El caudal (ecuación 1.6) a la salida del vástago es:

$$Q = A * v$$

$$Q = \frac{\pi * (0,25)^2}{4} * 0,2$$

$$Q = 9,81 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 588,6 \text{ l/min}$$

Por ser dos cilindros se obtiene un consumo total de:

$$Q = 1177,2 \text{ l/min}$$

Ahora calculando cuando el vástago entra:

$$Q = A * v$$

$$Q = \frac{\pi * (0,25 - 0,042)^2}{4} * 0,2$$

$$Q = 6,6 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 396 \text{ l/min}$$

Por ser dos cilindros se obtiene un consumo total de:

$$Q = 792 \text{ l/min}$$

Aproximadamente realizará 30 ciclos por minuto, por tanto la frecuencia será de:

$$f = \frac{30}{60} = 0,5 \text{ s}^{-1}$$

El cilindro trabaja el 50 % del tiempo cuando está operando el juego mecánico y mientras que el 50% está parado.

El consumo de aire se calcula de la ecuación 1.8:

$$C = 2(S.n. q) \left[\frac{\text{Nlitros}}{\text{min}} \cdot \right]$$

$$C = 2 \left[\left(70 \text{ cm} \right) \left(30 \frac{\text{carreras}}{\text{min}} \right) \left(3,817 \frac{\text{Nlitros}}{\text{cm carrera}} \right) \right]$$

$$C = 16031,4 \left[\frac{\text{Nlitros}}{\text{min}} \right]$$

$$C = 16,03 \left[\frac{\text{Nm}^3}{\text{min}} \right]$$

Por ser dos cilindros se obtiene un consumo total de:

$$C = 32,06 \left[\frac{\text{Nm}^3}{\text{min}} \right]$$

En la cual el Consumo de aire por cm. de carrera en (q) es igual a 3,817 donde se describe en la tabla 2.15.

Tabal 2.15 Consumo de aire para cilindros neumáticos.

Ø Cilindro	5	7	9	11	13	15
Consumo de aire en litros por cm. de carrera del cilindro						
6	0,0016	0,0022	0,0027	0,0033	0,0038	0,0044
12	0,007	0,009	0,011	0,013	0,015	0,018
16	0,011	0,016	0,020	0,024	0,028	0,032
25	0,029	0,038	0,048	0,057	0,067	0,076
35	0,056	0,075	0,093	0,112	0,131	0,149
40	0,073	0,097	0,122	0,146	0,171	0,195
50	0,115	0,153	0,191	0,229	0,267	0,305
70	0,225	0,299	0,374	0,448	0,523	0,597
100	0,459	0,610	0,736	0,915	1,067	1,219
140	0,899	1,197	1,495	1,793	2,091	2,389
200	1,835	2,443	3,052	3,660	4,268	4,876
250	2,867	3,817	4,768	5,718	6,668	7,619

a.2. CÁLCULO DE TUBERÍA

Como regla básica el dimensionamiento de la tubería debe favorecer el criterio conservador. Si al dimensionar un diámetro el valor no coincide con los estándares, se recomienda colocar el diámetro inmediatamente superior. Esto conduce a tener un sistema donde el aire fluirá con menos pérdidas y se dispondrá de una reserva para aumentos de capacidad en el futuro.

La caída de presión en un tubo se calcula por la ecuación 1.9.

$$\Delta P = \frac{\beta}{RT} \cdot \frac{V^2}{D} L_p$$

Cálculo del área del tubo de 3/4:

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi * 0.95^2$$

$$A = 2,83 \text{ cm}^2$$

En nuestro diseño se va a suministrar una cantidad máxima de aire de 1,068 m³ /min, la cual este valor se obtiene de la ecuación 1.7 donde los dos cilindros han recorrido un ciclo, la cual se va a transportar una distancia de 1m por una tubería de 19 mm de diámetro, a una presión de 7 bar y su temperatura de 20°C

Cálculo de la velocidad del aire, despejando de la ecuación 1.5 se obtiene:

$$V = \frac{1,068}{60 * (7 + 1)} \cdot \frac{10000}{2,83}$$

$$V = 7,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Cantidad de aire suministrada G

$$G = 1.3 * 60 * 1.068 \frac{\text{Nm}^3}{\text{min}}$$

$$G = 83.3 \frac{\text{Kg}}{\text{hora}}$$

El índice de resistencia (β) es variable con la cantidad suministrada G (Véase tabla 2.16)

Tabla 2.16 Índices de resistencia β .

G	β	G	β	G	β	G	β
10	2,03	100	1,45	1.000	1,03	10.000	0,73
15	1,92	150	1,36	1.500	0,97	15.000	0,69
25	1,78	250	1,26	2.500	0,90	25.000	0,64
40	1,66	400	1,18	4.000	0,84	40.000	0,595
65	1,54	650	1,10	6.500	0,78	65.000	0,555
100	1,45	1.000	1,03	10.000	0,73	100.000	0,520

La cual β interpolando nos da un valor: $\beta = 1,49$

Sustituyendo en la ecuación 1.9 la caída de presión resulta:

$$\Delta P = \frac{1,49}{29.27 * 293} \cdot \frac{7.8^2}{19} * 1 * 7$$

$$\Delta P = 0,0038 \text{ bar}$$

La aplicación práctica de un monograma facilita la determinación de los datos buscando con rapidez y exactitud, evitando el anterior procedimiento de cálculo.

2.2.4. SELECCIÓN DE CILINDROS NEUMÁTICOS⁴¹

Para este juego mecánico, el movimiento vertical lo darán dos actuadores lineales de doble efecto los cuales previo a su selección se analizó cuales son adecuados para levantar el peso previamente detallado.

Dentro de los criterios para escoger el actuador adecuado para nuestro juego mecánico se tomó en consideración lo siguiente:

⁴¹ THOMSON Learning, Neumática. Editorial Paraninfo, 2000, Página.-104.

1. Cálculo de la fuerza.
2. Capacidad de amortiguación.
3. Tratar de que sea de una marca reconocida y que sea comercial en el mercado entre las marcas que se analizó para la selección tenemos: Metal work Pneumatic, y Festo.
4. El consumo de aire comprimido.
5. Catálogos con información suficiente y detallada.

En la tabla 2.17 se puede observar las características principales de los cilindros de dos diferentes marcas y se optó por seleccionar los cilindros de marca festo.

Tabal 2.17 Especificaciones de los cilindros neumáticos.

MARCA	Diámetro (mm) Embolo	Fuerza en (N)		Carrera (mm)
		6 bar	7 bar	
Metal work	63	1870	2180	400
Pneumatic	80	3016	3519	500
Festo	200	17000	19800	10.....2000
	250	26500	30900	10.....1100

A continuación se presenta en la tabla 2.18 las características más importantes de los cilindros seleccionados.

Tabal 2.18 Cilindro de doble efecto (Ref. Catalogo de FESTO, Anexo B-1.1)

151892-DNG-250-700- PPV	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO	
Características	Valor
Fluido	Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación.
Construcción	Embolo
	Vástago
	Tubo perfilado
Amortiguación	Regulable en ambos lados
Carrera de amortiguación (mm)	60
Tipo de fijación	Con accesorios

Presión de funcionamiento (bar)	0,6.....10
Temperatura ambiente (°C)	-20....+80
Rosca del vástago	M42x2
Fuerza del émbolo (N)	30900
Culatas anterior y posterior	Aluminio
Camisa del cilindro	Aluminio
Vástago, tirante	Acero de aleación fina
Juntas	Poliuretano, caucho nitrílico
Horquilla SG	9582 SG-M42x2
Caballote LSN	6990 LSN-250

No obstante para elegir el tamaño de un cilindro y realizar el cálculo que por lo general resulta un poco más demoroso, es más práctico utilizar un diagrama análogo como en el del Anexo B-1.4 que nos indica las fuerzas teóricas para 5, 7 y 10 bar.

Para verificar el diámetro del vástago del cilindro de doble efecto nos basamos en un diagrama en la cual determinamos el diámetro del vástago en función de la carrera L y la fuerza F, el cual lo podemos observar en el Anexo B-1.2 y B-1.3.

2.2.5.-SELECCIÓN DE ELECTROVÁLVULAS

En el sistema de elevación se utilizaran dos electroválvulas, para controlar los actuadores neumáticos, que para su selección se tomó en cuenta los siguientes puntos:

1. La tensión de alimentación.
2. Las vías de distribución y posición de las mismas.
3. La capacidad de paso de caudal que tiene la válvula.
4. La marca de la electroválvula y que sea fácil de encontrar en el mercado.

En la tabla 2.19 se puede observar las características principales de las electroválvulas de tres diferentes marcas y se optó por seleccionar las electroválvulas de marca festo.

Tabal 2.19 Especificaciones de las electroválvulas.

MARCA	TIPO	°T FUNCIÓN [°C]	CAUDAL [NL/MIN]	PRESIÓN [Bar]	TENSIÓN	PILOTAJE	FUNCIÓN VÁLVULA
					[VDC]	[VAC]	
FESTO	MFH	-10.....60	750..2000	3....10	12,24, 42,48.	24,42,110, 240.	5/2
	MVH	-5.....50	750..2000	3....10	24	-	5/2
METAL WORK	MACH16	-10.....60	750	10	-	110,240	5/2
NORDAIR	NAMUR	-5....50	2700	1....10	-	-	5/3

A continuación en la tabla 2.20 se presenta las características de estas electroválvulas. Cabe recalcar que este tipo de electroválvulas son las que se van a utilizar en el juego mecánico (Anexo B-2 y B-2.1).

Tabal 2.20 Selección de electroválvula monoestable (Ref. Catalogo de FESTO, Anexo D-2 y D-2.1)

10705 MFH-5-3/8-B		
ELECTROVALVULA		
Características		Valor
Función de válvula		Válvulas monoestables de 5/2 vías
Construcción		Válvula de corredera
Forma de reposición		Mecánica Neumática
Principio de estanquidad		Juntas de material sintético
Tipo de mando		Servo pilotaje
Tipo de accionamiento		Eléctrico
Alimentación del aire de pilotaje		Interna o externa
Sentido del flujo		Reversible
Función de escape		Con estrangulación
Accionamiento manual auxiliar		Con accesorio, enclavado
Tipo de fijación		Mediante taladros
Posición de montaje		Indistinta
Caudal nominal (NI/min)		2000
Patrón (mm)		41
Peso del producto (g)		630
Fluido		Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar
Presión	Alimentación interna del aire de pilotaje (bar)	2.....10

funcionamiento	Alimentación externa del aire de pilotaje (bar)	-0,9....+10	
Presión de pilotaje (bar)		2.....10	
Temperatura ambiente (C)		-5.....+40	
Temperatura del fluido (C)		ii-10.....+60	
Conexión (ms)		20	28
Desconexión (ms)		56	55
Conexión eléctrica		Lenguetas de conectores tipo zócalo	
Tensión de funcionamiento	Tensión continua (VDC)	12, 24, 42, 48	
	Tensión alterna (VAC)	24, 42, 48, 110, 230, (50....50 hz.)	
Valores característicos de las bobinas	Tensión continua (W)	4,5	
	Tensión alterna (VA)	Atracción: 7,5	
Clase de protección según NE 60529		IP65	

2.2.6.-SELECCIÓN DE MANGUERAS DE PRESIÓN

Para controlar los actuadores neumáticos hay que dimensionar correctamente las mangueras para evitar en lo más mínimo las pérdidas de presión y el juego pueda trabajar en óptimas condiciones.

Para elegir las mangueras de presión nos basamos en el consumo de aire libre 1069 NI/min, que es el caudal de aire necesario para los cilindros cuando están trabajando a plena carga y a la máxima potencia, para que podamos observar los fenómenos que ocurren cuando modificamos arbitrariamente los diámetros de las mangueras, no valdremos del Anexo B-3. Para proceder a realizar nuestra selección.

En este caso lo más conveniente para nosotros es utilizar una manguera de diámetro interior de $\frac{3}{4}$ (19mm) (tabla 2.21), porque con este diámetro obtendremos una mínima pérdida de presión admisible en las mangueras para que el caudal nominal que va a circular por ellas fluya por la misma sin estrangulamiento, examinando el Anexo B-3.1 La curva representativa de la manguera ideal para nosotros, es la A, ya que utilizando otros diámetros de mangueras vamos a tener un rendimiento menor al deseado.

Tabal 2.21 Especificaciones de las mangueras de presión.

D.I pulgadas	D.E. pulgadas	Presión de trabajo PSI	Peso Kg/m	Temperatura	Cubierta
1/4"	0.500	200	0.15	-25°C a 100 °C	EPDM rojo
5/16"	0.590	200	0.20	-25°C a 100 °C	EPDM rojo
3/8"	0.669	200	0.25	-25°C a 100 °C	EPDM rojo
1/2"	0.866	200	0.40	-25°C a 100 °C	EPDM rojo
5/8"	0.984	200	0.47	-25°C a 100 °C	EPDM rojo
3/4"	1.157	200	0.61	-25°C a 100 °C	EPDM rojo
1"	1.437	200	0.86	-25°C a 100 °C	EPDM rojo

En el anexo B-3 nos facilita datos respecto a las pérdidas de presión en las mangueras, según su diámetro interior y su longitud.

Como en una carrera, los dos cilindros, consume un total de 1068,7 Nlitros/min⁴². (Ecuación 1.8). Podemos observar que las pérdidas son mínimas es por esta razón que no aplica en la tabla del anexo B-3.

2.2.7.-SELECCIÓN DEL COMPRESOR

El encargado de suministrar el caudal necesario de aire es el compresor, entonces es muy importante su selección para las cuales los factores más importantes a considerar son:

1. Presión: Hay que tener en cuenta la aplicación con mayor presión.
2. Caudal: Se suman los caudales de todas las aplicaciones y se tiene en cuenta el caudal total.

⁴² CARNICER Enrique, Aire Comprimido. Teoría y Cálculo de las instalaciones. Editorial Paraninfo, 1994, Página.-15

3. Demanda: Se debe prever necesidades futuras.
4. Coeficiente de utilización: Tiempo de inactividad de la herramienta.
5. Coeficiente de simultaneidad: Promedio ponderado de los coeficientes de utilización.
6. Espacio: La elección de un compresor puede ser influida por el espacio en la planta disponible, el peso total, la posibilidad de montaje fijo o sobre remolque.
7. Medio ambiente: Ubicación, temperatura, limpieza del aire.
8. Tratamiento: Evitar alta presencia de condensados.
9. Instalación.

$$\sum \text{caudal total} = (Q1 + Q2)$$

$$\sum \text{caudal total} = (588,6 + 588,6) = 1177,2 \text{ l/min}$$

Se va a considerar en nuestro diseño un 5%⁴³ de pérdidas de presión por acoples y filtros.

$$\text{Pérdidas de presión} = 1177,2 * 0,05 = 58,86 \text{ lts/min}$$

Pérdidas de aire admisibles por fugas, se considera una pérdida del 10%⁴⁴.

$$P_{pf} = 1177,2 * 0,1 = 117,72 \text{ lts/min}$$

Coeficiente de utilización.

$$\text{Coeficiente de utilización} = 50\%$$

⁴³ CARNICER Enrique, Aire Comprimido. Teoría y Cálculo de las instalaciones. Editorial Paraninfo, 1994, Página.-193

⁴⁴ CARNICER Enrique, Aire Comprimido. Teoría y Cálculo de las instalaciones. Editorial Paraninfo, 1994, Página.-208

Obteniendo un coeficiente de simultaneidad del 50% para nuestro juego mecánico.

$$C_s = 1177,2 * 0,5 = 588,6 \text{ lts/min}$$

Se añade un tanto por ciento de incremento por seguridad, lo recomendado es de 20%⁴⁴.

$$I_s = 1177,2 * 0,2 = 235,44 \text{ lts/min}$$

Por lo tanto el caudal requerido es:

$$Q_t = 58,86 + 117,72 + 588,6 + 235,44 = 1000,62 \text{ lts/min}$$

En base a los requerimientos de consumo de aire nominal de nuestro sistema neumático que es de 1000,62 lts/min o 1,00062 m³/min el compresor más apto para satisfacer las necesidades es el compresor Gardner Denver ESE 11 (Anexo B-4), debido principalmente a las características necesarias que posee las cuales cubre nuestras necesidades de suministro de aire comprimido.

En la tabla 2.22 se indica las especificaciones técnicas de dos marcas de compresores y se seleccionó el de GARDNER DENVER.

Tabal 2.22 Especificaciones de compresores.

MARCA	PRESIÓN MÁXIMA		POTENCIA MOTOR		PESO NETO	NIVEL DE RUIDO	Depósito	CAUDAL	
	BAR	PSI	KW	HP	Kg.	dB(A)		Litros	m3/min
CENTRALAIR	10	145	3	4	230	67	270	0,43	15
	10	145	4	5,5	195	66	270	0,61	22
	10	145	5,5	7,5	265	67	500	0,81	29
GARDNER DENVER	8	115	3	4	138	68	270	0,39	13,8
	8	115	4	5,5	143	69	270	0,55	19,4
	10	145	11	15	186	74	500	1,45	51,2
	8	115	15	20	210	74	500	2,2	77,7

2.2.8.-DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISEMA NEUMÁTICO

Con el fin de minimizar los errores durante el diseño de la automatización neumática, se utilizó el programa FluidSIM-P, para con su ayuda, realizar de forma rápida el diseño y la automatización neumática.

En la siguiente figura 2.49. Podemos observar el esquema final del sistema neumático.

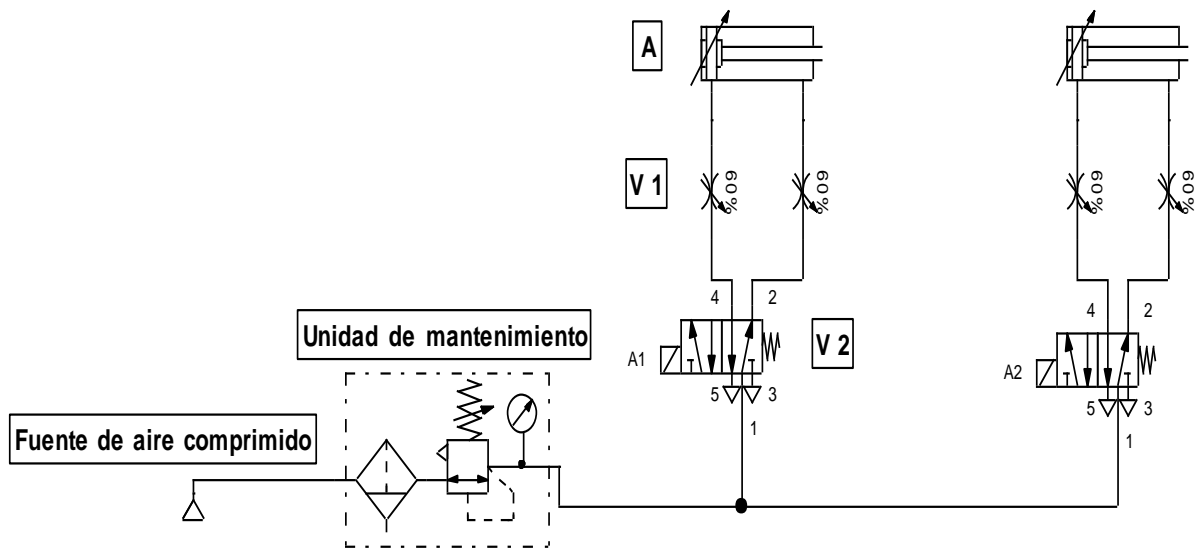


Figura 2.49 Esquema del sistema neumático.

