

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA CON PLC PARA  
DIVIDIR PLANCHAS DE CARTÓN DE HASTA 1300 MM DE ANCHO Y 2200 MM  
DE LONGITUD, MEDIANTE CORTES LONGITUDINALES Y TRANSVERSALES**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**GABRIEL FERNANDO BRAVO PALACIOS**

[gabobravop@gmail.com](mailto:gabobravop@gmail.com)

**DIRECTOR: ING. ÁLVARO AGUINAGA MSC. PHD.**

[alvaro.aguinaga@epn.edu.ec](mailto:alvaro.aguinaga@epn.edu.ec)

**Quito, Marzo 2012**

## DECLARACIÓN

Yo, Gabriel Fernando Bravo Palacios, declaro bajo juramento que el trabajo que se presenta a continuación es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo a la Escuela Politécnica Nacional mis derechos de propiedad intelectual sobre el presente trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

---

Gabriel Fernando Bravo Palacios

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Gabriel Fernando Bravo Palacios, bajo mi supervisión.

---

Ing. Álvaro Aguinaga B. MSc. PhD.

**DIRECTOR DEL PROYECTO**

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios, por la vida, la salud, la capacidad física e intelectual que me ha dado, y por haber sumado a todo lo anterior, la fuerza de voluntad necesaria que me permitió culminar exitosamente este proyecto.

Agradezco a mis padres por su amor y apoyo incondicional, por su sacrificio día tras día para brindarme una educación e instrucción íntegra, bajo los preceptos de la justicia, la honradez y la generosidad.

A mi hermano, por ser mi compañero y amigo, por enseñarme valentía, firmeza y decisión para enfrentar los obstáculos de la vida.

Al Dr. Álvaro Aguinaga, en especial reconocimiento por haber aceptado dirigir el desarrollo del presente proyecto, por todos los conocimientos transmitidos y por la apertura para la atención y resolución de las inquietudes presentadas.

A los directivos de la empresa CORRUEMPAQUE CIA. LTDA., por la confianza depositada en mi trabajo y porque su valiosa colaboración hizo posible culminar satisfactoriamente este proyecto.

A todos mis maestros de la Escuela Politécnica Nacional, por los conocimientos transmitidos y por su esfuerzo y dedicación para formar nuevos y mejores profesionales para el país.

A todos mis seres queridos y amigos, con quienes he compartido buenos y malos momentos en el transcurso de mi formación profesional.

## DEDICATORIA

A Dios

A mis padres

A mi hermano

A todos mis seres queridos y amigos

## ÍNDICE GENERAL

	Pág.
ÍNDICE GENERAL .....	v
ÍNDICE DE FIGURAS .....	xiv
ÍNDICE DE TABLAS .....	xxiii
ÍNDICE DE ANEXOS .....	xxviii
RESUMEN .....	xxx
PRESENTACIÓN .....	xxxí
CAPÍTULO 1. ....	1
GENERALIDADES .....	1
1.1. INGENIERÍA CONCURRENTE .....	1
1.1.1. PRINCIPALES ORIENTACIONES DE LA INGENIERÍA CONCURRENTE .....	5
1.2. CONCEPTOS FUNDAMENTALES.....	8
1.2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL CARTÓN .....	8
1.2.2. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PASTA Y LAS FIBRAS RECUPERADAS UTILIZADAS PARA LA FABRICACIÓN DE CARTÓN .....	8
1.2.3. TIPOS BÁSICOS DE CARTÓN .....	9
1.2.4. PROPIEDADES DEL CARTÓN .....	10
1.2.5. CARTÓN CORRUGADO .....	13
1.2.5.1. Tipos de cartón corrugado.....	13
1.2.5.2. Calibres del cartón corrugado .....	14
1.2.5.3. Pruebas de resistencia del cartón corrugado .....	15
1.3. CONTROL AUTOMÁTICO .....	16
1.3.1. INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE CONTROL .....	16
1.3.1.1. Definiciones.....	16
1.3.2. SISTEMA DE CONTROL EN LAZO CERRADO .....	18
1.3.3. SISTEMAS DE CONTROL EN LAZO ABIERTO.....	18
1.3.4. SISTEMAS DE CONTROL EN LAZO CERRADO EN COMPARACIÓN CON LOS SISTEMAS EN LAZO ABIERTO .....	19

1.4. PROGRAMADORES LÓGICOS CONTROLABLES .....	20
1.4.1. INTRODUCCIÓN A LA AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL .....	20
1.4.1.1. Componentes de un Sistema de Control.....	20
1.4.1.2. Planteamiento de un Sistema Físico para el Control.....	21
1.4.1.3. Señales digitales y analógicas. ....	22
1.4.2. DEFINICIÓN .....	22
1.4.3. ESTRUCTURA BÁSICA.....	23
1.4.4. OPERACIÓN CÍCLICA DEL PLC.....	25
1.4.5. ALMACENAMIENTO EN LA CPU DEL PLC.....	26
1.4.6. ENTRADAS/SALIDAS DIGITALES.....	27
1.4.6.1. Entradas digitales.....	27
1.4.6.2. Salidas Digitales.....	28
1.4.7. ENTRADAS/SALIDAS ANALÓGICAS. ....	28
1.4.8.1. Entradas analógicas.....	28
1.4.8.2. Salidas Analógicas.....	29
1.4.8. PROGRAMACIÓN DEL PLC .....	30
1.4.8.1. Software de Programación.....	30
1.4.8.2. Lenguajes de Programación.....	30
1.4.8.2.1. Lenguaje de Programación AWL.....	31
1.4.8.2.2. Lenguaje de Programación KOP.....	32
CAPÍTULO 2. ....	33
DEFINICIÓN DEL PRODUCTO Y DISEÑO CONCEPTUAL.....	33
2.1. DEFINICIÓN DEL PRODUCTO.....	33
2.1.1. ENUNCIADO INICIAL DEL PRODUCTO.....	33
2.1.2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	33
2.1.2.1. Principios de Funcionamiento.....	33
2.1.2.2. Consideraciones para el corte de cartón.....	35
2.1.3. ANÁLISIS FUNCIONAL .....	35
2.1.3.1. Función global y estructura funcional.....	37

2.1.4.	CASA DE LA CALIDAD.....	38
2.1.4.1.	Paso 1. La voz del usuario .....	39
2.1.4.2.	Paso 2. Análisis de la competencia .....	40
2.2.2.1.1.	Análisis del producto de la competencia (o benchmarking).....	40
2.2.2.1.2.	Resultados del análisis de la competencia .....	41
2.1.4.3.	Paso 3. La voz del ingeniero .....	42
2.1.4.4.	Paso 4. Correlaciones .....	43
2.1.4.5.	Paso 5. Evaluación Técnica .....	44
2.1.4.6.	Paso 6. Compromisos Técnicos .....	45
2.1.5.	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS .....	46
2.2.	PRESENTACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	49
2.2.1.	MÓDULOS DE LA MÁQUINA .....	49
2.2.2.	SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO .....	49
2.2.2.1.	Módulo 1.....	49
2.2.2.1.1.	Alternativa 1 (M1-A1).....	49
2.2.2.1.2.	Alternativa 2 (M1-A2).....	51
2.2.2.1.3.	Alternativa 3 (M1-A3).....	54
2.2.2.2.	Módulo 2.....	56
2.2.2.2.1.	Alternativa 1 (M2-A1).....	56
2.2.2.2.2.	Alternativa 2 (M2-A2).....	59
2.2.2.2.3.	Alternativa 3 (M2-A3).....	62
2.2.2.3.	Módulo 3.....	65
2.2.2.3.1.	Alternativa 1 (M3-A1).....	65
2.2.2.3.2.	Alternativa 2 (M3-A2).....	67
2.2.2.3.3.	Alternativa 3 (M3-A3).....	70
2.2.2.4.	Módulo 4.....	72
2.2.2.4.1.	Alternativa 1 (M4-A1).....	72
2.2.2.4.2.	Alternativa 2 (M4-A2).....	75
2.2.2.4.3.	Alternativa 3 (M4-A3).....	77



2.2.3.	EVALUACIÓN DE SOLUCIONES POR EL MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS .....	80
2.2.3.1.	Módulo 1 (M1) .....	81
2.2.3.2.	Módulo 2 (M2) .....	84
2.2.3.3.	Módulo 3 (M3) .....	87
2.2.3.4.	Módulo 4 (M4) .....	90
2.2.4.	DIAGRAMA MORFOLÓGICO .....	93
2.2.5.	PROTOTIPO SELECCIONADO .....	93
CAPÍTULO 3.	.....	95
DISEÑO MECÁNICO	.....	95
3.1.	DISEÑO MECÁNICO PRELIMINAR .....	95
3.1.1.	REQUERIMIENTOS LIMITADORES .....	95
3.1.2.	FUNCIONES CRÍTICAS .....	96
3.1.3.	PARÁMETROS CRÍTICOS .....	97
3.1.3.1.	Módulo 1 .....	97
3.1.3.2.	Módulo 2 .....	98
3.1.3.3.	Módulo 3 .....	98
3.1.3.4.	Módulo 4 .....	99
3.1.4.	CONDICIONES CRÍTICAS .....	99
3.1.5.	ESTABLECIMIENTO DE LAS CONDICIONES CRÍTICAS .....	101
3.1.5.1.	Módulo 1 .....	101
3.1.5.1.1.	Velocidad angular de las ruedas de arrastre ....	101
3.1.5.1.2.	Dimensionamiento de las poleas sincrónicas ...	102
3.1.5.1.3.	Torque máximo y torque efectivo del servomotor .....	104
3.1.5.1.4.	Selección de la banda sincrónica .....	122
3.1.5.1.5.	Dimensiones de sección de los ejes porta ruedas de arrastre para alimentación .....	125
3.1.5.1.6.	Fuerza para desplazar el tope de inicio de carrera .....	135
3.1.5.1.7.	Selección de los actuadores neumáticos que accionan el tope de inicio de carrera .....	139