El sistema consta de los siguientes componentes:

Tabla 2.23 Componentes a utilizar en el sistema neumático.

Designación	Tipo de componente	Función
A	Actuador lineal	Darle movimiento al juego mecánico
V1	Válvula estranguladora	Permite regular la velocidad del pistón
V2	Válvula 5/2 vías	Controla el avance y retroceso del pistón
-	Unidad de mantenimiento	Regula la presión y la humedad en el sistema
-	Fuente de aire comprimido	Es el compresor el que suministra el aire

Luego de haber realizado el diseño del sistema neumático, realizamos la simulación de los movimientos de los cilindros (Figura 2.50) que le darán al juego mecánico tagada, en la cual los diagramas de estados nos permiten visualizar gráficamente el estado de los cilindros neumáticos en sus diferentes secuencias los cuales observaremos a continuación:

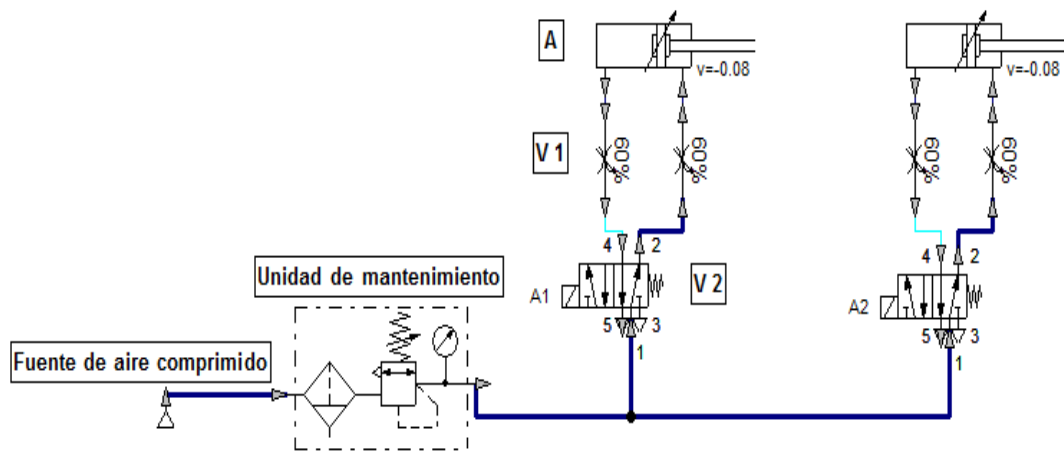


Figura 2.50 Simulación del circuito neumático.

Secuencia1.- En ésta secuencia del juego mecánico los dos cilindros neumáticos salen a la vez y se mantienen arriba hasta que inicie la secuencia 2 o la secuencia 3, en la siguiente figura 2.51 podemos observar el diagrama de movimientos:

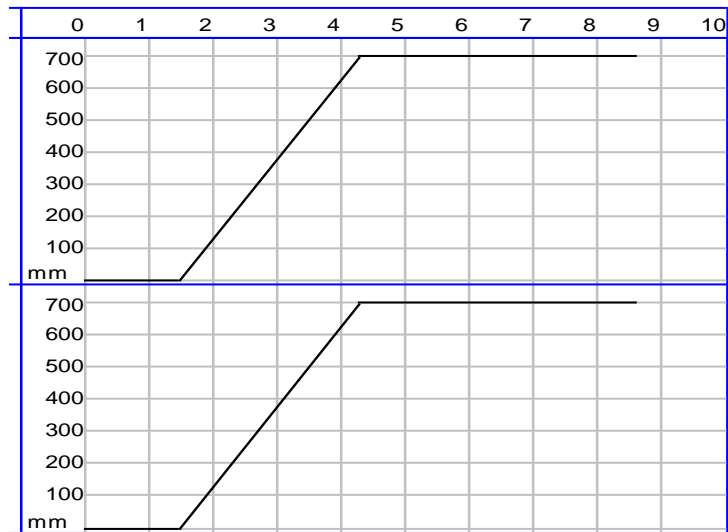


Figura 2.51. Secuencia 1.

Secuencia2.- En ésta secuencia (Figura 2.52) los dos cilindros neumáticos empiezan a subir y a bajar a la vez automáticamente, la velocidad depende del valor al que este seteado el temporizador.

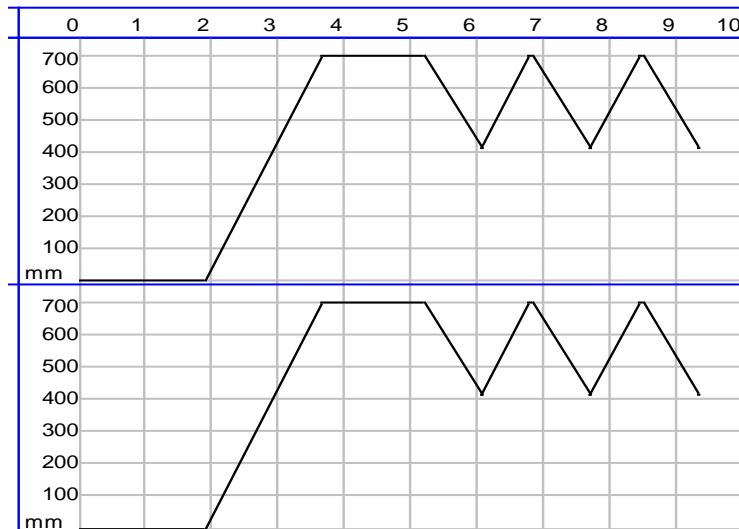


Figura 2.52. Secuencia 2.

Secuencia3.- En ésta secuencia (Figura 2.53) los cilindros neumáticos empiezan a subir y a bajar uno independientemente del otro, si el primer cilindro neumático

sube el otro cilindro neumático baja automáticamente, de igual forma la velocidad depende del valor al que esta seteado el temporizador.

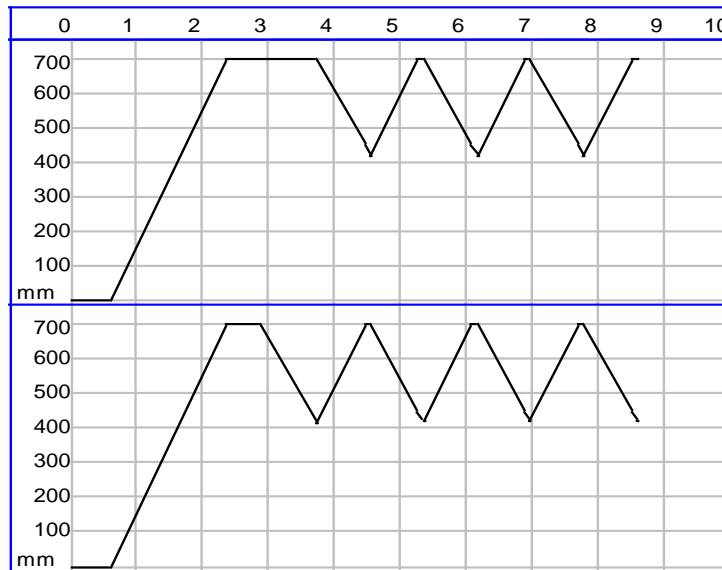


Figura 2.53. Secuencia 3.

2.3. DISEÑO Y SELECCIÓN ELÉCTRICO

En esta sección se seleccionará los dispositivos de control eléctrico que gobernarán al motor eléctrico, en la sección 2.1.6.a. se calculó la potencia requerida del motor eléctrico para mover la rueda del tagada, en la cual se obtuvo como resultado un motor eléctrico de 30 hp, los elementos se seleccionarán de acuerdo al voltaje que se posee en el suministro de energía donde va a estar ubicado el juego mecánico.

El mejoramiento de nuestro juego mecánico tagada es la automatización, la cual estará dirigida mediante un programador lógico controlable, el cual en base a una programación va a controlar las secuencias del juego mecánico permitiendo al operador del juego facilitar su manejo y a la vez ofrecemos un producto fiable al público.

2.3.1.-SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

El motor eléctrico va a ser el encargado de proporcionarle el movimiento giratorio al tagada para la cual se puede resumir los factores más importantes a tenerse en cuenta para su selección, los cuales se menciona a continuación.

1. Tensión de alimentación.
2. Condiciones ambientales.
3. Potencia nominal.
4. Arranque.
5. Tipo de servicio.
6. Velocidad.
7. Tipos.
8. Precios.

En base a la sección 2.1.6.a. se selecciona un motor eléctrico de 30 hp, recurriendo al catálogo de motores de siemens (Anexo C-1) se selecciona el motor cuyas especificaciones se menciona en la tabla 2.21.

Tabal 2.24 Especificaciones del motor seleccionado.

DATOS	VALOR
TIPO	Síncrono
POTENCIA	30
VELOCIDAD	1800
VOLTAJE	220/440
AMPERAJE	37
Fp	0,86

a. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS ELÉCTRICOS

a.1. SELECCIÓN DE CONDUCTORES⁴⁵

Una vez determinado que motor se va a utilizar, es importante la selección correcta de los conductores para tratar de evitar en lo más mínimo las caídas de tensión ya que la caída de tensión permitida desde la alimentación hasta la carga no debe exceder al 3%⁴⁶.

$$P = 1.73 * V * I * \cos\phi$$

$$I_n = \frac{30 * 746}{1.73 * 220 * 0.86} = 68,29 \text{ A}$$

$$I = 1.25 * 68,29 = 85,36 \text{ A}$$

El calibre de nuestro conductor para alimentar el motor eléctrico es el AWG #2 Anexo C-2.

a.2. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE PROTECCIÓN

Los elementos de protección están diseñados para desconectar al motor del circuito en el caso de bruscos cambios en la corriente que demanda o bien corrientes de arranques excesivas.

a.3. PROTECCIÓN PARA EL ALIMENTADOR⁴⁷

$$I = 2.5 * I_{PC \text{ motor}} + \sum I_{PC \text{ otros motores}}$$

$$I = 2.5 * 68,29$$

⁴⁵ El ABC de las instalaciones industriales. Editorial Limusa, S.A de C.V. Primera edición, 1985, Página.- .216

⁴⁶ El ABC de las instalaciones industriales. Editorial Limusa, S.A de C.V. Primera edición, 1985, Página.- .107

⁴⁷ El ABC de las instalaciones industriales. Editorial Limusa, S.A de C.V. Primera edición, 1985, Página.- .236

$$I = 170,72 \text{ A}$$

Se utilizará un interruptor termomagnético tipo QJ2, 3 polos de siemens (Anexo C-3).

a.4. RÉLE TÉRMICO

$$I_N = 1,25 * I_{pc}$$

$$I_N = 1,25 * 68,29$$

$$I_N = 85,36 \text{ A}$$

Basándonos en un catálogo el que cumple con nuestras especificaciones de diseño es el relé térmico 3RB20 66-1GC2 (Anexo C-4).

a.5. SELECCIÓN DEL CONTACTOR

El contactor requerido para el control del motor eléctrico se selecciona de acuerdo con las tablas del catálogo de contactores de siemens (Anexo C-5) para la cual se utilizó 2 contactores 3TF68 de 335 Kw equivalentes a la potencia de 30HP del motor a ser controlado, uno para giro normal, otro para giro inverso.

2.3.2.-DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL ELÉCTRICO

Para abarcar las necesidades de control de secuencias de nuestro juego mecánico, se va a utilizar los accesorios que se menciona a continuación:

- Pulsadores NA.
- Pulsadores NC.
- Luces de señalización.
- Gabinete de control eléctrico.

Para nuestro fin cada accesorio tiene una función específica, se utilizará tres pulsadores NA que son los encargados de cerrar el circuito para dar paso a la corriente y activar las salidas, dependiendo del pulsador NA que presione se activarán diferentes secuencias, una vez que se haya culminado con las secuencias se presionará el pulsador NC y desactivará todo el circuito.

Para poder visualizar de mejor manera que secuencia se encuentra en un determinado tiempo se utilizará dos luces de señalización, las cuales irán colocadas sobre un gabinete de control eléctrico y dentro de él se ubicarán todos los dispositivos eléctricos.

En la figura 2.54 nos permite maniobrar de forma correcta y segura el juego mecánico, para poder hacer el diseño se utilizó el software CAdE_SIMU el cual nos permitió insertar los diferentes elementos de control y de fuerza para posteriormente realizar la simulación.

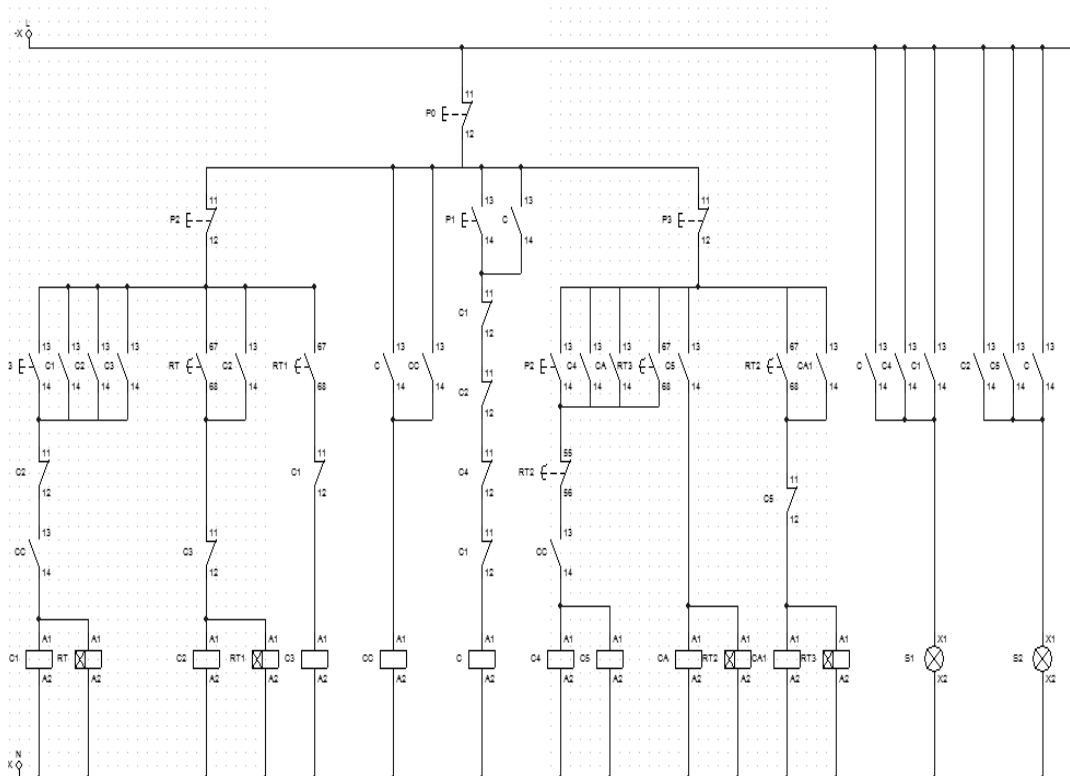


Figura 2.54 Diagrama de control (Secuencias Tagada).

2.3.3. CONEXIONADO DEL MOTOR SELECCIONADO

En la figura 2.55 y figura 2.56 se detallan el conexionado del motor eléctrico (Potencia y control), la cual se opto por utilizar un arranque directo para tener un elevado par.

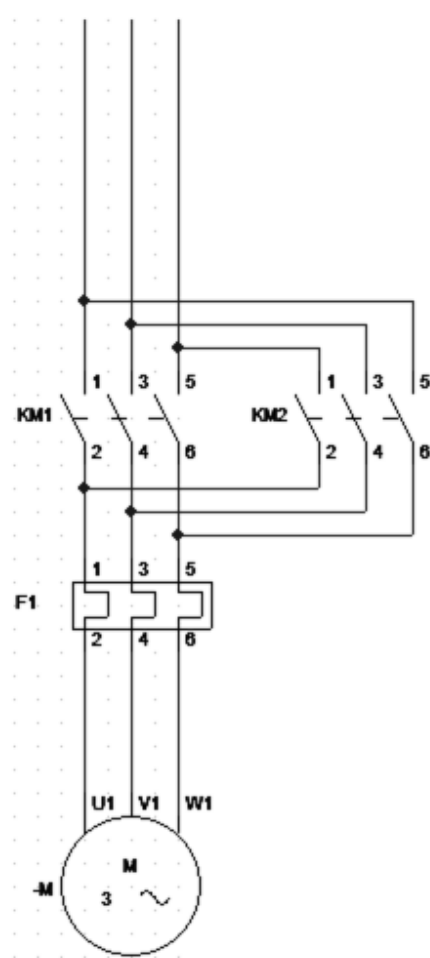


Figura 2.55. Diagrama de conexión del motor del Tagada (Potencia).

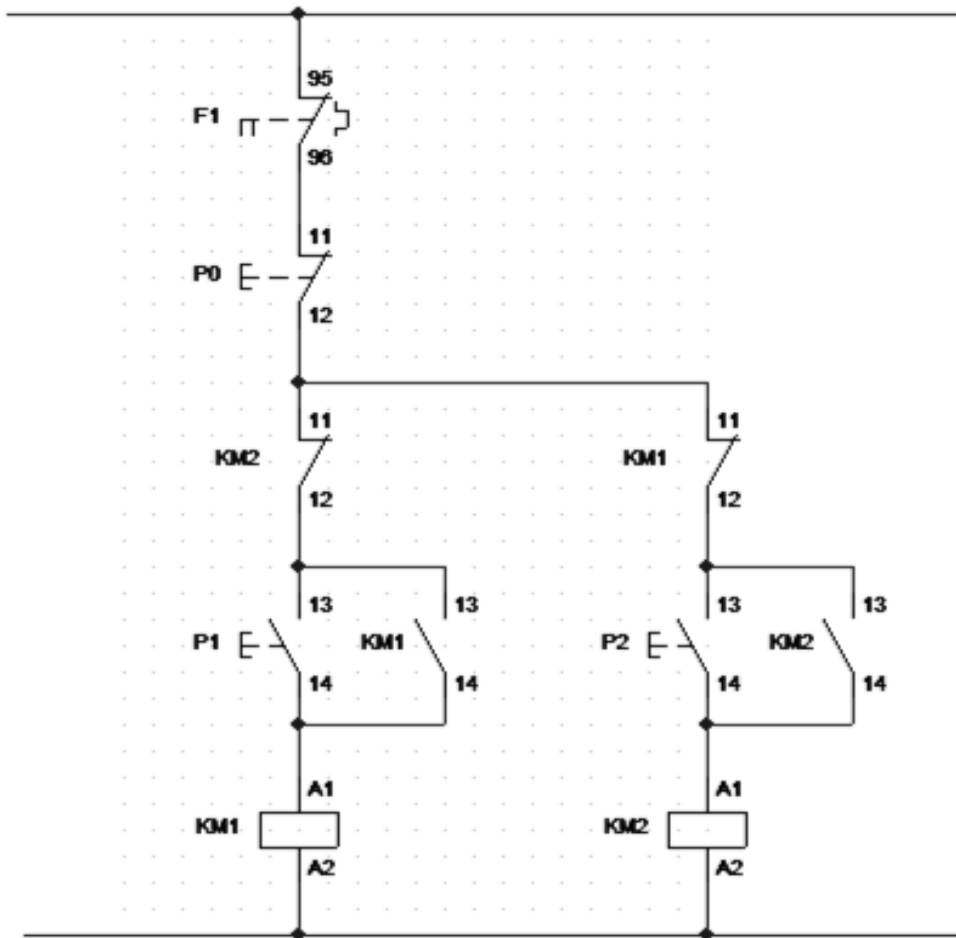


Figura 2.56. Diagrama de conexión del motor del Tagada (Control).

2.3.4. SELECCIÓN DEL CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE PLC.

Entre los criterios más importantes para escoger el controlador lógico programable se tomó en cuenta lo siguiente:

1. El número de entradas digitales.
2. El número de salidas digitales por relé.
3. Tratar de que la marca del controlador lógico programable sea reconocida y por lo tanto existente en el mercado.
4. Visualizador LCD retro iluminado.
5. Que la tensión de alimentación sea acorde a nuestro suministro de energía.
6. El lenguaje de programación que sea LADDER o FBD.

7. Software incluido con la compra del PLC.
8. Posibilidad de capacitación gratuita para programación.
9. Los manuales del controlador lógico programable sean fáciles de encontrar y fácil de comprender con ejemplos que ayuden a entender de mejor manera.

Según los criterios expuestos anteriormente, la selección del controlador lógico programable para nuestro proyecto se basará en el funcionamiento, modelos, precio y sus facilidades de programación.

En la Tabla 2.25 se encuentra una recopilación de los tipos de controladores lógicos programables más comunes que existen en el mercado acompañadas de sus características básicas.

**Tabal 2.25 Especificaciones del controlador lógico programable
“PLC”.**

MARCA	Designación	Alimentación	Entradas	Salidas	Características
SIEMENS	LOGO! 12/24RC	12/24 V CC	8 digitales	4 relés de 10 ^a	
	LOGO! 24	24 V c.c.	8 digitales	4 transistores 24V/ 0,3A	Sin reloj
	LOGO! 24RC	24 V AC	8 digitales	4 relés de 10 ^a	
	LOGO! 230RC	115...240 VCA/CC	8 digitales	4 relés de 10 ^a	
Schneider Electric	SR2 B121B	24V.	8 digitales	4 relés	Con reloj
	SR2 B201B	24V.	12 digitales	8 relés	Con reloj
	SR2 A101FU	100...240 V	6 digitales	4 relés	Sin reloj
	SR2 B121FU	100...240 V	8 digitales	4 relés	Con reloj

En base a los requerimientos de automatización del juego mecánico, el controlador lógico programable más apto para satisfacer las necesidades pertenece a la marca Schneider Electric (Anexo C-6) la cual cumple con las características necesarias para satisfacer las necesidades del proyecto y además su costo en el mercado es moderado (Figura 2.57).



Figura 2.57 Controlador lógico programable.

CAPÍTULO III

CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN

3.1. CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN

Previo a la construcción se realizó el diseño en el capítulo anterior y una vez finalizado este, nos permitió determinar las partes necesarias para la construcción del juego mecánico, el cual en el presente capítulo, se describe detalladamente la construcción y montaje del juego mecánico (tagada) y las pruebas realizadas en la misma.

3.2. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Una vez diseñadas todos y cada uno de los componentes mecánicos, eléctricos y neumáticos viene la fase de montaje de los mismos, para obtener el juego mecánico anteriormente diseñado.

En la figura 3.1 se muestra de las partes principales de la que está compuesta el juego mecánico tagada.

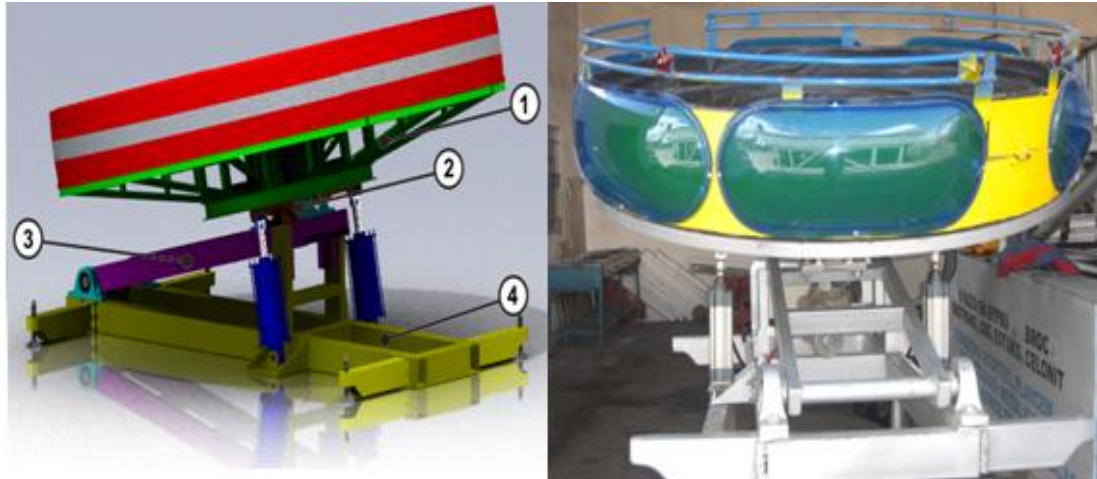


Figura 3.1. Componentes mecánicos del Tagada (1) Estructura del plato giratorio, (2) Soporte del plato giratorio, (3) Sistema de elevación, (4) Estructura base.

3.3. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

a.1. PLATO GIRATORIO

En primer lugar se ha construido el plato giratorio, que anteriormente fue analizado y cumple con el factor de seguridad recomendado.

Una vez adquirido el material designado realizamos el montaje de la estructura donde se van a apoyar los asientos y es donde las personas estarán deslizándose, ya que el plato giratorio es el soporte de todas las cargas a la que va a estar sometido el juego y además es gobernado por otros componentes que se va a mencionar a posteriormente.

En la figura 3.2 se indica el ensamble del plato giratorio.



Figura 3.2 Estructura del plato giratorio construida.

a.2. SOPORTE DEL PLATO GIRATORIO

Este elemento sostiene y soporta el peso del plato giratorio y además le permite que gire sobre su eje y que se mueva con un movimiento alternante de sube y baja gracias a que está acoplado a los cilindros neumáticos y a dos chumaceras que lo sujetan al brazo de elevación.

Primeramente realizamos el montaje del plato giratorio sobre el soporte los cuales fueron construidos en base a los materiales designados, éstos dos fueron acoplados mediante perforación y colocación de pernos y tuercas y los acabados se fueron dando acorde a los planos obtenidos en el diseño.

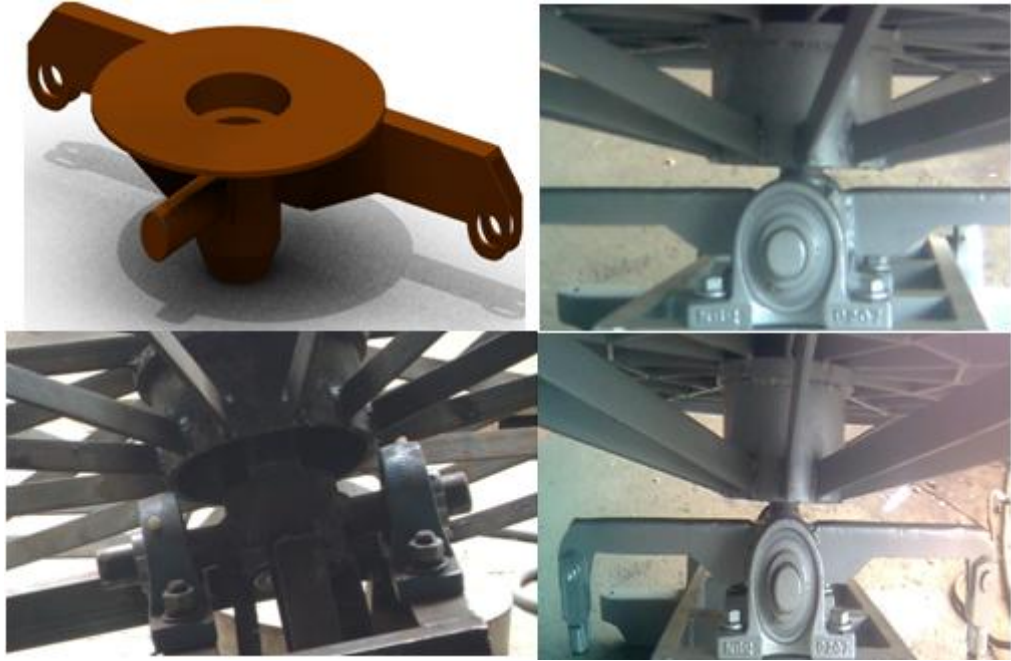


Figura 3.3 Estructura del soporte plato giratorio.

Como se muestra en la Figura 3.3 el soporte del plato giratorio tiene forma de dos brazos sostenido por dos chumaceras lo que le permite que tenga estabilidad en el puesto en el que fue colocado, para únicamente tener el movimiento de sube y baja al plato giratorio y dar los movimientos bruscos de este aparato.

a.3. SISTEMA DE ELEVACIÓN

El montaje del sistema de elevación va sobre la estructura base y en su extremo inferior esta acoplado un eje y dos chumaceras los cuales son los encargados de proporcionarle, por medio de los cilindros neumáticos, el movimiento alternante de subida y bajada al plato giratorio.

Además, el sistema de elevación figura 3.4 debe resistir los esfuerzos generados por el peso de todos los componentes del plato giratorio, del soporte del plato giratorio y del sistema de transmisión del movimiento rotativo.

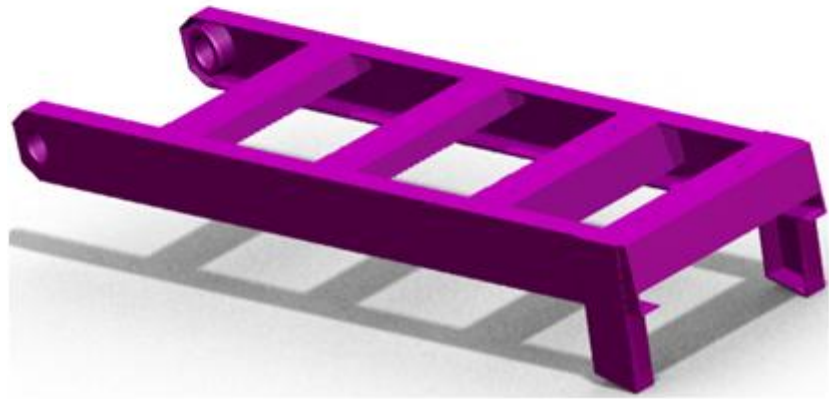


Figura 3.4. Estructura del sistema de elevación.

a.4. ESTRUCTURA BASE

Al igual que todas las partes anteriores del juego mecánico tagada, se cortó, limó y esmeriló para luego proceder a soldar las piezas y llegar a obtener el ensamble según los planos.

La estructura base, es una de las partes principales de la máquina (tagada), ya que en ella van todos los elementos que va a soportar la misma, y los diferentes sistemas y unidades que componen la máquina.

La estructura base sostiene y fija a la máquina, que en este caso es el disco giratorio del tagada y sus componentes sobre el piso,

La estructura debe tener rigidez para poder cargar con todo el peso de los componentes.

Como el funcionamiento de la máquina es giratorio y oscilatorio, se emplea unas estructuras que soporten todo este tipo de peso que generan sus movimientos.

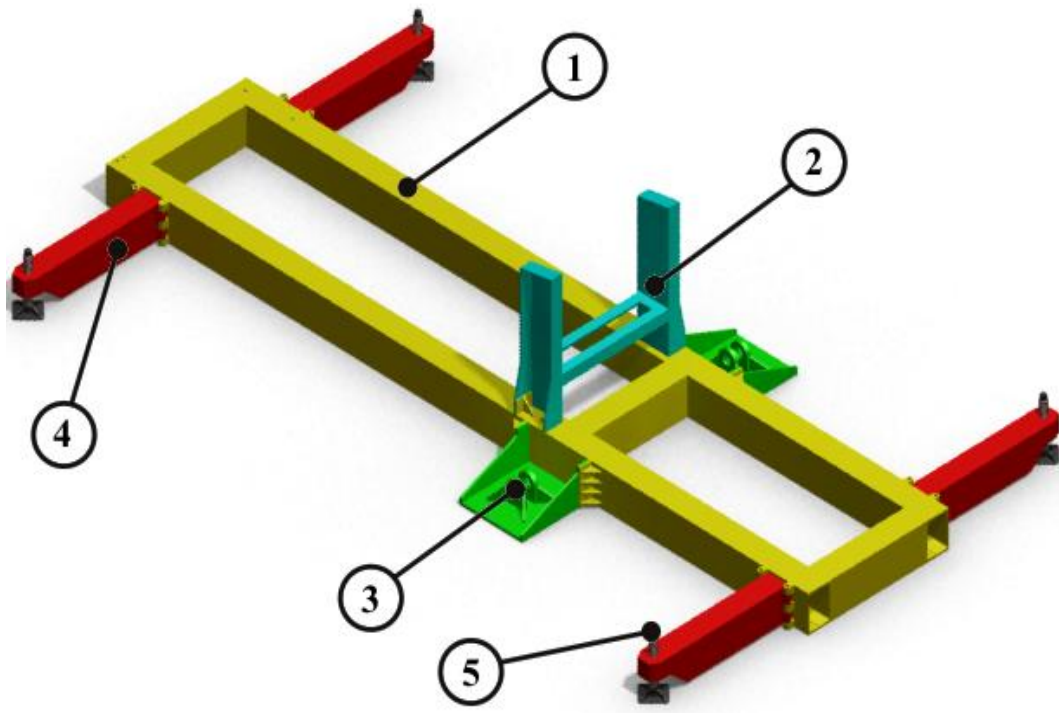


Figura 3.5. Estructura base solid works (1) Estructura principal (2) Soporte del brazo de elevación (3) Soportes de los cilindros neumáticos (4) Brazos de estabilidad (5) Tornillos de elevación.



Figura 3.6. Estructura base.

Como podemos observar en la Figura. 3.6 La estructura base soporta todas las cargas del tagada, y en ella van empotradas las chumaceras que ayudan al sistema de elevación a subir cuando comienza la secuencia del mismo, además consta de un soporte en forma vertical para que pueda descansar el soporte del plato giratorio y el sistema de elevación una vez que haya culminado el funcionamiento del mismo.



Figura 3.7. Ensamble total del juego mecánico tagada.

3.4. MONTAJE DE ELEMENTOS NEUMÁTICOS

Previo al montaje de los cilindros neumáticos se procedió a la construcción del soporte para los mismos, una vez acabado el montaje de la parte mecánica colocamos los cilindros ya dimensionados anteriormente, procurando obtener un acople óptimo para evitar inconvenientes durante su funcionamiento.

En la figura 3.8 se muestra la disposición que tienen los cilindros para realizar los movimientos controlados por las electroválvulas.

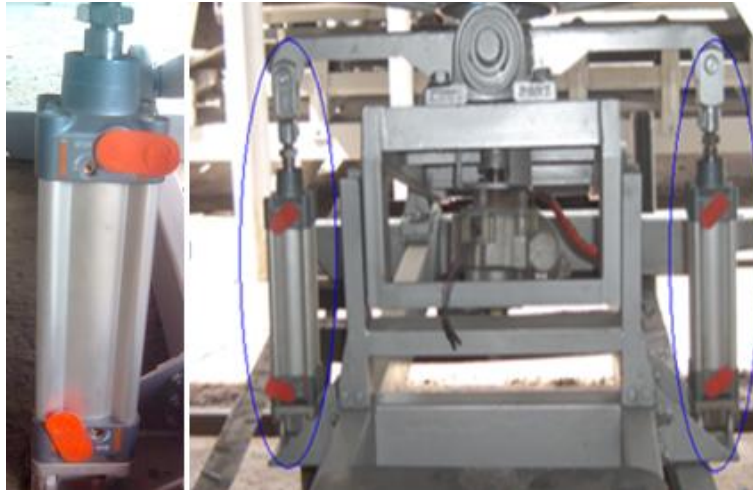


Figura 3.8. Montaje de elementos neumáticos.

3.5. MONTAJE DE LOS ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

Una vez contruidos y montados todos los elementos del tagada, realizaremos el circuito de control utilizando todos los dispositivos eléctricos mencionados en el capítulo anterior, los cuales podemos observar en la figura 3.9.

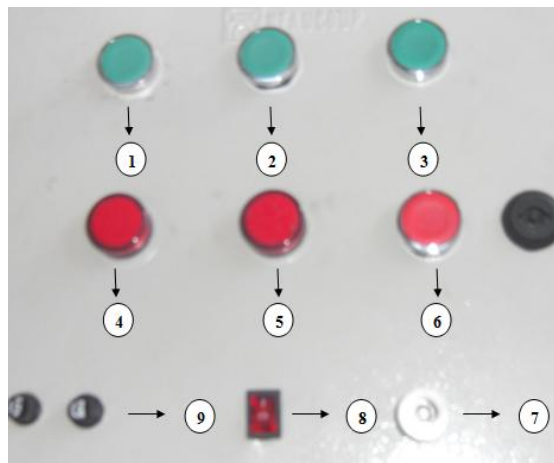


Figura 3.9. Componentes del tablero de mando. Gabinete metálico de 30x40x20 mm (1) Pulsador NA, primera secuencia (2) Pulsador NA, segunda secuencia (3) Pulsador NA, tercera secuencia (4) Luz señalización #1 (5) Luz señalización #2 (6) Pulsador NC, parada de secuencias (7) Potenciómetro (8) Switch (9) Fusibles.

3.6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL TABLERO DE CONTROL

Lo primero en hacerse en la construcción y montaje del tablero de control, fue conseguir un gabinete que tuviera el espacio suficiente para albergar tanto el PLC, como sus componentes de protección y de control.

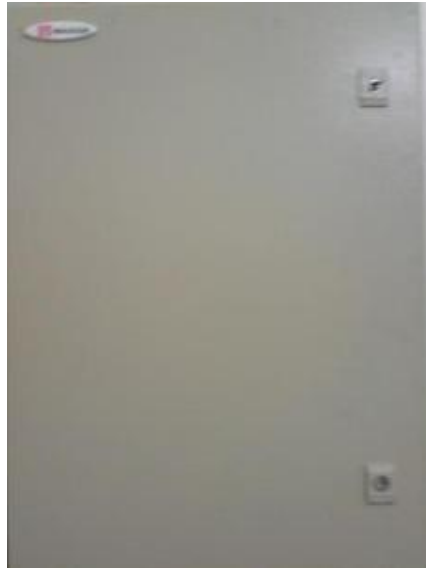


Figura3.10. Gabinete metálico.