3.1.5.1.8.	Fuerza para accionar el piñón y engrane rectos del sistema de acercamiento por rueda excéntrica .....	141
3.1.5.1.9.	Cargas sobre la estructura de soporte .....	147
3.1.5.2.	Módulo 2.....	152
3.1.5.2.1.	Velocidad angular de las cuchillas circulares ...	152
3.1.5.2.2.	Dimensionamiento de las poleas sincrónicas...	152
3.1.5.2.3.	Torque máximo y torque efectivo del servomotor .....	154
3.1.5.2.4.	Selección de la banda sincrónica .....	170
3.1.5.2.5.	Dimensiones de sección de los ejes porta cuchillas circulares para corte longitudinal .....	171
3.1.5.2.6.	Fuerza para accionar el piñón y engrane rectos del sistema de acercamiento por rueda excéntrica .....	181
3.1.5.2.7.	Cargas sobre la estructura de soporte .....	186
3.1.5.3.	Módulo 3.....	191
3.1.5.3.1.	Velocidad angular de los rodillos de arrastre....	191
3.1.5.3.2.	Dimensionamiento de las poleas sincrónicas...	191
3.1.5.3.3.	Torque máximo y torque efectivo del servomotor .....	193
3.1.5.3.4.	Selección de las bandas sincrónicas.....	204
3.1.5.3.5.	Dimensiones de sección de los ejes que soportan los rodillos de arrastre .....	208
3.1.5.3.6.	Dimensiones de sección de los ejes para la transmisión de movimiento en conjunto de los rodillos de arrastre de ingreso y salida .....	217
3.1.5.3.7.	Fuerza para desplazar verticalmente las cuchillas transversales .....	228
3.1.5.3.8.	Selección de los actuadores neumáticos que accionan las cuchillas transversales.....	235
3.1.5.3.9.	Dimensiones de los sujetadores roscados para soporte y regulación de las cuchillas transversales .....	237

3.1.5.3.10.	Número de pernos en los acoples de conexión de las cuchillas transversales .....	242
3.1.5.3.11.	Cargas sobre la estructura de soporte .....	246
3.1.5.4.	Módulo 4.....	252
3.1.5.4.1.	Velocidad angular de los rodillos que accionan la banda de transporte.....	252
3.1.5.4.2.	Dimensionamiento de las poleas sincrónicas ...	253
3.1.5.4.3.	Torque máximo y torque efectivo del servomotor .....	254
3.1.5.4.4.	Selección de la banda sincrónica .....	263
3.1.5.4.5.	Selección de la banda transportadora .....	265
3.1.5.4.6.	Dimensiones de sección del eje que soporta el rodillo móvil.....	268
3.1.5.4.7.	Dimensiones de sección de los ejes que accionan la banda transportadora .....	275
3.1.5.4.8.	Cargas sobre la estructura de soporte .....	285
3.1.6.	EVALUACIÓN DE PARÁMETROS .....	290
3.1.6.1.	Ejes .....	290
3.1.6.2.	Rodamientos .....	304
3.1.6.3.	Servomotores .....	307
3.1.6.4.	Poleas Sincrónicas .....	309
3.1.6.5.	Bandas Sincrónicas.....	311
3.1.6.6.	Banda Transportadora.....	312
3.1.6.7.	Actuadores neumáticos .....	314
3.1.6.8.	Uniones roscadas críticas .....	316
3.1.6.9.	Análisis de tensión de las cuchillas transversales .....	320
3.1.6.10.	Engranajes rectos .....	324
3.1.6.11.	Uniones por soldadura en las estructuras de soporte .....	327
3.2.	DISEÑO MECÁNICO PROVISIONAL.....	329
	CAPÍTULO 4. ....	330
	DISEÑO DEL CONTROL AUTOMÁTICO .....	330
4.1.	DISEÑO PRELIMINAR DEL CONTROL AUTOMÁTICO .....	330