Una vez obtenido este gabinete se lo colocó en el tagada, para lo cual se tomo muy en cuenta el lugar correcto, ya que no se podía empotrar el gabinete en cualquier lugar del tagada, para lo cual se opto por construir un trípode, para poder controlar el tagada a una distancia prudencial, y que nos permita tener una visión total del aparato antes de empotrarla.

En la figura 3.10, podemos observar el trípode que tuvimos que construir para tener un control a distancia del aparato para tener el control desde una vista periférica.



Figura 3.11. Trípode del tablero de control.

Seguido a esto se procedió con la colocación del PLC con todos sus componentes, dentro del gabinete y a continuación se realizó todo lo concerniente a las conexiones del circuito de control y los demás elementos de protección.

Primero empezamos con la realización de los diferentes orificios en el gabinete para la colocación de los diferentes elementos de control.



Figura 3.12. Orificios en el gabinete de control

Una vez realizados los distintos orificios en la tapa del gabinete, procedemos a colocar las canaletas y reglillas donde van albergados nuestros dispositivos de control y protección.



Figura 3.13. Empotrado de canaletas.

Las canaletas y reglillas van empotradas como podemos ver en la figura 3.12 por medio de remaches que ayuden a que estén bien fijas al gabinete y a que tenga mayor estética el cableado.

Una vez empotradas las reglillas y canaletas, procedemos a la colocación de los dispositivos de control eléctrico (Figura 3.13) que van a ser albergadas en ella.



Figura 3.14. Colocación de los elementos de control.

Una vez finalizado el cableado de la caja de control la empotramos en nuestro trípode antes construido para el correcto control a distancia del mismo.



Figura 3.15. Tablero de control listo y empotrado al trípode

Este tablero nos permitirá controlar el funcionamiento del tagada a una cierta distancia de aproximadamente 3 metros aproximadamente.

A continuación procedemos a armar nuestro siguiente gabinete donde van albergadas nuestras electroválvulas y las mangueras de presión las cuales van conectadas a las mismas.



Figura 3.16. Empotrado de las electroválvulas.

Como podemos observar en la figura 3.15 estamos sujetando nuestras electroválvulas al soporte del gabinete para tener fijos estos elementos que nos permitirán controlar la cantidad de aire que pasa a los cilindros neumáticos.

3.7. MONTAJE DE LAS MANGUERAS DE PRESIÓN DE AIRE

A continuación procedemos a conectar las mangueras de presión de aire desde las electroválvulas hacia los cilindros neumáticos.



Figura 3.17. Conexión de las mangueras de presión.

Como podemos observar en la figura 3.16 la conexión de las mangueras de presión de aire, siendo este un prototipo y por la cercanía del gabinete de las electroválvulas podemos realizar la conexión con mayor facilidad.

3.8. MONTAJE DE LOS ASIENTOS DE FIBRA DE VIDRIO

El disco de fibra de vidrio fue construido específicamente de acuerdo al diámetro del plato giratorio, ya que va montado sobre él, cuyo diámetro a escala es de un diámetro de 1.20 mts.



Figura 3.18. Asientos de fibra de vidrio.

Como podemos observar en la figura 3.17 la estructura de fibra de vidrio es para que las personas puedan sentarse en el momento del funcionamiento del tagada, y las barandas de la parte superior del disco es para que las personas se sostengan mientras el aparato tiene sus movimientos característicos.

3.9. PUESTA A PUNTO DEL PROTOTIPO

Uno de los aspectos que requieren mayor atención, tanto en la presentación de los proyectos como en cualquier tipo de máquina culminada, es la puesta a punto de sus componentes. Que consiste en obligar a los diversos elementos mecánicos a actuar en el momento oportuno.

Para realizar la puesta a punto de esta máquina, es necesario tener datos exactos de algunas características de los componentes, como del motor, los pistones neumáticos, los diferentes sistemas, y los diferentes diagramas de distribución de aire y control de velocidad, por último el control de encendido y apagado. Ensamblado cada una de sus partes que conforman el juego mecánico se va a

poner en funcionamiento y verificar que la sincronización de sus secuencias se cumplan a la perfección caso contrario rectificar los errores previo a su presentación.

El motor utilizado para el prototipo es controlado a través de un circuito de control electrónico (PWM) el cual para hacerlo más llamativo en el parque en el que va a estar ubicado es superar la velocidad de 15 rpm que es la velocidad nominal del tagada en tamaño real.

Una vez puesto en marcha la rueda que es accionada por el motor de DC, empezamos a realizar el movimiento de los cilindros neumáticos los cuales la velocidad de salida del vástago es controlada a través de la estranguladoras, una vez designada la velocidad de los cilindros neumáticos empezamos con las secuencias, la condición es mientras no suban los dos pistones a la vez no comienza ninguna de las dos secuencias ya que si empezamos cualquiera de las otras dos secuencias la estructura del soporte del plato giratorio va a topar con la estructura base.

Una vez que se acciona la subida de los dos cilindros se puede accionar cualquiera de las dos secuencias y cambiar las veces que se desee, las secuencias durarán el tiempo que el operador lo considere necesario.

3.10. PRUEBAS

Para ofrecer un producto fiable al público, el juego mecánico será sometido a distintos tipos de pruebas que a continuación se describen detalladamente cada una de ellas.

a. PRUEBAS NEUMÁTICAS

En nuestro juego mecánico las partes neumáticas trabajan con una presión de 7 bares, que es la presión a la cual fueron diseñadas, esto es necesario recalcar debido a que los actuadores neumáticos pueden trabajar con menor o mayor presión según la carga que vaya a levantar, esto a manera de optimización de energía en un sistema.

A continuación se explican las pruebas realizadas a los cilindros neumáticos con diferentes cargas.

a.1. SISTEMA DE ELEVACIÓN DEL JUEGO MECÁNICO

Como se explica en los capítulos anteriores, el sistema neumático del Tagada tiene dos cilindros neumáticos, los cuales son utilizados para levantar al juego y cumplir diferentes secuencias.

Estos cilindros fueron probados con una alimentación del 70%, 90%, 100% y 110% de la energía que usan, obteniendo los resultados del caudal que se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Caudal con diferentes presiones.

Rendimiento (%)	70%	90%	100%	110%
Cilindro 1	5 bares.	6 bares.	7 bares.	8 bares.
Cilindro 2	5 bares.	6 bares.	7 bares.	8 bares.
Carga	80 kg.	160 kg.	200 kg.	250 kg.
Cumple	óptimo	óptimo	óptimo	esfuerzos

La velocidad y la fuerza con la que se requiere que actúe un cilindro, dependen de las válvulas pequeñas que se encuentran a la entrada y/o salida de cada

actuador, estas están conectadas entre sí por mangueras y regulan la energía que llega, permitiendo un mejor control del sistema.

Todos los actuadores neumáticos (cilindros), deben tener un control obligado de ciclo positivo o ciclo negativo, para realizar la función que se requiere. Este control es realizado por las electroválvulas, las cuales se encargan de emitir una señal al solenoide para que exista el cierre o la apertura de la válvula interna que permite el paso o el corte de aire y por lo tanto el funcionamiento correcto y oportuno de cada cilindro.

b. PRUEBAS ELÉCTRICAS

El juego mecánico requiere de una alimentación de 100 - 240 VAC para el funcionamiento de la fuente de alimentación de aire del equipo y para el control de velocidad se utilizó una batería de vehículo la cual según mediciones realizadas, la red eléctrica a la cual se encuentra conectado nuestro juego mecánico es 118.5 VAC y la batería 12.3 VDC, que permite un óptimo desempeño del juego.

b.1. COMPRESOR

Tabla 3.2. Pruebas Compresor.

POTENCIA		VOLTAJE	CORRIENTE	
HP	KW	V	IN(A)	arranque(A)
3	2.2	220	10	11.8

b.2. MOTORREDUCTOR

En el prototipo se utilizó un motorreductor que funciona con corriente directa la cual para verle más llamativo se varía la velocidad a través de una tarjeta electrónica.

Tabla 3.2. Pruebas Motorreductor.

VOLTAJE (VDC)	CORRIENTE	
	IN(A)	Icarga(A)
5....12	4	7

b.3. CIRCUITO DE CONTROL

La corriente medida en el circuito de control es de 1 A.

b.4. PRUEBAS EN LA PARTE DE CONTROL ELÉCTRICO

La parte de control posee una serie de elementos eléctricos como: 3 pulsadores NA y 1 pulsador NC para el dar inicio a las secuencias del juego los cuales funcionan con un voltaje que nos suministra la fuente de energía (118.5 VAC), el motorreductor para su accionamiento pasa a través de una tarjeta electrónica de control de velocidad (PWM) la cual funciona con 12 VDC que previamente es rectificadora ha este valor, una vez que este energizada la tarjeta electrónica se varia la velocidad mediante un potenciómetro y podemos colocarla a la velocidad que uno desee.

Se realizó un sin número de pruebas las cuales para llegar a un diseño ideal de la tarjeta de control de velocidad se nos quemaron tres placas, las cuales se fue rectificando y verificando cual fue el error para obtener un funcionamiento adecuado del control de velocidad.

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1.- CONCLUSIONES

Después de haber finalizado la presente tesis se llega a la conclusión de que es posible el desarrollo de todo tipo de juego mecánico en nuestro país tomando como punto de partida los estudios y avances existentes.

- Se diseño satisfactoriamente el juego mecánico tagada de 6 metros de diámetros, cumpliendo con el factor de seguridad requerido mediante la utilización de un software de simulación y elementos finitos.
- Se construyó el prototipo a escala 1:5, para que en un futuro cercano sirva como referencia para poder construir el juego mecánico a escala 1:1.
- Se diseño un sistema neumático, mediante el cual a través del aire comprimido que ingresan a los actuadores logra levantar el peso nominal del plato giratorio y así darle el movimiento característico al juego.
- Se dimensionó y seleccionó los dispositivos de control que intervienen en la automatización del juego mecánico tagada.
- Se diseño el circuito de control eléctrico del juego mecánico tagada, cumpliendo con las secuencias deseadas.

- Se programó un PLC Telemecanic SR2 A101FU el cual controla las secuencias en forma automática según la conveniencia del operador del juego.
- Se logró una reducción considerable en los costos de construcción del tagada, puesto que en el Ecuador no hay ningún fabricante de este tipo de aparatos mecánicos y todos se los importaba de Europa.
- Se cumplió con los objetivos planteados y se desarrolló un sistema de control, que genera mayor facilidad en cuanto a visualización de los movimientos característicos del tagada, desde una distancia con vista periférica del aparato.
- Se evaluó experimentalmente el grado de inclinación que debe tener el tagada en el momento del funcionamiento, ya que el escoger un ángulo mayor a 15° el plato giratorio tendría interferencia y chocaría con el sistema de la estructura base, teniendo un accidente en la estructura, y no podría ser menor el ángulo por la naturaleza de inclinación del juego.

4.2.- RECOMENDACIONES

Una vez finalizado el proyecto de tesis se plantea las siguientes recomendaciones:

- Implementar un Manual de operación para cada Atracción o Dispositivo de Entretenimiento, el cual deberá incluir listas de chequeo, mantenimiento, y estar disponible para cada persona que participa en la operación del aparato (tagada).
- Durante el funcionamiento del juego mecánico tagada se debe cumplir con todas las normas de seguridad tanto para el equipo como para el personal, ya que algún roce con el juego durante su funcionamiento puede causar lesiones graves.
- Verificar que los dos cilindros neumáticos estén debidamente calibrados con la válvula estranguladora para poder tener exactamente igual el efecto de entrada y salida de los pistones y no tener un efecto desigual en el funcionamiento.
- Comprobar antes de poner en funcionamiento la máquina de que no exista ninguna falla o inconveniente eléctrico en la automatización que pueda interferir o ser perjudicial para el aparato.

BIBLIOGRAFÍA

- NORTON, ROBERT, **DISEÑO DE MÁQUINAS**, Primera Edición, Ed. Prentice Hall. Estados Unidos, 1999.
- JOSEPH SHIGLEY, **DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA**, Sexta Edición, Ed. Mc-Graw Hill, Inc., México, 2002.
- **EL ABC DE LAS INSTALACIONES INDUSTRIALES**, Primera edición, Editorial LIMUSA S.A., Mexico, D.F.
- AGUSTÍN CASTEJON – GERMAN SANTAMARÍA, **TECNOLOGÍA ELÉCTRICA**, Primera Edición, Ed. McGraw-Hill, España S.A.
- GUILLERMO GARCIA TALAVERA, **ELECTROMECAÁNICA Y MÁQUINAS ELÉCTRICAS**, Primera Edición, Editorial LIMUSA S.A., México, D.F.
- JOSÉ ROLDAN VILORIA, **NEUMÁTICA, HIDRAÚLICA Y ELECTRICIDAD APLICADA**, Cuarta Edición, Valladolid (España).
- ENRIQUE CARNICER, **AIRE COMPRIMIDO TEORÍA Y CÁLCULO DE LAS INSTALACIONES**, Segunda Edición, Ed. Paraninfo, Madrid 1994.
- MARCIAL CARROBLES MAESO, **MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL**, Tomo II, Edición 1999, Madrid - España.
- SALVADOR MILLAN, **CÁLCULO Y DISEÑO DE CIRCUITOS EN APLICACIONES NEUMÁTICAS**, IMI Norgren, S.A.

- W. BOLTON, **SISTEMAS DE CONTROL ELECTRÓNICO EN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**, Segunda Edición, Alfaomega.

Enlaces Web

- http://pdf.directindustry.com/pdf/browning/browning-torqtaper-plus-catalog/Show/15926-123566-_17.html
- http://www.atcon.cl/descargas/contactores/producto505_Relé-de-Sobrecarga-Térmico-y-Electrónico.pdf
- <http://www.atcon.cl/index.php/productos-industriales/contactores-reles-termicos-guardamotores/siemens-accionamiento-y-proteccion.html>
- <http://www.viakon.com/exportproducts.aspx?productId=157>
- <http://advicom.neu.dm/userFiles/files/Cat%C3%83%C2%A1logo%20Cables%20Electricos%20Comerciales-Phelps%20Dodge.pdf>
- http://usuarios.lycos.es/fisikito/Experimentos/Parque_mecanico/investigemos.htm
- <http://usuarios.multimania.es/fantasilandiaweb/newpage2.html>
- <http://v2010.expcostachiapas.com/feria-2010/actividades/juegos-mecánicos.html>
- <http://www.parquesmecánicos.com.mx/>
- <http://html.rincondelvago.com>

- <http://www.juntadeandalucia.es/averroes/~41001719/eléctricos/3fp2/t3fp2h.html>
- <http://www.etitudela.com/profesores/ats/downloads/microsoftwordtema2.pdf>
- <http://sistemasneumáticos.soy.es/>
- <http://www.parquesmecánicos.com.mx/>

ANEXOS

FIBRA DE VIDRIO

Fibra de vidrio es vidrio en forma de filamentos. Los filamentos pueden ser hechos con diversos tipos de vidrio, designados con las letras A, E, C, AR y S. Los más comúnmente utilizados para refuerzo de productos son los tipos E (eléctrico), AR (Alcali Resistente) y C (con resistencia química)

El proceso mediante el cual se producen los filamentos de vidrio es el sgte.: en un reactor son incorporados todas las materias primas finamente divididas en forma de polvo, donde son fundidas. El vidrio fundido fluye a través de canales que tienen gran cantidad de pequeños hoyos. El vidrio fundido sale desde estos hoyos como un filamento continuo. Estos filamentos continuos pasan sobre un aplicador que les impregna con un cubrimiento químico (ó apresto) el cual le dará características especiales para su procesamiento posterior. Este apresto aumenta la habilidad del vidrio para adherirse a otros materiales y es muy importante para determinar la calidad del material. Los filamentos así tratados son curados en estufas para terminar su procesamiento.

Propiedades de la fibra de vidrio:

Propiedad	E	C	S	R
Gravedad específica	2,56	2,45	2,49	2,58
Resistencia a la tracción de la fibra GN/m ²	3,6	-----	4,5	4,4
Punto ablandamiento °C	850	690	-----	990
Conductividad térmica W/m °C	1,04			
Índice de Refracción	1,545	1,549		
Módulo de Young de elasticidad GN/m ²	75,9	-----	86,2	84,8