4.1.1.	REQUERIMIENTOS LIMITADORES .....	330
4.1.2.	FUNCIONES CRÍTICAS .....	331
4.1.3.	PARÁMETROS CRÍTICOS .....	331
4.1.4.	CONDICIONES CRÍTICAS .....	332
4.1.5.	ESTABLECIMIENTO DE LAS CONDICIONES CRÍTICAS .....	333
4.1.5.1.	Entradas del PLC .....	336
4.1.5.2.	Salidas del PLC .....	337
4.1.5.3.	Especificación del PLC .....	338
4.1.5.4.	Especificación de elementos de entrada .....	340
4.1.5.5.1.	Pulsadores .....	341
4.1.5.5.2.	Barreras Réflex.....	343
4.1.5.5.3.	Captadores Magnéticos.....	345
4.1.5.5.4.	Encoders .....	347
4.1.5.5.5.	Potenciómetros.....	349
4.1.5.5.	Especificación de elementos de salida.....	351
4.1.5.5.1.	Electroválvulas .....	351
4.1.5.5.2.	Servocontroladores (Variadores de frecuencia).....	354
4.1.5.5.3.	Relés .....	356
4.1.5.5.4.	Pantallas (Displays) LCD.....	357
4.1.5.5.5.	Luces y Alarmas .....	358
4.2.	DISEÑO DEFINITIVO DEL CONTROL AUTOMÁTICO.....	361
4.2.1.	SECUENCIA DE LAS OPERACIONES DE CONTROL .....	361
4.2.2.	PROGRAMACIÓN DEL PLC .....	363
4.2.2.1.	Programación del PLC en el programa STEP 7-Micro/WIN .....	366
4.2.2.1.1.	Interpretación de la programación .....	375
CAPÍTULO 5. ....		380
SIMULACIÓN DEL PROGRAMA DE CONTROL AUTOMÁTICO .....		380
5.1.	SOFTWARE SIMULADOR DEL PLC .....	380
5.2.	PROCEDIMIENTO PREVIO A LA SIMULACIÓN .....	383
5.3.	SIMULACIÓN EN CURSO.....	387

5.3.1. CONTROL PRINCIPAL.....	387
5.3.2. SEÑALIZACIÓN Y SEGURIDAD .....	391
5.3.3. PANEL DE CONTROL .....	395
5.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN .....	398
5.4.1. CONTROL PRINCIPAL.....	398
5.4.2. SEÑALIZACIÓN Y SEGURIDAD .....	400
5.4.3. PANEL DE CONTROL .....	400
CAPÍTULO 6. ....	402
SIMULACIÓN DEL CIRCUITO NEUMÁTICO .....	402
6.1. SOFTWARE SIMULADOR DEL CIRCUITO NEUMÁTICO.....	402
6.2. COMPONENTES DEL CIRCUITO NEUMÁTICO .....	409
6.2.1. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES NEUMÁTICOS.....	415
6.3. PROGRAMACIÓN DEL MÓDULO DIGITAL .....	419
6.3.1. INTERPRETACIÓN DE LA PROGRAMACIÓN .....	419
6.4. PROCEDIMIENTO PREVIO A LA SIMULACIÓN .....	421
6.5. SIMULACIÓN EN CURSO.....	425
6.5.1. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO CONTINUO.....	425
6.5.2. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO TOTAL .....	431
6.6. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN .....	434
6.6.1. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO CONTINUO.....	434
6.6.2. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO TOTAL .....	434
CAPÍTULO 7. ....	436
PRESUPUESTO .....	436
7.1. COSTOS INVOLUCRADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DISEÑADA .....	436
7.1.1. COSTO DE MATERIALES.....	436
7.1.2. COSTOS DE FABRICACIÓN.....	449
7.1.3. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS .....	458
7.1.4. COSTOS DE INSTALACIÓN DEL CONTROL AUTOMÁTICO .....	466
7.1.5. COSTOS DE INSTALACIÓN DEL CIRCUITO NEUMÁTICO.....	468
7.1.6. COSTOS INDIRECTOS .....	469

7.2. PRESUPUESTO TOTAL DE LA MÁQUINA DISEÑADA .....	470
CAPÍTULO 8. ....	471
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	471
8.1. CONCLUSIONES .....	471
8.2. RECOMENDACIONES.....	472
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	473
ANEXOS .....	477
ANEXOS CAPÍTULO 3 .....	477
ANEXOS CAPÍTULO 4 .....	526
ANEXOS CAPÍTULO 7 .....	546
ANEXOS - PLANOS.....	563

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
<b>CAPÍTULO 1</b>	
<b>Figura 1.1.</b> Tipos de Cartón Corrugado .....	14
<b>Figura 1.2.</b> Calibre de las Láminas Corrugadas .....	14
<b>Figura 1.3.</b> Parámetros de un sistema control .....	21
<b>Figura 1.4.</b> Configuración Básica de un PLC .....	23
<b>Figura 1.5.</b> Estructura Interna de un PLC .....	25
<b>Figura 1.6.</b> Ejemplo de programación en lenguaje AWL .....	31
<b>Figura 1.7.</b> Ejemplo de programación en lenguaje KOP .....	32
<b>CAPÍTULO 2</b>	
<b>Figura 2.1.</b> Elementos básicos- Conversión de planchas de cartón .....	34
<b>Figura 2.2.</b> Sombreado en los bordes del cartón cortado .....	35
<b>Figura 2.3.</b> Simbología para análisis funcional .....	36
<b>Figura 2.4.</b> Representación de la función global de la máquina .....	37
<b>Figura 2.5.</b> Módulo 1 – Alternativa 1 .....	50
<b>Figura 2.6.</b> Módulo 1 – Alternativa 1: Identificación de componentes .....	50
<b>Figura 2.7.</b> Módulo 1 – Alternativa 2 .....	52
<b>Figura 2.8.</b> Módulo 1 – Alternativa 2: Identificación de componentes .....	52
<b>Figura 2.9.</b> Módulo 1 – Alternativa 3 .....	54
<b>Figura 2.10.</b> Módulo 1 – Alternativa 3: Identificación de componentes .....	55
<b>Figura 2.11.</b> Módulo 2 – Alternativa 1 .....	57
<b>Figura 2.12.</b> Módulo 2 – Alternativa 1: Identificación de componentes .....	57
<b>Figura 2.13.</b> Módulo 2 – Alternativa 1: Cuchilla circular .....	58
<b>Figura 2.14.</b> Módulo 2 – Alternativa 2 .....	60
<b>Figura 2.15.</b> Módulo 2 – Alternativa 2: Identificación de componentes .....	60
<b>Figura 2.16.</b> Módulo 2 – Alternativa 2: Troquel rotativo .....	61
<b>Figura 2.17.</b> Módulo 2 – Alternativa 3 .....	63
<b>Figura 2.18.</b> Módulo 2 – Alternativa 3: Identificación de componentes .....	63
<b>Figura 2.19.</b> Módulo 2 – Alternativa 3: A. Cuchilla CP, B. Cuchilla CBH .....	64
<b>Figura 2.20.</b> Módulo 3 – Alternativa 1 .....	66
<b>Figura 2.21.</b> Módulo 3 – Alternativa 1: Identificación de componentes .....	66
<b>Figura 2.22.</b> Módulo 3 – Alternativa 2 .....	68
<b>Figura 2.23.</b> Módulo 3 – Alternativa 2: Identificación de componentes .....	69
<b>Figura 2.24.</b> Módulo 3 – Alternativa 3 .....	71
<b>Figura 2.25.</b> Módulo 3 – Alternativa 3: Identificación de componentes .....	71

<b>Figura 2.26.</b> Módulo 4 – Alternativa 1 .....	73
<b>Figura 2.27.</b> Módulo 4 – Alternativa 1: Identificación de componentes.....	74
<b>Figura 2.28.</b> Módulo 4 – Alternativa 2.....	76
<b>Figura 2.29.</b> Módulo 4 – Alternativa 2: Identificación de componentes.....	76
<b>Figura 2.30.</b> Módulo 4 – Alternativa 3.....	78
<b>Figura 2.31.</b> Módulo 4 – Alternativa 3: Identificación de componentes.....	79
<b>Figura 2.32.</b> Prototipo Seleccionado.....	94
<b>Figura 2.33.</b> Prototipo Seleccionado – Identificación de Módulos .....	94

### CAPÍTULO 3

<b>Figura 3.1.1.</b> Módulo 1– Identificación de elementos del sistema de transmisión de movimiento.....	102
<b>Figura 3.1.2.</b> Rueda de arrastre: vista frontal y vista lateral.....	106
<b>Figura 3.1.3.</b> M1- Identificación de subcomponentes: A) Rodillo loco de arrastre, B) Rodillo motriz de arrastre.....	107
<b>Figura 3.1.4.</b> Esquema de arrastre de las plancha de cartón .....	109
<b>Figura 3.1.5.</b> M1– Diagramas del cuerpo libre de elementos involucrados en el arrastre de las planchas de cartón. ....	110
<b>Figura 3.1.6.</b> A) Superficies deslizantes relativas a la plancha de cartón. B) Superficie C de contacto entre las ruedas de arrastre y la plancha de cartón.....	112
<b>Figura 3.1.7.</b> Perfil de avance para el servomotor .....	120
<b>Figura 3.1.8.</b> M1– A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida.....	125
<b>Figura 3.1.9.</b> M1– Diagrama de cuerpo libre del eje porta ruedas de arrastre inferior .....	128
<b>Figura 3.1.10.</b> M1–Diagrama de cuerpo libre del eje porta ruedas de arrastre superior .....	129
<b>Figura 3.1.11.</b> M1– Diagrama de cortante para el eje porta ruedas de arrastre inferior .....	130
<b>Figura 3.1.12.</b> M1– Diagrama de momento flector para el eje porta ruedas de arrastre inferior .....	130
<b>Figura 3.1.13.</b> M1– Diagrama de ángulo de flexión para el eje porta ruedas de arrastre inferior.....	131
<b>Figura 3.1.14.</b> M1– Diagrama de deflexión para el eje porta ruedas de arrastre inferior. ....	131
<b>Figura 3.1.15.</b> M1– Diagrama de cortante para el eje porta ruedas de arrastre superior. ....	132