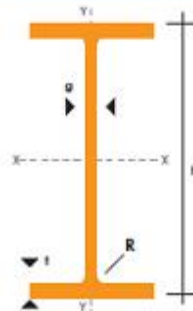
PERFILES LAMINADOS IPE

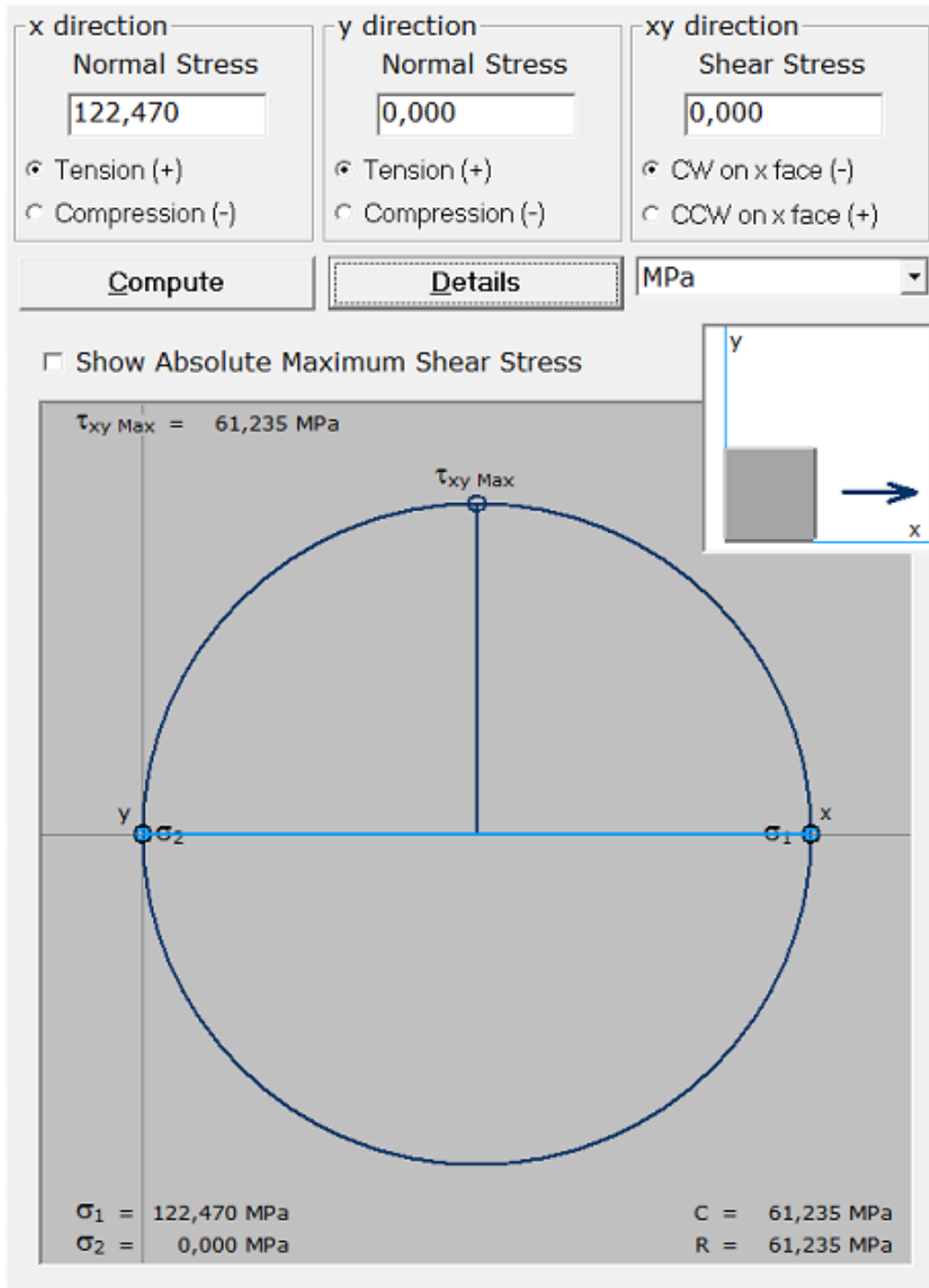
Especificaciones Generales

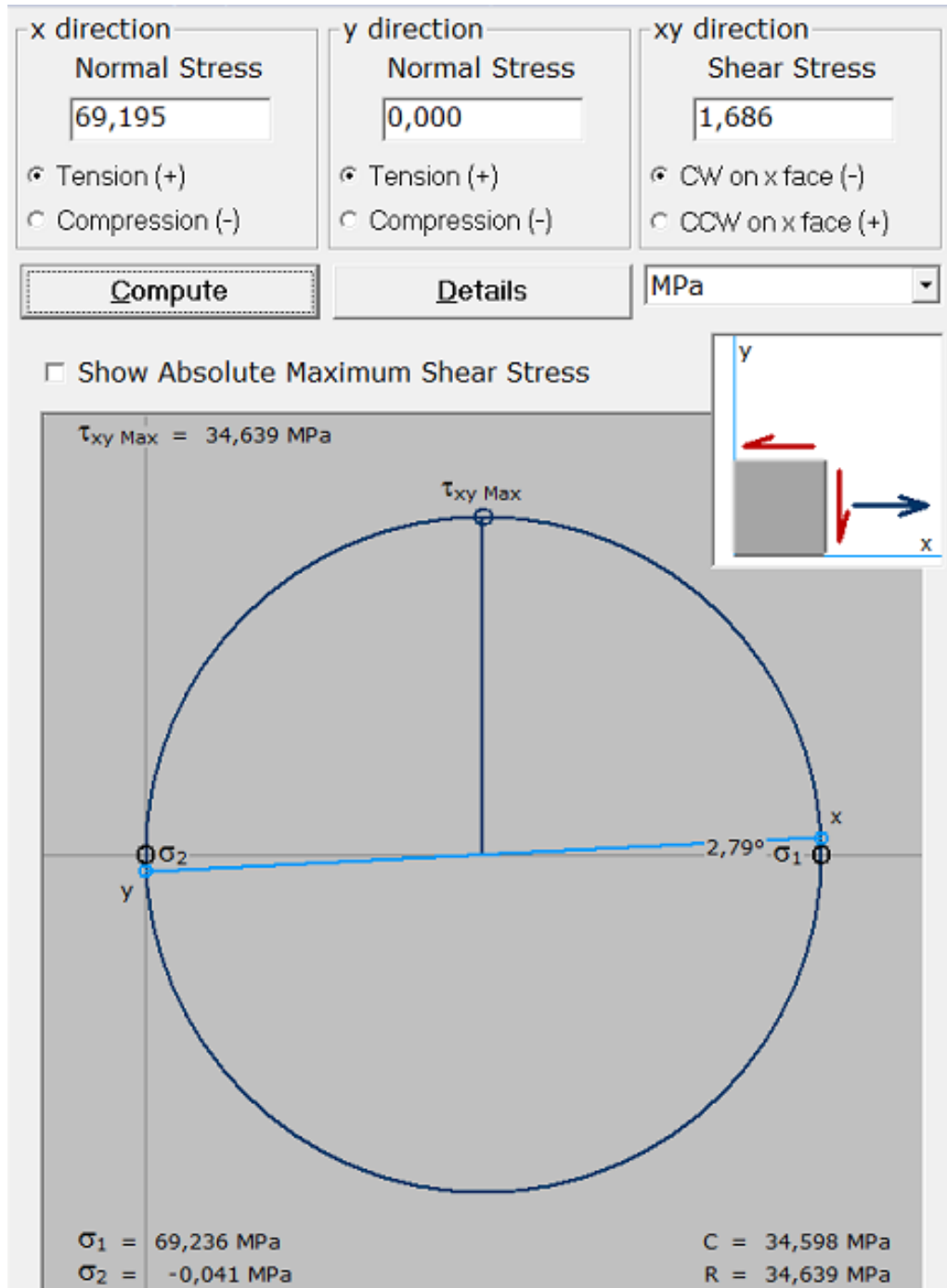
Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00m y 12,00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES					SECCION cm ²	PESOS kg/mt	TIPOS			
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm			I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	Z _x cm ³	Z _y cm ³
IPE 80	80	46	3.80	5.20	5	7.64	6.00	80	8.49	20.00	3.69
IPE 100	100	55	4.10	5.70	5	10.30	8.10	171	15.90	34.20	5.79
IPE 120	120	64	4.40	6.30	5	13.20	10.40	318	27.70	53.00	8.65
IPE 140	140	73	4.70	6.90	7	16.40	12.90	541	44.90	77.30	12.30
IPE 160	160	82	5.00	7.40	7	20.10	15.80	869	68.30	109.00	16.70
IPE 180	180	91	5.30	8.00	7	23.90	18.80	1320	101.00	140.00	22.20
IPE 200	200	100	5.60	8.50	9	28.50	22.40	1940	142.00	194.00	28.50
IPE 220	220	110	5.90	9.20	9	33.40	26.20	2770	205.00	252.00	37.30
IPE 240	240	120	6.20	9.80	12	39.10	30.70	3690	284.00	324.00	47.30
IPE 270	270	135	6.60	10.20	12	45.90	36.10	5790	420.00	429.00	62.20
IPE 300	300	150	7.10	10.70	15	53.80	42.20	8360	604.00	557.00	80.50
IPE 330	330	160	7.50	11.50	15	62.60	49.10	11770	788.00	713.00	98.50
IPE 360	360	170	8.00	12.70	118	72.70	57.10	16270	1040.00	904.00	123.00
IPE 400	400	180	8.60	13.50	118	84.50	63.30	23130	1320.00	1160.00	146.00
IPE 450	450	190	9.40	14.60	21	98.80	77.70	33740	1680.00	1500.00	176.00
IPE 500	500	200	10.20	16.00	21	116.00	90.70	48200	2140.00	1930.00	214.00
IPE 550	550	210	11.10	17.20	24	134.00	106.00	67120	2670.00	2440.00	254.00







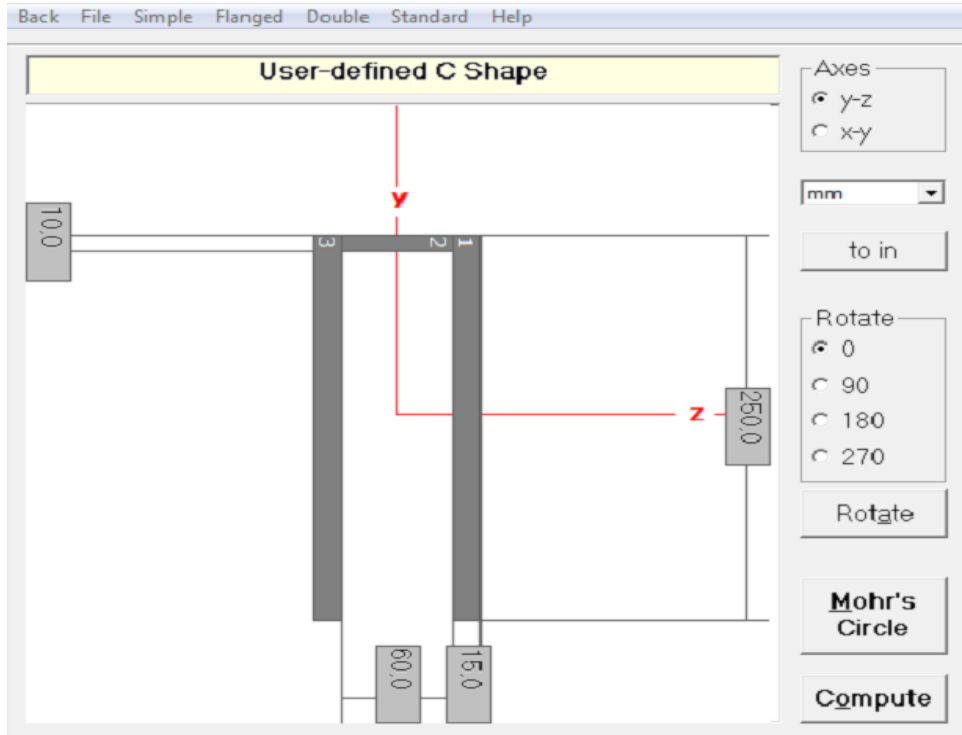
TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES				AREA	EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kglm	AREA cm ²	I cm ⁴	Z cm ³	i cm	I cm ⁴	Z cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15



Z Axis Properties Y Axis Properties Print Details Excel

X Axis Properties			
Elastic Modulus	E	1.0000	GPa
From bottom to centroid	y (bot)	45.0000	mm
From centroid to top	y (top)	45.0000	mm
Area of shape	A	8.100,0000	mm ²
Moment of Inertia	I _x	10.8675E+06	mm ⁴
Section Modulus	S_x	241.500,0000	mm³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	241.500,0000	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	241.500,0000	mm ³
Radius of Gyration	r _x	36.6288	mm
Plastic Modulus	Z _x	290.250,0000	mm ³
Shape Factor		1.2019	
From bottom to plastic n.a.	y _p (bot)	45.0000	mm
From plastic n.a. to top	y _p (top)	45.0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	57.9350E+06	mm ⁴
Product of Inertia	I _{xy}	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	I _{max}	47.0675E+06	mm ⁴
Minumum Moment of Inertia	I _{min}	10.8675E+06	mm ⁴
Angle from x axis to I _{max} axis	B	90.0000	degree
		Counterclockwise	

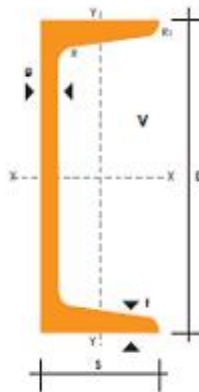
PERFILES LAMINADOS UPN

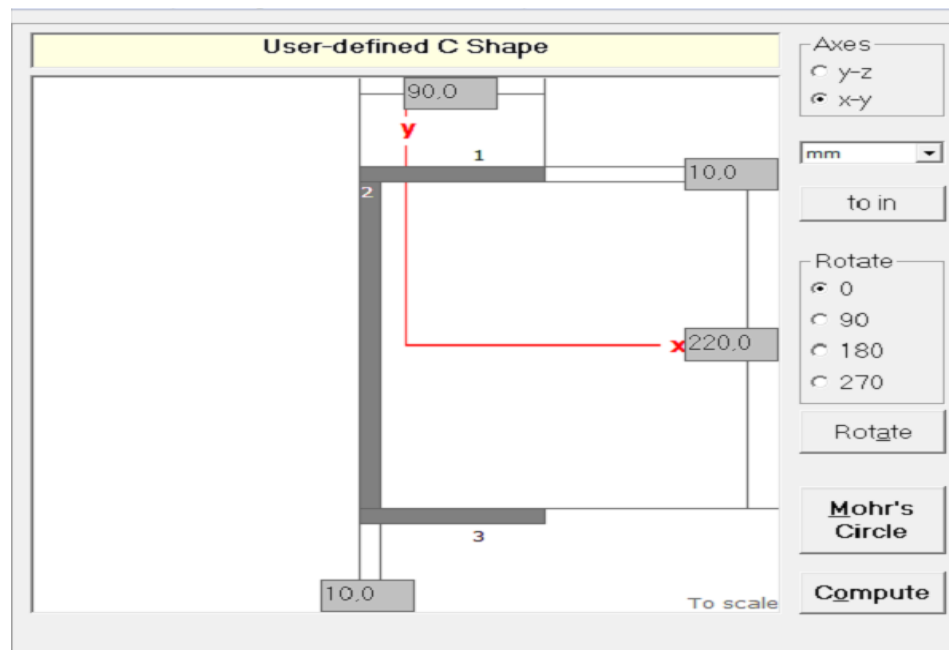
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 mts. Y 12,00 mts
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta

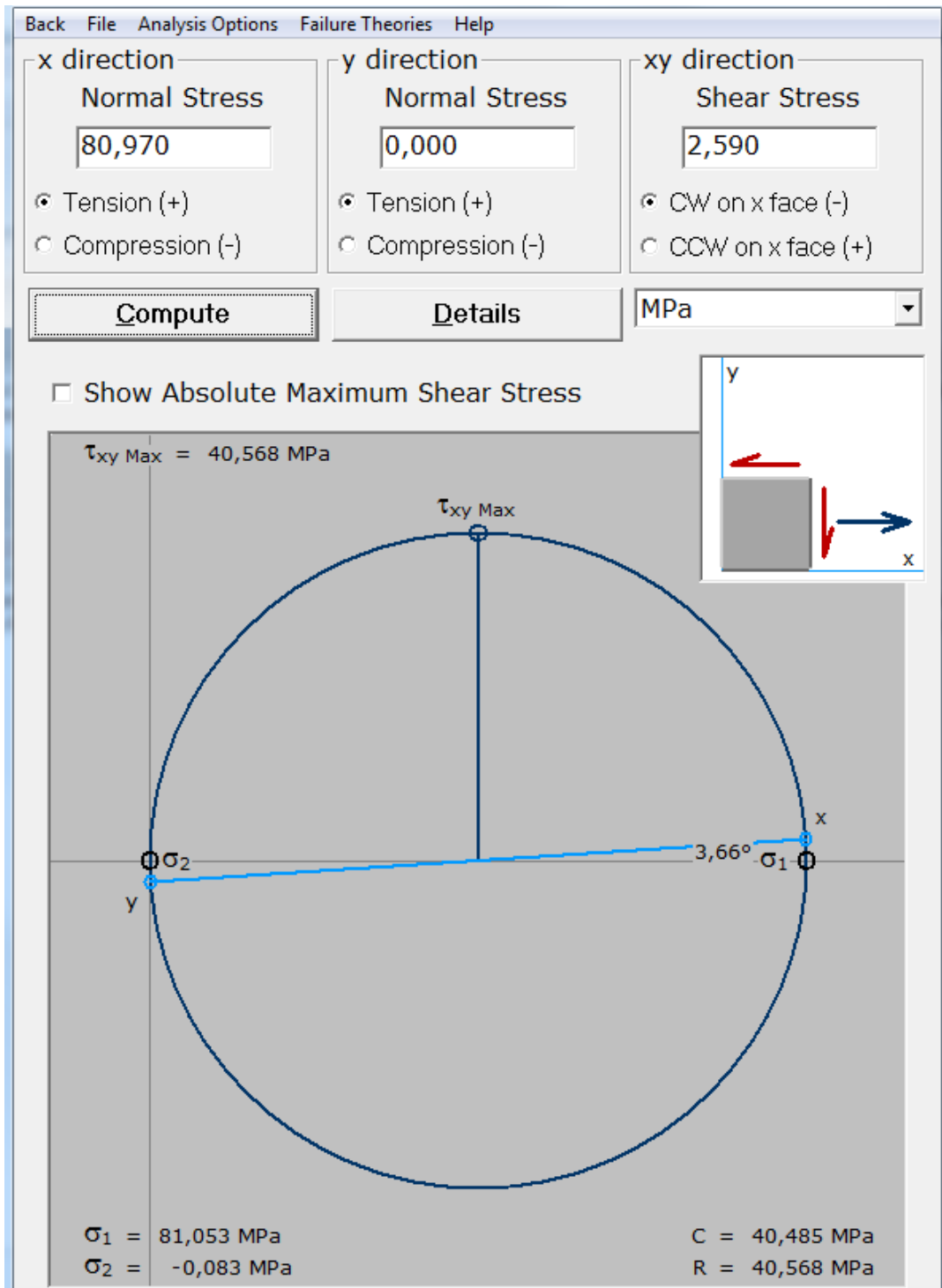


DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h	s	g	t	R	R1	SECCION	PESOS	I _x	I _y	Z _x	Z _y
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/mt	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.80	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 280	280	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80





Y Axis Properties			
Elastic Modulus	E	1.0000	GPa
From left to centroid	x (left)	23.0000	mm
From centroid to right	x (right)	67.0000	mm
Area of shape	A	4.000.0000	mm ²
Moment of Inertia	I_y	0.6173E+06	mm⁴
Section Modulus	S _y	42.049.7512	mm ³
Section Modulus (left)	S (left)	122.492.7536	mm ³
Section Modulus (right)	S (right)	42.049.7512	mm ³
Radius of Gyration	r _y	26.5393	mm
Plastic Modulus	Z _y	75.333.3333	mm ³
Shape Factor		1.7915	
From left to plastic n.a.	x _p (left)	8.3333	mm
From plastic n.a. to right	x _p (right)	81.6667	mm
Polar Moment of Inertia	J	35.5107E+06	mm ⁴
Product of Inertia	I _{xy}	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	I _{max}	32.6933E+06	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	I _{min}	2.8173E+06	mm ⁴
Angle from y axis to I _{max} axis	B	90.0000	degrees
		Counterclockwise	



<i>Diámetro mayor nominal (pulg)</i>	<i>Illos de cuerda por pulgada n</i>	<i>Paso, p = 1/n (pulg)</i>	<i>Diámetro menor mínimo</i>	<i>Diámetro de paso mínimo</i>	<i>Area de tensión por esfuerzo de tracción (pulg.²)</i>	<i>Area de tensión por esfuerzo de corte (pulg.²)</i>
¼	16	0.062 5	0.161 8	0.204 3	0.026 32	0.335 5
⅓	14	0.071 4	0.214 0	0.261 4	0.044 38	0.434 4
½	12	0.083 3	0.263 2	0.316 1	0.065 89	0.527 6
⅝	12	0.083 3	0.325 3	0.378 3	0.097 20	0.639 6
¾	10	0.100 0	0.359 4	0.430 6	0.122 5	0.727 8
⅞	8	0.125 0	0.457 0	0.540 8	0.195 5	0.918 0
1	6	0.166 7	0.537 1	0.642 4	0.273 2	1.084
1 ⅛	6	0.166 7	0.661 5	0.766 3	0.400 3	1.313
1 ¼	5	0.200 0	0.750 9	0.872 6	0.517 5	1.493
1 ½	5	0.200 0	0.875 3	0.996 7	0.688 1	1.722
1 ¾	5	0.200 0	0.999 8	1.121 0	0.883 1	1.952
2	4	0.250 0	1.071 9	1.218 8	1.030	2.110
2 ¼	4	0.250 0	1.196 5	1.342 9	1.266	2.341
2 ½	4	0.250 0	1.445 6	1.591 6	1.811	2.803
2 ¾	4	0.250 0	1.694 8	1.840 2	2.454	3.262
3	3	0.333 3	1.857 2	2.045 0	2.982	3.610
3 ¼	3	0.333 3	2.106 5	2.293 9	3.802	4.075
3 ½	3	0.333 3	2.355 8	2.542 7	4.711	4.538
4	2	0.500 0	2.432 6	2.704 4	5.181	4.757
4 ¼	2	0.500 0	2.931 4	3.202 6	7.388	5.700
4 ½	2	0.500 0	3.430 2	3.700 8	9.985	6.640
4 ¾	2	0.500 0	3.929 1	4.199 1	12.972	7.577
5	2	0.500 0	4.428 1	4.697 3	16.351	8.511

*Por pulgada de longitud de enlazamiento.