<b>Figura 3.1.16.</b> M1– Diagrama de momento flector para el eje porta ruedas de arrastre superior. ....	132
<b>Figura 3.1.17.</b> M1– Diagrama de ángulo de flexión para el eje porta ruedas de arrastre superior. ....	133
<b>Figura 3.1.18.</b> M1– Diagrama de deflexión para el eje porta ruedas de arrastre superior. ....	133
<b>Figura 3.1.19.</b> M1– Identificación de las piezas que componen el tope de inicio de carrera. ....	135
<b>Figura 3.1.20.</b> M1– Diagrama de cuerpo libre del tope de inicio de carrera. ....	136
<b>Figura 3.1.21.</b> M1– Identificación del sistema de acercamiento por rueda excéntrica. ....	141
<b>Figura 3.1.22.</b> M1– Diagrama de cuerpo libre del piñón y el engrane del sistema de acercamiento por rueda excéntrica. ....	142
<b>Figura 3.1.23.</b> M1– Identificación estructura de soporte. ....	148
<b>Figura 3.1.24.</b> M1– Estructura de soporte – Tensión de Von Mises. ....	150
<b>Figura 3.1.25.</b> M1– Estructura de soporte – Desplazamiento. ....	150
<b>Figura 3.1.26.</b> M1– Estructura de soporte – Coeficiente de seguridad. ....	151
<b>Figura 3.2.1.</b> Módulo 2– Identificación de elementos del sistema de transmisión de movimiento. ....	154
<b>Figura 3.2.2.</b> M2- Identificación de subcomponentes: A) Rodillo de corte superior, B) Rodillo de corte inferior. ....	155
<b>Figura 3.2.3.</b> M2- Esquema de corte longitudinal de las planchas de cartón. ....	157
<b>Figura 3.2.4.</b> M2- Diagrama de cuerpo libre de las cuchillas circulares. ....	158
<b>Figura 3.2.5.</b> M2– A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama de cuerpo libre de la polea conducida superior. C) Diagrama de cuerpo libre de la polea conducida inferior. ....	172
<b>Figura 3.2.6.</b> M2– Diagrama del cuerpo libre del eje inferior porta cuchillas. ....	174
<b>Figura 3.2.7.</b> M1– Diagrama del cuerpo libre del eje superior porta cuchillas. ....	175
<b>Figura 3.2.8.</b> M2– Diagrama de cortante para el eje inferior porta cuchillas. ....	176
<b>Figura 3.2.9.</b> M2– Diagrama de momento flector - Eje inferior porta cuchillas. ....	176
<b>Figura 3.2.10.</b> M2– Diagrama de ángulo de flexión - Eje inferior porta cuchillas. ....	177
<b>Figura 3.2.11.</b> M2– Diagrama de deflexión - Eje inferior porta cuchillas. ....	177
<b>Figura 3.2.12.</b> M2– Diagrama de cortante - Eje superior porta cuchillas. ....	178
<b>Figura 3.2.13.</b> M2– Diagrama de momento flector - Eje superior porta cuchillas. ..	178
<b>Figura 3.2.14.</b> M2– Diagrama de ángulo de flexión - Eje superior porta cuchillas. .	179
<b>Figura 3.2.15.</b> M2– Diagrama de deflexión para el eje superior porta cuchillas. ....	179
<b>Figura 3.2.16.</b> M2– Identificación Sistema de acercamiento por rueda excéntrica. ....	181
<b>Figura 3.2.17.</b> M2– Diagrama de cuerpo libre del piñón y el engrane del sistema de acercamiento por rueda excéntrica. ....	182
<b>Figura 3.2.18.</b> M2– Identificación estructura de soporte. ....	187

<b>Figura 3.2.19.</b> M2– Estructura de soporte – Tensión de Von Mises .....	189
<b>Figura 3.2.20.</b> M2– Estructura de soporte – Desplazamiento.....	189
<b>Figura 3.2.21.</b> M2– Estructura de soporte – Coeficiente de seguridad.....	190
<b>Figura 3.3.1.</b> Módulo 3– Identificación de elementos del sistema de transmisión de movimiento.....	193
<b>Figura 3.3.2.</b> M3- Identificación de subcomponentes: A) Rodillo de arrastre superior, B) Rodillo de arrastre inferior.....	194
<b>Figura 3.3.3.</b> M3– Diagramas del cuerpo libre de elementos involucrados en el arrastre de las planchas de cartón. ....	197
<b>Figura 3.3.4.</b> M3– A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 4. C) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 5. ....	208
<b>Figura 3.3.5.</b> M3– Diagrama de cuerpo libre del eje que porta el rodillo inferior.....	211
<b>Figura 3.3.6.</b> M3– Diagrama de cuerpo libre del eje que porta el rodillo superior...	211
<b>Figura 3.3.7.</b> M3– Diagrama de cortante para los ejes que portan los rodillos inferiores de arrastre. ....	212
<b>Figura 3.3.8.</b> M3– Diagrama de momento flector para los ejes que portan los rodillos inferiores de arrastre.....	213
<b>Figura 3.3.9.</b> M3– Diagrama de ángulo de flexión para los ejes que portan los rodillos inferiores de arrastre.....	213
<b>Figura 3.3.10.</b> M3– Diagrama de deflexión para los ejes que portan los rodillos inferiores de arrastre. ....	214
<b>Figura 3.3.11.</b> M3– Diagrama de cortante para los ejes que portan los rodillos superiores de arrastre. ....	214
<b>Figura 3.3.12.</b> M3– Diagrama de momento flector para los ejes que portan los rodillos superiores de arrastre.....	215
<b>Figura 3.3.13.</b> M3– Diagrama de ángulo de flexión para los ejes que portan los rodillos superiores de arrastre.....	215
<b>Figura 3.3.14.</b> M3– Diagrama de deflexión para los ejes que portan los rodillos superiores de arrastre. ....	216
<b>Figura 3.3.15.</b> M3– A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 2. C) Diagrama del cuerpo libre de la polea motriz. ....	218
<b>Figura 3.3.16.</b> M3–A) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 3. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 1.....	220
<b>Figura 3.3.17.</b> M3– Diagrama del cuerpo libre del eje T1.....	222
<b>Figura 3.3.18.</b> M3– Diagrama del cuerpo libre del eje T2.....	222
<b>Figura 3.3.19.</b> M3– Diagrama de cortante para el eje T1. ....	223
<b>Figura 3.3.20.</b> M3– Diagrama de momento flector para el eje T1.....	224
<b>Figura 3.3.21.</b> M3– Diagrama de ángulo de flexión para el eje T1. ....	224