Reducer Selection Chart

Class III Service (2.0 S.F.)

Output RPM	Reducer Size	Minimum Sheave P.D.
15 HP MOTOR (Contd)		
18 - 23	407SMTP25	6.4
	407SMTP15	6.4
24 - 30	315SMTP35	6.4
	315SMTP25	6.4
	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
31 - 50	307SMTP35	6.0
	307SMTP25	6.0
	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
51 - 60	215SMTP25	5.6
	215SMTP15	5.6
	215SMTP09	5.6
81 - 89	215SMTP15	5.6
	215SMTP09	5.6
90 - 105	215SMTP15	5.6
	215SMTP09	5.6
	215SMTP05	5.6
106 - 130	207SMTP15	4.3
	207SMTP09	4.3
	215SMTP05	5.6
131 - 162	207SMTP09	4.3
	215SMTP05	5.6
163 - 200	207SMTP09	4.3
	207SMTP05	4.8
201 - 215	207SMTP05	4.8
216 - 400	203SMTP05	3.8
20 HP MOTOR		
5	◆	
6 - 9	608SMTP25	8.1
	608SMTP15	8.1
10 - 14	507SMTP25	7.9
	507SMTP15	7.9
15 - 24	415SMTP25	7.1
	415SMTP15	7.1
25 - 31	407SMTP25	6.4
	407SMTP15	6.4
32 - 43	315SMTP35	6.4
	315SMTP25	6.4
	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
43 - 50	307SMTP35	6.0
	307SMTP25	6.0
	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
51 - 60	307SMTP25	6.0
	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
81 - 89	215SMTP15	5.6
	215SMTP09	5.6
90 - 130	215SMTP15	5.6
	215SMTP09	5.6
	307SMTP05	6.0
131 - 156	215SMTP09	5.6
	215SMTP05	5.6
157 - 200	207SMTP09	4.3
	215SMTP05	5.6
201 - 246	215SMTP05	5.6

Output RPM	Reducer Size	Minimum Sheave P.D.
20 HP MOTOR (Contd)		
247 - 327	207SMTP05	4.6
328 - 400	203SMTP05	3.8
25 HP MOTOR		
5 - 7	◆	
8 - 11	608SMTP25	8.1
	608SMTP15	8.1
12 - 18	507SMTP25	7.9
	507SMTP15	7.9
19 - 31	415SMTP25	7.1
	415SMTP15	7.1
32 - 39	407SMTP25	6.4
	407SMTP15	6.4
40 - 50	315SMTP35	6.4
	315SMTP25	6.4
	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
51 - 59	315SMTP25	6.4
	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
60 - 80	307SMTP25	6.0
	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
81 - 89	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
90 - 99	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
	315SMTP05	10.1
100 - 110	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
	307SMTP05	6.0
111 - 130	215SMTP15	5.6
	215SMTP09	5.6
	307SMTP05	6.0
131 - 182	215SMTP09	5.6
	307SMTP05	6.0
183 - 200	215SMTP09	5.6
	215SMTP05	5.6
201 - 340	215SMTP05	5.6
341 - 400	207SMTP05	4.6
30 HP MOTOR		
5 - 9	◆	
10 - 14	608SMTP25	8.1
	608SMTP15	8.1
15 - 22	507SMTP25	7.9
	507SMTP15	7.9
23 - 37	415SMTP25	7.1
	415SMTP15	7.1
38 - 48	407SMTP25	6.4
	407SMTP15	6.4
49 - 50	315SMTP35	6.4
	315SMTP25	6.4
	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
51 - 80	315SMTP25	6.4
	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
81 - 89	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0

Output RPM	Reducer Size	Minimum Sheave P.D.
30 HP MOTOR (Contd)		
90 - 130	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
	315SMTP05	10.1
131 - 200	215SMTP09	5.6
	307SMTP05	6.0
201 - 240	307SMTP05	6.0
241 - 400	215SMTP05	5.6
40 HP MOTOR		
5 - 12	◆	
13 - 19	608SMTP25	8.1
	608SMTP15	8.1
20 - 30	507SMTP25	7.9
	507SMTP15	7.9
31 - 52	415SMTP25	7.1
	415SMTP15	7.1
53 - 69	407SMTP25	6.4
	407SMTP15	6.4
70 - 80	315SMTP25	6.4
	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
81 - 89	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
90 - 113	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	6.4
	407SMTP05	14.9
114 - 130	307SMTP15	6.0
	307SMTP09	6.0
	407SMTP05	14.9
131 - 200	307SMTP09	6.0
	315SMTP05	9.9
201 - 372	307SMTP05	6.0
373 - 400	215SMTP05	5.6
50 HP MOTOR		
5 - 15	◆	
16 - 24	608SMTP25	8.1
	608SMTP15	8.1
25 - 38	507SMTP25	7.9
	507SMTP15	7.9
39 - 72	415SMTP25	7.1
	415SMTP15	7.1
73 - 80	407SMTP25	6.4
	407SMTP15	6.4
81 - 89	407SMTP15	6.4
90 - 95	407SMTP15	6.4
	315SMTP09	7.1
	415SMTP05	19.5
96 - 117	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	7.2
	415SMTP05	19.5
118 - 130	315SMTP15	6.4
	315SMTP09	7.2
	407SMTP05	15.2
131 - 155	315SMTP09	7.2
	407SMTP05	15.2
156 - 186	307SMTP09	6.0
	407SMTP05	15.2
187 - 200	307SMTP09	6.0
	315SMTP05	9.8

Browning

Shaft Mount Reducers

TORQ TAPER^{Plus}

Type SMTP TorqTaper® Plus Unit Sizes 407-608

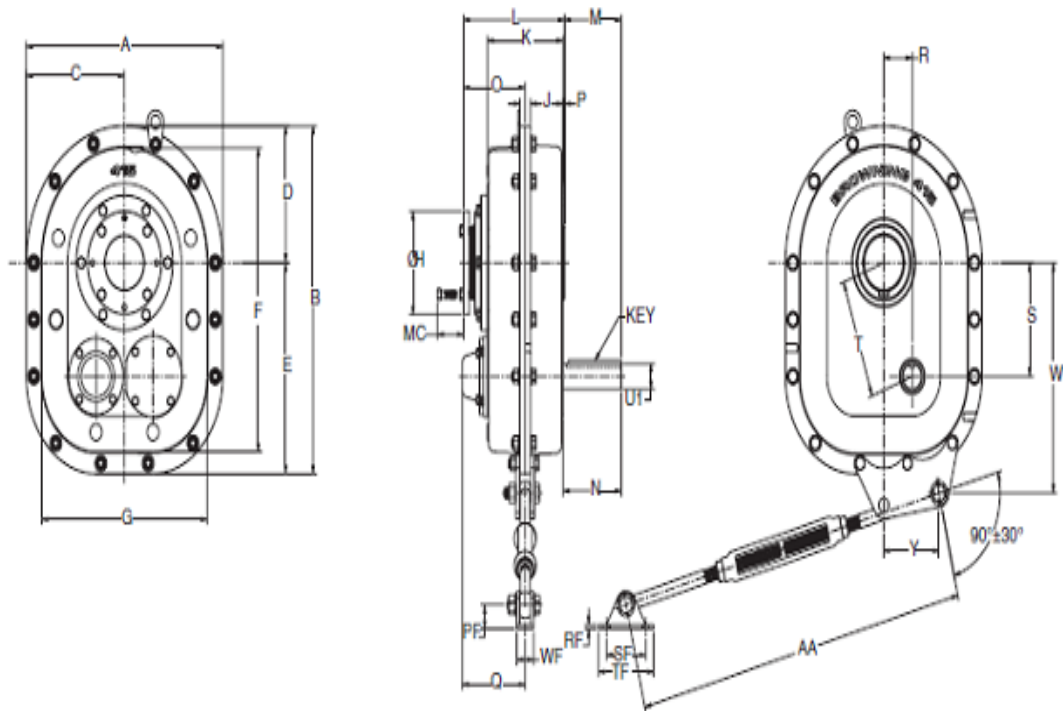







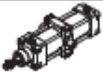
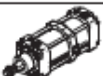
Table No. 12

PART NO.★	DIMENSIONS IN INCHES																			
	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	P	PF	Q	R	RF	
407SMTP	21.63	27.75	10.81	10.81	16.94	24.48	18.38	7.69	1.13	7.88	10.69	5.31	5.50	6.56	0.19	2.00	7.23	6.69	0.75	
415SMTP	25.00	31.75	12.50	12.50	19.25	28.00	21.25	9.44	1.38	9.63	12.81	7.81	8.00	7.81	0.19	3.00	8.00	7.50	1.38	
507SMTP	28.13	35.72	14.06	14.06	21.66	31.97	24.38	9.88	1.38	10.56	14.13	7.81	8.00	8.66	0.19	3.00	8.75	7.97	1.38	
607SMTP	30.19	39.53	15.09	15.09	24.44	35.78	26.44	11.56	1.38	13.63	17.56	7.81	8.00	10.56	0.19	3.00	10.94	9.50	1.38	

Cilindros normalizados DNG/DNGL/DNGZK/DNGZS, ISO 15552

FESTO

Cuadro general de productos

Función	Ejecución	Tipo	Diámetro del émbolo [mm]	Carrera [mm]	Detección de posiciones A	Amortiguación Regulable PPV	
Doble efecto	Tipo básico						
		DNG Simple vástago	32, 40, 50, 63, 80, 100, 125	25, 40, 50, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	10 ... 2 000	■	■
			160, 200	-	10 ... 2 000		
			250, 320	-	10 ... 1 100		
		DNG--S2 Doble vástago	32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200	-	10 ... 2 000	■	■
			250, 320	-	10 ... 1 100		
	Vástago antigiro						
		DNGL Simple vástago	32	-	10 ... 300	■	■
			40	-	10 ... 400		
			50, 63	-	10 ... 500		
			80, 100	-	10 ... 600		
		DNGL--S2 Doble vástago	32	-	10 ... 300	■	■
			40	-	10 ... 400		
			50, 63	-	10 ... 500		
			80, 100	-	10 ... 600		
		DNGLZ Con brida basculante central	32	-	10 ... 300	■	■
			40	-	10 ... 400		
			50, 63	-	10 ... 500		
			80, 100	-	10 ... 600		
Con brida basculante central							
	DNGZK Desplazable	32, 40, 50, 63	40, 50, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	10 ... 2 000	■	■	
		80, 100	50, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	10 ... 2 000			
		125, 160, 200	-	10 ... 2 000			
	DNGZS Fija	250, 320	-	10 ... 1 100	■	■	

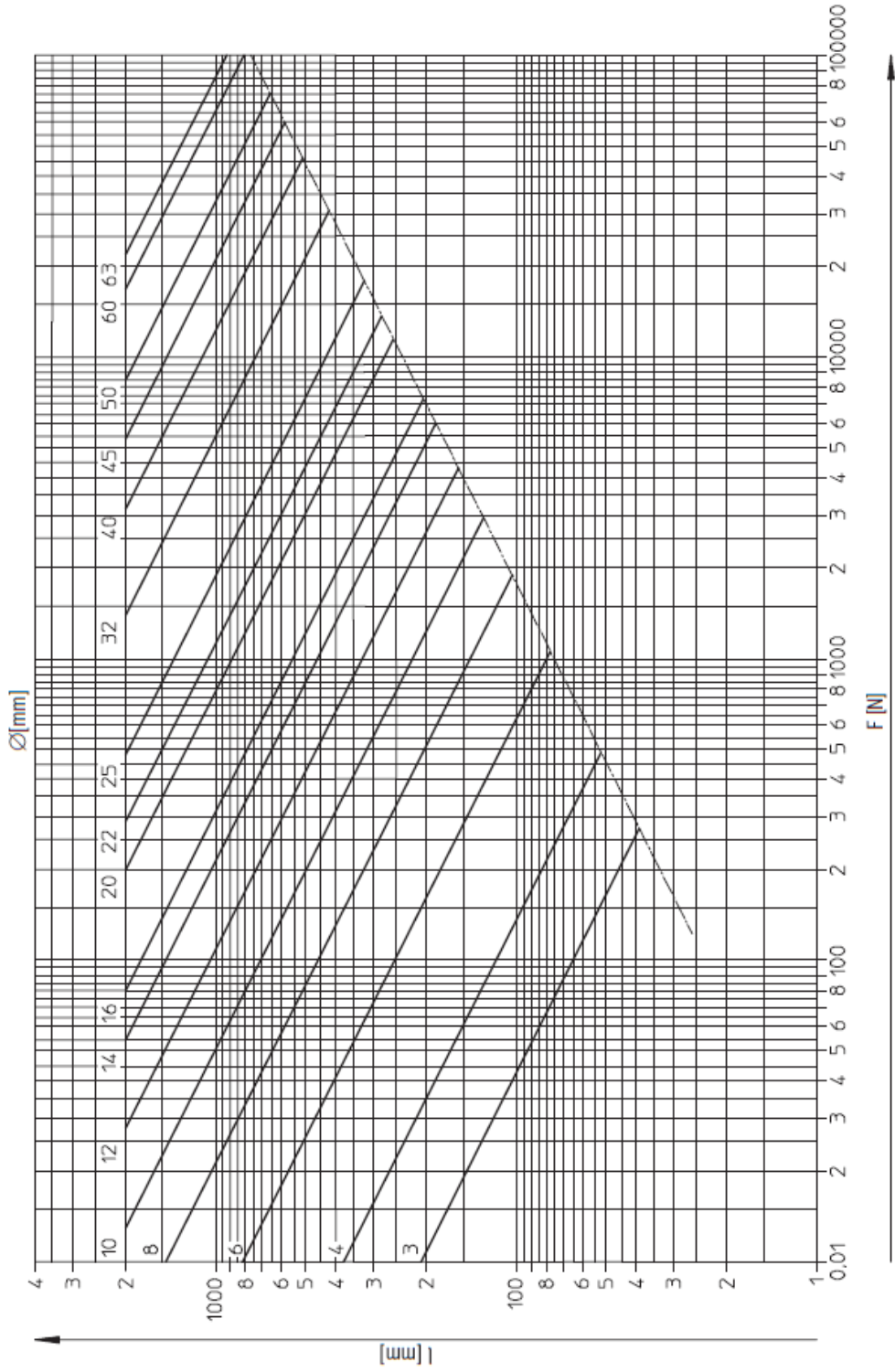
Norma aplicable	Diámetro del émbolo [mm]	Carrera [mm]	Desviación admisible de la carrera [mm]
ISO 6432	8, 10, 12, 16, 20, 25	0 ... 500	+1,5
ISO 15552	32	0 ... 500	+2
	40, 50	500 ... 12 500	+3,2
	63	0 ... 500	+2
	80, 100	500 ... 12 500	+4
	125, 160	0 ... 500	+4
	200, 250, 320	500 ... 2 000	+5
ISO 21287	20, 25	0 ... 500	+1,5
	32, 40, 50	0 ... 500	+2
	63, 80, 100	0 ... 500	+2,5

Diagrama presión-fuerza

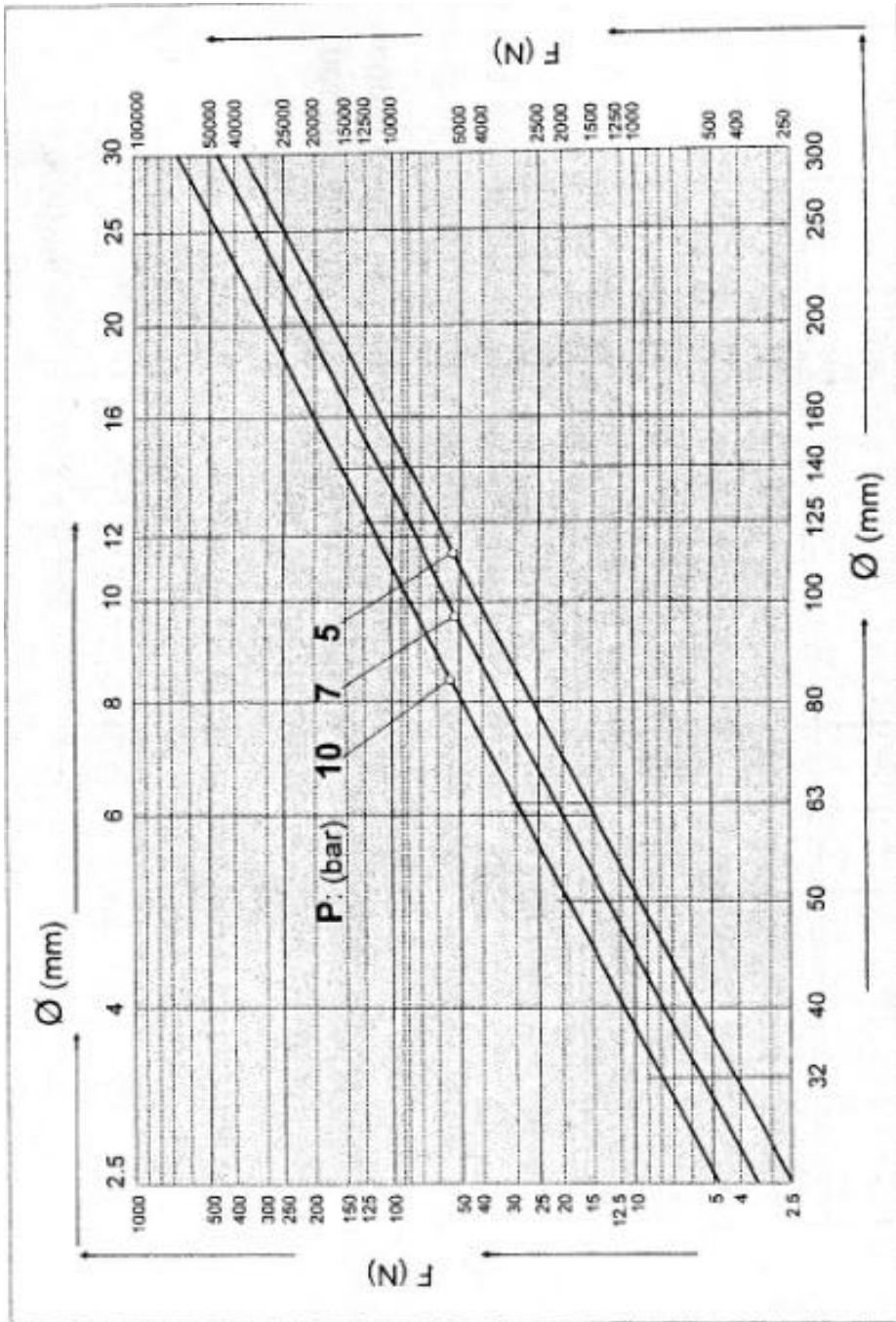
FESTO

Fuerza del émbolo [N]	Presión de funcionamiento [bar]							
	1	2	3	4	5	6	7	8
2,5	0,4	0,9	1,3	1,8	2,2	2,7	3,1	3,5
3,5	0,9	1,7	3,8	3,5	4,3	5,2	6,1	6,9
5,35	2	4	6,1	8,1	10,1	12,1	14,2	16,2
6	2,5	5,1	7,6	10,2	12,7	15,3	17,8	20,4
8	4,5	9	13,6	18,1	22,6	27,1	31,7	36,2
10	7,1	14,1	21,2	28,3	35,3	42,4	49,5	56,5
12	10,2	20,4	30,5	40,7	50,9	61,0	71,3	81,4
16	18,1	36,5	54,3	72,4	90,5	109	127	145
20	28,3	56,5	84,8	113	141	170	198	226
25	44,2	88,4	133	177	221	265	309	353
32	72,4	145	217	290	362	434	507	579
40	113	226	339	452	565	679	792	905
50	177	353	530	707	884	1 060	1 240	1 410
63	281	561	842	1 120	1 400	1 680	1 960	2 240
80	452	905	1 360	1 810	2 260	2 710	3 170	3 620
100	707	1 410	2 120	2 830	3 530	4 240	4 950	5 650
125	1 100	2 210	3 310	4 420	5 520	6 630	7 730	8 840
160	1 810	3 620	5 430	7 240	9 050	10 900	12 700	14 500
200	2 830	5 650	8 480	11 300	14 100	17 000	19 800	22 600
250	4 420	8 840	13 300	17 700	22 100	26 500	30 900	35 300
320	7 240	14 500	21 700	29 000	36 200	43 400	50 700	57 900

Diámetro del vástago en función de la carrera l y de la fuerza F







B-1.3	DIÁMETRO DEL VÁSTAGO	HOJA 4 DE 5
<p data-bbox="264 495 1378 580">Para verificar el diámetro del vástago nosotros nos basamos en los siguientes datos obtenidos anteriormente:</p> <p data-bbox="264 658 687 801">Carga de 22670 N Carrera de 700 mm Diámetro del embolo 250 mm</p> <p data-bbox="264 880 798 1077">Incógnita: Diámetro del vástago Tipo de cilindro: Cilindro normalizado Forma de proceder:</p> <p data-bbox="264 1211 1445 1408">Desde $F = 22670 \text{ N}$ trazar una línea vertical hacia arriba hasta la intersección con la línea $l = 700 \text{ mm}$. El diámetro del vástago es de 41mm. El cilindro normalizado 151892-DNG-250-700-PVV, tiene un vástago de diámetro de 42mm que resulta suficiente para esta carrera.</p>		



Electroválvulas Tiger 2000

Cuadro general de productos



FESTO


Función	Ejecución	Tipo	Conexión neumática	Tensión de funcionamiento		Alimentación del aire de pilotaje		Forma de reposición		→ Página/Internet
				[V DC]	[V AC]	Interna	Externa	Muelle neumático	Muelle mecánico	
Válvulas de 5/2 vías		MFH	G $\frac{1}{8}$	12, 24, 42,	24, 42, 48,	■	■	■	■	11
			G $\frac{1}{4}$	48	110, 230,	■	■	■	■	
			G $\frac{3}{8}$		240	■	■	■	■	
		MVH	G $\frac{1}{8}$	24	-	■	■	■	■	29
			G $\frac{1}{4}$			■	■	■	■	
			G $\frac{3}{8}$			■	■	■	■	
Electroválvula bistable										
Válvulas de 5/2 vías		JMFB	G $\frac{1}{8}$	12, 24, 42,	24, 42, 48,	■	■	-	-	18
			G $\frac{1}{4}$	48	110, 230,	■	■	-	-	
			G $\frac{3}{8}$		240	■	■	-	-	
		JMVH	G $\frac{1}{8}$	24	-	■	■	-	-	35
			G $\frac{1}{4}$			■	■	-	-	
			G $\frac{3}{8}$			■	■	-	-	

Válvulas neumáticas Tiger 2000

Cuadro general de productos

FESTO


Función	Ejecución	Tipo	Conexión neumática	Forma de reposición		→ Página/Internet	
				Muelle neumático	Muelle mecánico		
Válvulas de 5/2 vías		VL	G $\frac{1}{8}$	-	■	49	
			G $\frac{1}{4}$	-	■		
			G $\frac{3}{8}$	-	■		
	Válvula neumática bistable						
		J	G $\frac{1}{8}$	-	-	53	
			G $\frac{1}{4}$	-	-		
G $\frac{3}{8}$			-	-			


Función	Ejecución	Tipo	Conexión neumática	Posición central			→ Página/Internet
				Cerrada	A escape	A presión	
Válvulas de 5/3 vías		VL	G $\frac{1}{8}$	■	■	■	56
			G $\frac{1}{4}$	■	■	■	
			G $\frac{3}{8}$	■	■	■	

Electroválvulas MFH-B, Tiger 2000

Hoja de datos: válvulas de 5/2 vías

FESTO

 Caudal
750 ... 2 000 l/min

 Tensión
12, 24, 42, 48 V DC
24, 42, 48, 110, 230,
240 V AC
Juegos de piezas de
recambio
→ 16



Datos técnicos generales						
Conexión neumática	G $\frac{1}{4}$		G $\frac{3}{4}$		G $\frac{3}{8}$	
Forma de reposición	Mecánica	Neumática	Mecánica	Neumática	Mecánica	Neumática
Función de válvula	Válvulas monoestables de 5/2 vías					
Construcción	Válvula de asiento	Válvula de corredera	Válvula de asiento	Válvula de corredera		
Principio de estanqueidad	Juntas de material sintético					
Tipo de accionamiento	Eléctrico					
Tipo de mando	Servopilotaje					
Alimentación del aire de pilotaje	Interna o externa					
Sentido del flujo	Irreversible	Reversible	Irreversible	Reversible		
Función de escape	Con estrangulación					
Accionamiento manual auxiliar	Con accesorio, enclavado					
Tipo de fijación	Mediante taladros					
Posición de montaje	Indistinta					
Díámetro nominal [mm]	5	8	7	10	12	
Caudal nominal [l/min]	750	1 000	1 300	1 600	2 000	
Patión [mm]	27		33		41	
Peso del producto [g]	220	280	300	380	630	

Condiciones de funcionamiento y del entorno						
Conexión neumática	G $\frac{1}{4}$		G $\frac{3}{4}$		G $\frac{3}{8}$	
Forma de reposición	Neumática	Mecánica	Neumática	Mecánica	Neumática	Mecánica
Fluido	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar Vacío					
Presión de funcionamiento	Alimentación interna del aire de pilotaje [bar]	3 ... 10	2 ... 10	3 ... 10	2 ... 10	2 ... 10
	Alimentación externa del aire de pilotaje [bar]	-0,9 ... +10	0 ... 10	-0,9 ... +10	0 ... 10	-0,9 ... +10
Presión de pilotaje [bar]	3 ... 10	2 ... 10	3 ... 10	1,5 ... 10	2 ... 10	2 ... 10
Temperatura ambiente [°C]	-5 ... +40					
Temperatura del fluido [°C]	-10 ... +60					

Diámetro interior de la manguera en mm y longitud en m

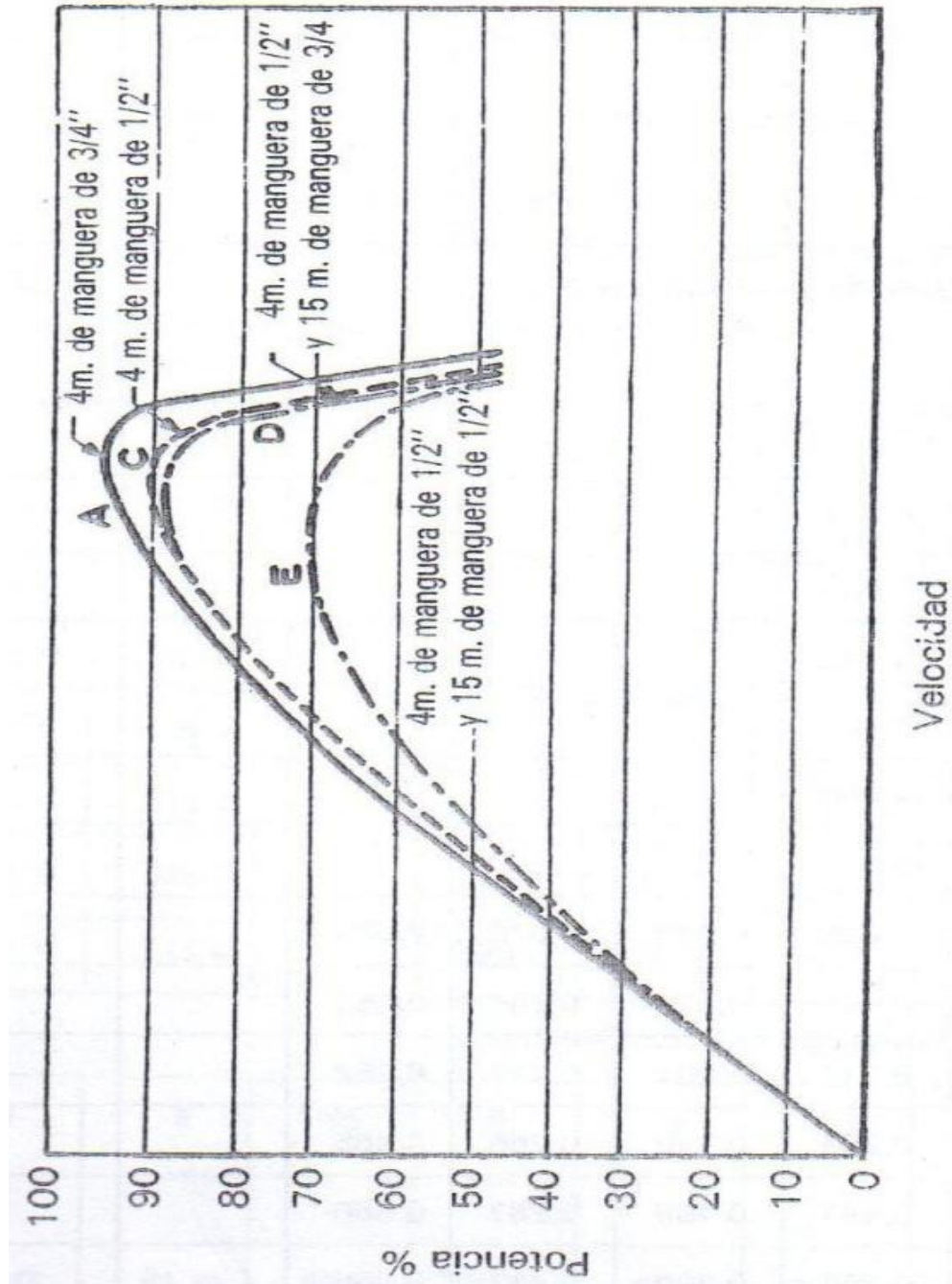
Caudal de aire libre en N litros/mín	Ø 7	Ø 8	Ø 10	Ø 13	Ø 13	Ø 13	Ø 19	Ø 19	Ø 19	15 de Ø 13 + 3 de Ø 7	15 de Ø 13 + 3 de Ø 10	15 de Ø 13 + 2,5 de Ø 8	15 de Ø 13 + 4 de Ø 13	15 de Ø 19 + 8 de Ø 13	15 de Ø 19 + 4 de Ø 19
	Pérdida de presión en bar (Presión inicial de 7 bar)														
200 a 315	0,350	0,064								0,371	0,049	0,098			
315 a 340	0,420	0,070								0,434	0,056	0,112			
340 a 370	0,480	0,084	0,028							0,505	0,083	0,133			
370 a 400	0,560	0,098	0,035							0,588	0,077	0,154			
400 a 425	0,650	0,112	0,042							0,665	0,091	0,175			
425 a 455	0,780	0,133	0,049							0,812	0,105	0,203			
455 a 510	0,908	0,168	0,066							1,050	0,133	0,245	0,119		
510 a 565	1,380	0,210	0,070							1,498	0,168	0,315	0,140		
565 a 710		0,300	0,096	0,049	0,070	0,091				0,235	0,488	0,182	0,091		
710 a 850		0,462	0,147	0,070	0,106	0,151				0,385	0,686	0,266	0,133		
850 a 995		0,665	0,217	0,091	0,147	0,252				0,511	0,959	0,371	0,168		
995 a 1135		0,895	0,294	0,119	0,268	0,365				0,672	1,358	0,497	0,245		
1135 a 1415		1,350	0,441	0,188	0,287	0,560				0,980		0,728	0,365	0,126	
1415 a 1700			0,665	0,260	0,411	0,855				1,526		1,120	0,546	0,188	
1700 a 1985			0,945	0,371	0,630	1,318	0,063	0,098	0,154			1,596	0,777	0,210	

Manguera para Aire, Agua y Uso General A101 - Manguera Roja de Uso General



Hule: DB19
Aplicación: Distribución y entrega de aire y agua de uso general y roció agrícola donde el aceite no sea considerado un factor significativo.
Temperatura: -25°C a 100°C
Presión de Trabajo: 200 PSI, con 3:1 factor de seguridad
Tubo interior: EPDM
Refuerzo: Fibra de polyester en espiral
Cubierta: EPDM color rojo

# de parte	D.I. pulgadas	D.E. pulgadas	Presión de Trabajo PSI	Peso kg / mtr	Longitud mtr
A101006R	1/4"	0.500	200	0.15	carretes de 200 m (2 x 100 m por carrete)
A101008R	5/16"	0.590	200	0.20	
A101010R	3/8"	0.669	200	0.25	
A101012R	1/2"	0.866	200	0.40	
A101016R	5/8"	0.984	200	0.47	
A101020R	3/4"	1.157	200	0.61	
A101025R	1"	1.437	200	0.86	



Datos técnicos

Modelo de Gardner Denver	Presión objetivo máxima**		Caudal a presión de trabajo*		Potencia del motor		Peso neto**	Nivel de ruido***	Dimensiones en mm. (L X An. X AL) 1) Compresor estándar 2) Secador integrado incluido 3) Instalado sobre el depósito de aire
	bar	psig	m ³ /min	cfm	kW	hp			
ESE 3	8	115	0.39	13.8	3	4	138	68	1) 670 x 680 x 850 2) 930 x 680 x 850 3) 1540 x 680 x 1410 (Depósito de 270 l)
	10	145	0.32	11.3					
	-	-	-	-					
ESE 4	8	115	0.55	19.4	4	5.5	143	69	1) 670 x 680 x 850 2) 930 x 680 x 850 3) 1540 x 680 x 1410 (Depósito de 270 l)
	10	145	0.45	15.9					
	-	-	-	-					
ESE 5	8	115	0.8	28.3	5.5	7.5	146	70	1) 670 x 680 x 850 2) 930 x 680 x 850 3) 1540 x 680 x 1410 (Depósito de 270 l)
	10	145	0.65	23.0					
	13	190	0.5	17.7					
ESE 7	8	115	1.05	37.1	7.5	10	149	71	1) 670 x 680 x 850 2) 930 x 680 x 850 3) 1540 x 680 x 1410 (Depósito de 270 l) 4) 1950 x 765 x 1500 (Depósito de 500 l)
	10	145	0.9	31.8					
	13	190	0.72	25.4					
ESE 11	8	115	1.6	56.5	11	15	186	74	1) 700 x 765 x 1050 2) 1055 x 765 x 1050 3) 1950 x 765 x 1700 (Depósito de 500 l)
	10	145	1.45	51.2					
	13	190	1.1	38.8					
ESE 15	8	115	2.2	77.7	15	20	210	74	1) 700 x 765 x 1050 2) 1055 x 765 x 1050 3) 1950 x 765 x 1700 (Depósito de 500 l)
	10	145	2.0	70.6					
	13	190	1.6	56.5					



Equipo estándar

- Filtro de entrada de aire
- Arranque Star-Delta (sólo 5-15kW)
- Protección mediante relé de sobrecarga
- Control de capacidad de Carga/Sin carga automático
- Sistema de control electrónico con interruptor de presión
- Interruptor de activación y desactivación principal con parada de emergencia
- Motores eléctricos, IP 55, aislamiento clase F
- Control de la dirección de rotación
- Ventanilla indicadora de nivel de aceite
- Control de succión electro-neumática de máxima calidad
- Filtro anterior (1 micra) y posterior (1 micra) en secador refrigerante integrado opcional con purgas automáticas
- Derivador instalado en fábrica como estándar con

el secador integrado opcional

- Correa de transmisión
- Dispositivos de seguridad para:
 - Sobrecalentamiento del motor
 - Sobrecalentamiento del compresor
 - Sobrepresión del compresor (válvula de seguridad)
- Alarmas para:
 - Dirección de rotación incorrecta
 - Sobrecarga del motor
 - Sobrecalentamiento del compresor, alarma a 107° C (11-15kW), desconexión a 110° C
 - Intervalos de mantenimiento normales
- Indicadores de condiciones de funcionamiento:
 - Presión
 - Temperatura
 - Cronómetro, incluyendo el total de horas de funcionamiento, horas de funcionamiento a carga completa (11-15 kW)

- Cabina con recubrimiento pulverizado Epoxy
- Refrigerador posterior
- Termostato de aceite
- Tornillo ENDURO®
- Depósito de aceite llenado en fábrica con lubricante AEON™ 3000

Equipo opcional

- Depósito de aire de 270 l (3-7 kW) y 500 l (7-15 kW)
- Tensión especial
- Separador de condensado
- Secador refrigerante integrado; punto de rocío 3° C a 25° C de temperatura ambiente (ISO 7183), el refrigerante cumple con los requerimientos de la normativa EC Nº 2037/2000 para

Equipos auxiliares

- Controlador multi-compresor para secuenciar varios compresores
- Productos post-tratamiento para el aire comprimido