<b>Figura 3.3.22.</b> M3– Diagrama de deflexión para el eje T1 .....	225
<b>Figura 3.3.23.</b> M3– Diagrama de cortante para el eje T2. ....	225
<b>Figura 3.3.24.</b> M3– Diagrama de momento flector para el eje T2.....	226
<b>Figura 3.3.25.</b> M3– Diagrama de ángulo de flexión para el eje T2. ....	226
<b>Figura 3.3.26.</b> M3– Diagrama de deflexión para el eje T2.....	227
<b>Figura 3.3.27.</b> M3– Identificación de partes - Cuchilla transversal inferior. ....	229
<b>Figura 3.3.28.</b> M3– Identificación de partes - Cuchilla transversal superior. ....	229
<b>Figura 3.3.29.</b> M3– Diagrama de cuerpo libre del conjunto de la cuchilla transversal inferior.....	231
<b>Figura 3.3.30.</b> M3– Diagrama de cuerpo libre del conjunto de la cuchilla transversal superior.....	231
<b>Figura 3.3.31.</b> M3– Diagrama de cuerpo libre del sujetador roscado de la cuchilla transversal inferior.....	238
<b>Figura 3.3.32.</b> M3– Detalle de las uniones por pernos .....	243
<b>Figura 3.3.33.</b> M3– Identificación estructura de soporte.....	246
<b>Figura 3.3.34.</b> M3– Estructura de soporte – Tensión de Von Mises.....	250
<b>Figura 3.3.35.</b> M3– Estructura de soporte – Desplazamiento.....	250
<b>Figura 3.3.36.</b> M1– Estructura de soporte – Coeficiente de seguridad.....	251
<b>Figura 3.4.1.</b> Módulo 4– Identificación de elementos del sistema de transmisión de movimiento.....	253
<b>Figura 3.4.2.</b> M4- Identificación general de subcomponentes de los rodillos. ....	254
<b>Figura 3.4.3.</b> M4– Diagramas del cuerpo libre de elementos involucrados en la recepción y recogida de los segmentos por banda transportadora....	268
<b>Figura 3.4.4.</b> M4– Diagrama del cuerpo libre del eje que porta el rodillo móvil. ....	271
<b>Figura 3.4.5.</b> M4– Diagrama de cortante para el eje que soporta el rodillo móvil..	272
<b>Figura 3.4.6.</b> M4– Diagrama de momento flector para el eje que soporta el rodillo móvil. ....	272
<b>Figura 3.4.7.</b> M4– Diagrama de ángulo de flexión para el eje que soporta el rodillo móvil.....	273
<b>Figura 3.4.8.</b> M4– Diagrama de deflexión para el eje que soporta el rodillo móvil..	273
<b>Figura 3.4.9.</b> M4– A) Esquema banda transportadora. B) Diagrama de cuerpo libre del rodillo motriz de la banda.....	275
<b>Figura 3.4.10.</b> M4– A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida.....	277
<b>Figura 3.4.11.</b> M4– Diagrama del cuerpo libre del eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora. ....	278
<b>Figura 3.4.12.</b> M4– Diagrama del cuerpo libre del eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora. ....	279
<b>Figura 3.4.13.</b> M4– Diagrama de cortante para el eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora.....	280