HP	RPM síncrona	RPM asíncrona	Amazón	Corriente (A)			Letra de código	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
				en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie %	Rotor Bloq. %	Máx. %	
1	3600	3490	143T	0.8	1.4	12	K	73.7	78.3	80.0	77	86	90	1.5	280	340	Y
	1800	1745	143T	1.2	1.6	12	K	78.7	81.8	82.5	52	66	76	3.0	290	320	Y
	1200	1140	145T	1.4	1.9	9	J	76.4	78.8	80.0	42	56	62	4.6	230	290	Y
	900	860	182T	1.3	2.0	8	H	76.6	78.9	78.5	42	54	63	6.1	220	260	Y
1.5	3600	3485	143T	0.9	2.1	17	K	78.0	82.0	82.5	69	79	85	2.3	270	320	Y
	1800	1740	145T	1.5	2.3	18	K	80.7	83.5	84.0	54	67	76	4.5	290	320	Y
	1200	1160	182T	1.6	2.4	17	K	81.6	84.2	85.5	50	63	71	6.8	280	320	Y
	900	855	184T	1.9	2.7	14	H	78.0	80.4	80.0	45	58	68	9.2	220	270	Y
2	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89	3.0	270	320	Y
	1800	1735	145T	2.0	3.0	22	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77	6.1	290	310	Y
	1200	1160	184T	2.0	3.1	23	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72	9.1	220	300	Y
	900	865	213T	2.3	3.5	18	H	80.0	82.0	82.5	46	60	69	12	200	290	Y
3	3600	3510	182T	1.8	3.8	33	K	83.8	86.2	86.5	75	84	90	4.5	230	320	Y
	1800	1740	182T	1.9	4.1	31	K	87.5	88.0	87.5	65	76	82	9.1	260	300	Y
	1200	1165	213T	2.4	4.2	33	K	85.8	87.6	87.5	58	73	80	14	210	300	Y
	900	865	215T	3.2	4.9	27	H	82.5	84.2	84.0	48	62	71	18	190	280	Y
5	3600	3490	184T	1.9	6.1	48	J	86.5	87.8	87.5	82	89	92	7.5	260	320	Y
	1800	1730	184T	3.3	6.8	48	J	87.5	88.2	87.5	63	75	82	15	260	300	Y
	1200	1160	215T	3.5	7.1	48	J	89.0	89.7	88.5	59	71	78	23	210	300	Y
	900	865	254T	4.3	7.8	42	H	86.0	87.0	86.5	53	66	72	30	180	260	Y
7.5	3600	3515	213T	3.6	9.2	67	H	87.0	88.0	88.5	77	86	90	11	190	280	Y
	1800	1750	213T	4.4	9.9	67	H	89.0	90.0	89.5	66	77	93	23	210	270	Y
	1200	1170	254T	4.7	10	63	H	90.6	90.9	90.2	59	72	78	34	180	250	Y
	900	865	256T	6.9	13	67	H	87.0	88.0	87.5	49	61	69	46	190	260	Y
10	3600	3505	215T	4.2	13	85	H	89.0	89.8	89.5	80	89	87	15	190	260	Y
	1800	1750	215T	5.6	14	85	H	89.5	90.0	89.5	68	79	84	30	210	270	Y
	1200	1165	256T	5.2	14	78	G	91.7	91.5	90.2	65	75	80	45	170	250	Y
	900	875	284T	9.5	16	85	H	89.4	90.9	91.0	50	61	69	60	150	220	D
15	3600	3530	254T	5.2	18	121	G	88.5	90.0	90.2	84	98	92	22	190	260	Y
	1800	1760	254T	7.6	20	121	G	91.7	92.1	91.7	68	78	82	45	190	260	Y
	1200	1175	284T	10	21	121	G	91.0	91.7	91.0	57	71	77	67	160	270	D
	900	875	286T	15	24	121	G	90.1	91.4	91.0	50	60	67	90	150	220	D
20	3600	3525	256T	7.7	24	152	G	88.3	89.9	90.2	82	86	90	30	180	260	Y
	1800	1755	256T	9.5	27	152	G	92.1	92.4	91.7	67	76	80	60	190	270	Y
	1200	1175	286T	13	27	152	G	92.1	92.4	91.7	62	73	79	89	160	250	D
	900	880	324T	19	32	152	G	90.0	91.2	91.0	50	61	67	119	140	200	D
25	3600	3525	284TS	8.4	30	191	G	92.0	92.2	91.7	80	85	88	37	160	250	D
	1800	1765	284T	14	30	191	G	93.3	93.6	93.0	72	82	87	74	220	280	D
	1200	1180	324T	26	35	191	G	92.2	92.7	92.4	57	69	77	111	170	240	D
	900	880	326T	23	40	191	G	89.2	90.5	90.2	50	61	68	149	150	200	D
30	3600	3525	286TS	9.9	36	228	G	92.0	92.2	91.7	84	89	90	45	160	250	D
	1800	1765	286T	16	37	228	G	93.2	93.6	93.0	71	82	86	89	220	280	D
	1200	1180	326T	20	41	228	G	92.6	92.9	92.4	58	70	78	134	170	240	D
	900	885	364T	27	49	228	G	89.9	91.3	91.0	50	62	66	178	150	200	D



Datos sujetos a cambio sin previo aviso



CABLE VIAKON® THWN/THHN 600 V

Calibre	Área nominal de la sección transversal	Número de hilos	Espesor nominal del aislamiento	Espesor nominal de nylon	Diámetro exterior aproximado	Peso total aproximado	Capacidad de conducción de corriente*		
							60°C	75°C	90°C
AWG/kcmil	mm ²		mm	mm	mm	kg/100 m			
14	2,082	19	0,38	0,10	2,9	3	20	20	25
12	3,307	19	0,38	0,10	3,4	4	25	25	30
10	5,260	19	0,51	0,10	4,3	6	30	35	40
8	8,367	19	0,76	0,13	5,7	10	40	50	55
6	13,30	19	0,76	0,13	6,7	15	55	65	75
4	21,15	19	1,02	0,15	8,5	24	70	85	95
2	33,62	19	1,02	0,15	10,1	36	95	115	130
1	42,41	19	1,27	0,18	11,6	46	110	130	150
1/0	53,48	19	1,27	0,18	12,7	56	125	150	170
2/0	67,43	19	1,27	0,18	13,9	70	145	175	195
3/0	85,01	19	1,27	0,18	15,2	87	165	200	225
4/0	107,2	19	1,27	0,18	16,7	108	195	230	260
250	126,7	37	1,52	0,20	18,5	128	215	255	290
300	152,0	37	1,52	0,20	19,9	152	240	285	320
350	177,3	37	1,52	0,20	21,3	177	260	310	350
400	202,7	37	1,52	0,20	22,5	201	280	335	380
500	253,4	37	1,52	0,20	24,7	249	320	380	430
600	304,0	61	1,78	0,23	27,3	298	355	420	475
750	380,0	61	1,78	0,23	30,0	369	400	475	535
1 000	506,7	61	1,78	0,23	34,0	488	455	545	615

INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS TIPOS
ED2, QJ2, CQD, ED4, ED6 FXD6, JXD6, LXD6, LMXD6, NXD6

Tabla de selección







Marco	Corriente nominal A	Rango de disparo instantáneo		Interruptor tipo completo	No. Catálogo anterior	No. Catálogo actual	Peso Aprox. Kg	
		mínimo	máximo					
ED2 3 polos 240 V.c.a.	15			ED238015	3000 4481	A7B10000002704	1,72	
	20			ED238020	3000 4482	A7B10000002705		
	30			ED238030	3000 4483	A7B10000002706		
	40			ED238040	3000 4484	A7B10000002707		
	50			ED238050	3000 4485	A7B10000002708		
	60			ED238060	3000 4486	A7B10000002709		
	70			ED238070	3000 4487	A7B10000002710		
	100			ED238100	3000 4488	A7B10000002711		
QJ2 3 polos 240 V.c.a.	70			QJ238070	4000 1346	A7B10000001517	2,0	
	100			QJ238100	4000 1347	A7B10000001520		
	100			QJ238100	4002 2057	A7B10000001522		
	150			QJ238150	4000 1348	A7B10000001523		
	200			QJ238200	4001 5363	A7B10000001525		
	225			QJ238225	4000 1350	A7B10000001526		
CQD 3 polos 220/440 V.c.a.	15			CQD315	4000 1429	A7B10000001146	1,0	
	20			CQD320	4000 1430	A7B10000001147		
	30			CQD330	4000 1431	A7B10000001148		
	40			CQD340	4000 1432	A7B10000001149		
	50			CQD350	4000 1433	A7B10000001150		
	70			CQD370	4000 1434	A7B10000001151		
	100			CQD3100	4000 1435	A7B10000001145		
ED4 3 polos 240/480V.c.a.	15			ED438015	3001 0892	A7B10000002712		
	20			ED438020	3001 0893	A7B10000002713		
	30			ED438030	3001 0894	A7B10000002714		
	40			ED438040	3001 0895	A7B10000002715		
	50			ED438050	3001 0896	A7B10000002716		
	70			ED438070	3001 0897	A7B10000002717		
	100			ED438100	3001 0898	A7B10000002718		
	125			ED438125	3001 0899	A7B10000002719		
ED6 3 polos 600 V.c.a. 500 V.c.c.	15			ED638015	3000 4489	A7B10000002720	1,72	
	20			ED638020	3000 4490	A7B10000002721		
	30			ED638030	3000 4491	A7B10000002722		
	40			ED638040	3000 4492	A7B10000002723		
	50			ED638050	3000 4493	A7B10000002724		
	70			ED638070	3000 4494	A7B10000002725		
	100			ED638100	3000 4495	A7B10000002726		
	125			ED638125	3000 4496	A7B10000002727		
FXD6 3 polos 600 V.c.a. 500 V.c.c.	150	800	1 500	FXD638150	4000 1336	A7B10000001245	4,55	
	175	900	2 000	FXD638175	4000 1594	A7B10000001246		
	200	900	2 000	FXD638200	4000 1595	A7B10000001247		
	225	1 100	2 500	FXD638225	4000 1596	A7B10000001249		
	250	1 100	2 500	FXD638250	4000 1597	A7B10000001251		
JXD6 3 polos 600 V.c.a. 500 V.c.c.	300	1 250	2 500	JXD638300	4000 1598	A7B10000001404	8,85	
	400	2 000	4 000	JXD638400	4000 1599	A7B10000001405		
LXD6 3 polos 600 V.c.a. 500 V.c.c.	500	3 000	6 000	LXD638500	4000 1600	A7B10000001421	8,85	
	600	3 000	6 000	LXD638600	4000 1601	A7B10000001422		

Selection and ordering data

3RB20 solid-state overload relays with screw terminals on auxiliary current side for direct mounting¹⁾²⁾ and stand-alone installation²⁾³⁾, CLASS 10

Features and technical specifications:

- Overload protection, phase failure protection and unbalance protection
- Internal power supply
- Auxiliary contacts 1 NO + 1 NC
- Manual and automatic RESET
- Switch position indicator
- TEST function and self-monitoring

Size of contactor ⁴⁾	Rating for induction motor Rated value ⁵⁾	Set current value of the inverse-time delayed overload release	Short-circuit protection with fuse, type of coordination 2, gL/gG operational class ⁶⁾	DT	Screw terminals (on auxiliary current side)		PU (UNIT, SET, M)	PS*	PG	Weight per PU approx.	
					Order No.	Price per PU					
	kW	A	A							kg	
Size S00¹⁾											
	S00	0.04 ... 0.09	0.1 ... 0.4	1	▶	3RB20 16-1RB0		1	1 unit	101	0.200
		0.12 ... 0.37	0.32 ... 1.25	2	▶	3RB20 16-1NB0		1	1 unit	101	0.200
		0.55 ... 1.5	1 ... 4	10	▶	3RB20 16-1PB0		1	1 unit	101	0.200
		1.1 ... 5.5	3 ... 12	20	▶	3RB20 16-1SB0		1	1 unit	101	0.200
3RB20 16-1RB0											
Size S0¹⁾											
	S0	0.04 ... 0.09	0.1 ... 0.4	1	▶	3RB20 26-1RB0		1	1 unit	101	0.220
		0.12 ... 0.37	0.32 ... 1.25	2	▶	3RB20 26-1NB0		1	1 unit	101	0.220
		0.55 ... 1.5	1 ... 4	10	▶	3RB20 26-1PB0		1	1 unit	101	0.220
		1.1 ... 5.5	3 ... 12	20	▶	3RB20 26-1SB0		1	1 unit	101	0.220
		3 ... 11	6 ... 25	35	▶	3RB20 26-1QB0		1	1 unit	101	0.220
3RB20 26-1QB0											
Size S2¹⁾²⁾											
	S2	3 ... 11	6 ... 25	63	▶	3RB20 36-1QB0		1	1 unit	101	0.360
		7.5 ... 22	12.5 ... 50	80	▶	3RB20 36-1QW1		1	1 unit	101	0.230
					▶	3RB20 36-1UB0		1	1 unit	101	0.360
				▶	3RB20 36-1UW1		1	1 unit	101	0.230	
3RB20 36-1UB0											
Size S3¹⁾²⁾											
	S3	7.5 ... 22	12.5 ... 50	160	▶	3RB20 46-1UB0		1	1 unit	101	0.560
		11 ... 45	25 ... 100	315	▶	3RB20 46-1EB0		1	1 unit	101	0.560
					▶	3RB20 46-1EW1		1	1 unit	101	0.450
3RB20 46-1EB0											
Size S6²⁾⁷⁾											
	S6 with busbar connection	22 ... 90	50 ... 200	315	▶	3RB20 56-1FC2		1	1 unit	101	1.030
					▶	3RB20 56-1FW2		1	1 unit	101	0.690
3RB20 56-1FW2											
Size S10/S12²⁾											
	S10/S12 and size 14 (3TF68/3TF69)	22 ... 110	55 ... 250	400	▶	3RB20 66-1GC2		1	1 unit	101	1.820
		90 ... 450	160 ... 630	800	▶	3RB20 66-1MC2		1	1 unit	101	1.820
3RB20 66-1MC2											



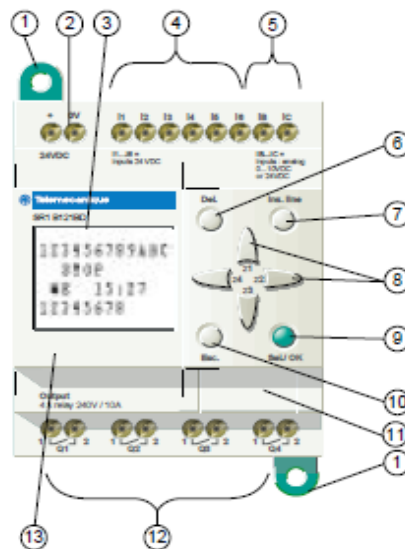
S3 3RT1.4			S6 3RT1.5			S10 3RT1.6			S12 3RT1.7		14 3TF6	
3RT10 44 (p. 3/18, 3/21)			3RT10 54 (p. 3/22)			3RT10 64 (p. 3/26)			3RT10 75 (p. 3/22)		-	
-			-			3RT12 64 (p. 3/26)			3RT12 75 (p. 3/26)		3TF68 (p. 3/27)	
65	80	95	115	150	185	225	265	300	400	500	630	820
30	37	45	55	75	90	110	132	160	200	250	335	490
18.5	22	22	37	45	55	55	75	90	132	160	200	260
37	45	55	75	90	110	160	160	200	250	355	434	600
45	55	55	110	132	160	200	250	250	400	400/500	600	800
30	37	37	75	90	90	90/315	132/355	132/400	250/560	250/710	600	800
30	37	45	55	75	90	110	132	160	200	250	355	400
15.1	17.9	22	29	38	45	54/78	66/93	71/112	84/140	98/161	168	191
100	120	120	160	185	215	275/330	330	330	430/510	610	700	910
3RT14 46 (p. 3/50)			3RT14 56 (p. 3/51)			3RT14 66 (p. 3/51)			3RT14 76 (p. 3/51)		--	
140			275			400			690		--	
											--	
											3TY7 561 (p. 3/120)	
3RT19 46-4EA 1/2 (p. 3/112)			3RT19 56-4EA 1/2/3 (p. 3/112)			3RT19 66-4EA 1/2/3 (p. 3/112)			3TX7 688/696 (p. 3/120)			
-			3RT19 59/56-4G (p. 3/112)			3RT19 66-4G (p. 3/112)			--			
											3RT19 56-1C (HC element) (p. 3/108)	
											3TX7 572 (p. 3/119)	
3RU11 46 18 ... 100 A (Chap. 5)			-			-			-		-	
3RB20 46 12.5 ... 100 A (Chap. 5)			3RB20 56 50 ... 200 A (Chap. 5)			3RB20 66 55 ... 630 A (Chap. 5)			3RB20 66 160 ... 630 A (Chap. 5)		3RB20 66 160 ... 630 A (Chap. 5)	
3RB21 46			3RB21 56			3RB21 66			3RB21 66		3RB21 66	
			3RB2. 83 + 3RB29 56 20 ... 200 A (Chap. 5)			3RB2. 83 + 3RB29 66 63 ... 630 A (Chap. 5)						
3RV10 41 45 ... 100 A (Chap. 5)			-			-			-		-	
3RA19 41 (Chap. 5)			-			-			-		-	
3RA13 44 (p. 3/36)			3RA13 45			3RA13 46			-		3TE68 04 (p. 3/48)	
30			37			45			55		75	
3RA19 43-2A (p. 3/38)			3RA19 53-2A (p. 3/38)			3RA19 63-2A (p. 3/38)			3RA19 73-2A (p. 3/38)		3TX7 680-1A	
			3RA19 54-2A (p. 3/37)								3TX7 686-1A	
3RA14 44 (p. 3/46)			3RA14 45			-			-		3TE68 04 (p. 3/49)	
55			75			-			-		630	
3RA19 43-2B/-2C (p. 3/47)			3RA19 53-2B (p. 3/47)			3RA19 63-2B (p. 3/47)			3RA19 73-2B (p. 3/47)		3TX7 680-1B	



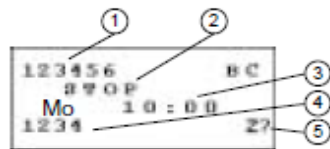
SR2 A201BD

Relés programables compactos con visualizador

Número de E/S	Entradas Digitales	De las cuales son entradas analógicas 0-10 V	Salidas a relé	Salidas transistor	Reloj	Referencia
Alimentación c 12 V						
12	8	4	4	0	Sí	SR2 B121JD
20	12	6	8	0	Sí	SR2 B201JD
Alimentación c 24 V						
10	6	0	4	0	No	SR2 A101BD (1)
12	8	4	4	0	Sí	SR2 B121BD
	8	4	0	4	Sí	SR2 B122BD
20	12	2	8	0	No	SR2 A201BD (1)
	12	6	8	0	Sí	SR2 B201BD
	12	6	0	8	Sí	SR2 B202BD
Alimentación a 24 V						
12	8	0	4	0	Sí	SR2 B121B
20	12	0	8	0	Sí	SR2 B201B
Alimentación a 100...240 V						
10	6	0	4	0	No	SR2 A101FU (1)
12	8	0	4	0	Sí	SR2 B121FU
20	12	0	8	0	No	SR2 A201FU (1)
	12	0	8	0	Sí	SR2 B201FU



- 1-Retractable mounting feet
- 2-Power supply: 24 Vdc for SR1●●●●BD, 100/240 Vac for SR1●●●●FU
- 3-LCD, 4 lines, 12 characters
- 4-Input terminal for 24 Vdc inputs to SR1●●●●BD, 100/240 Vac to SR1●●●●FU
- 5-The SR1●●●●BD has analog 0-10 Volt inputs usable in 24 Vdc discrete mode
- 6-Delete key
- 7-Insert line key
- 8-Arrow keys or after first configuring them, Z pushbuttons
- 9-Selection and validation key
- 10-Escape key
- 11-Connector for memory or programming cable
- 12-Output terminal
- 13-Slot for re-writable label.



- 1-Input status display (1 through 6 are input status, B and C are analog inputs status)
- 2-Operating mode display (RUN/STOP)
- 3-Parameter display, by default the day and time for models with a clock
- 4-Output status display
- 5-Z key function display, when these keys are activated.