<b>Figura 3.4.14.</b> M4– Diagrama de momento flector para el eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora. ....	280
<b>Figura 3.4.15.</b> M4– Diagrama de ángulo de flexión para el eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora. ....	281
<b>Figura 3.4.16.</b> M4– Diagrama de deflexión para el eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora. ....	281
<b>Figura 3.4.17.</b> M4– Diagrama de cortante para el eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora. ....	282
<b>Figura 3.4.18.</b> M4– Diagrama de momento flector para el eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora. ....	282
<b>Figura 3.4.19.</b> M4– Diagrama de ángulo de flexión para el eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora. ....	283
<b>Figura 3.4.20.</b> M4– Diagrama de deflexión para el eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora. ....	283
<b>Figura 3.4.21.</b> M4– Identificación estructura de soporte.....	285
<b>Figura 3.4.22.</b> M4– Estructura de soporte – Tensión de Von Mises.....	288
<b>Figura 3.4.23.</b> M4– Estructura de soporte – Desplazamiento.....	288
<b>Figura 3.4.24.</b> M4– Estructura de soporte – Coeficiente de seguridad.....	289
<b>Figura 3.E.1.</b> Cuchilla Transversal Superior - Tensión de Von Mises.....	321
<b>Figura 3.E.2.</b> Cuchilla Transversal Superior - Desplazamiento .....	321
<b>Figura 3.E.3.</b> Cuchilla Transversal Superior - Coeficiente de seguridad .....	322
<b>Figura 3.E.4.</b> Cuchilla Transversal Inferior - Tensión de Von Mises .....	322
<b>Figura 3.E.5.</b> Cuchilla Transversal Inferior - Desplazamiento.....	323
<b>Figura 3.E.6.</b> Cuchilla Transversal Superior - Coeficiente de Seguridad.....	323
<b>Figura 3.E.7.</b> Uniones por soldadura comunes a todas las estructuras.....	327
<b>Figura 3.E.8.</b> Uniones por soldadura - Configuración de soldaduras a tope .....	328

## CAPÍTULO 4

<b>Figura 4.1.</b> PC_SIMU - Interfase de Trabajo .....	333
<b>Figura 4.2.</b> Representación PC_SIMU - Control Principal .....	334
<b>Figura 4.3.</b> Representación PC_SIMU - Señalización y Seguridad .....	335
<b>Figura 4.4.</b> Representación PC_SIMU - Panel de Control.....	335
<b>Figura 4.5.</b> PLC SIMATIC S7-200 CPU 224.....	339
<b>Figura 4.6.</b> Configuración de un Pulsador .....	341
<b>Figura 4.7.</b> Pulsador SIEMENS-SIRIUS .....	342
<b>Figura 4.8.</b> Funcionamiento Barrera Réflex.....	343
<b>Figura 4.9.</b> Barrera Réflex SICK WL12G.....	344
<b>Figura 4.10.</b> Captadores Magnéticos/Cilindros neumáticos: a) Desactivado b) Activado .....	345

<b>Figura 4.11.</b> Captador Magnético FESTO-SME-8M .....	346
<b>Figura 4.12.</b> Configuración – Encoder .....	347
<b>Figura 4.13.</b> Encoder EPC - TR1 .....	348
<b>Figura 4.14.</b> Configuración - Potenciómetro de cursor giratorio .....	349
<b>Figura 4.15.</b> Potenciómetro HOHNER POT10.....	350
<b>Figura 4.16.</b> Potenciómetro Lineal CELESCO MLP-100 .....	351
<b>Figura 4.17.</b> Electroválvula biestable de 5/2 vías: a) Símbolo, b) Esquematación de posiciones. ....	352
<b>Figura 4.18.</b> Electroválvula FESTO VUVG – L10 – B52 –RT – M5 .....	353
<b>Figura 4.19.</b> Electroválvula FESTO CPE24 - M1H - 5JS - 3/8.....	353
<b>Figura 4.20.</b> Control de servomotores .....	354
<b>Figura 4.21.</b> Servocontroladores SELEMA - Serie ECO.....	355
<b>Figura 4.22.</b> Relé SIEMENS SIRIUS LZX: MT321024 .....	356
<b>Figura 4.23.</b> Display SIEMENS 6ES7272-0AA30-0YA1 .....	357
<b>Figura 4.24.</b> Luz Piloto SIEMENS-SIRIUS .....	359
<b>Figura 4.25.</b> Alarma – Sirena WERMA .....	360
<b>Figura 4.26.</b> Software STEP 7 - Micro/WIN - Interfaz de usuario .....	364
<b>Figura 4.27.</b> Editor KOP - Formas básicas de los símbolos gráficos.....	365

## CAPÍTULO 5

<b>Figura 5.1.</b> S7_200 - Interfase de Trabajo.....	381
<b>Figura 5.2.</b> S7_200 - Interfase de Trabajo (Continuación).....	381
<b>Figura 5.3.</b> S7_200 - Selección del CPU .....	382
<b>Figura 5.4.</b> S7_200 - Configuración de Módulos de expansión .....	383
<b>Figura 5.5.</b> S7_200 - Información de CPU y módulos seleccionados.....	384
<b>Figura 5.6.</b> S7_200 - Configuración del PLC .....	384
<b>Figura 5.7.</b> STEP 7 - Micro/WIN - Procedimiento previo a la simulación.....	385
<b>Figura 5.8.</b> S7_200 - Procedimiento previo a la simulación.....	386
<b>Figura 5.9.</b> PC_SIMU - Procedimiento previo a la simulación en curso .....	387
<b>Figura 5.10.</b> Simulación - Inicio del ciclo de trabajo / Regulación de parámetros... 388	
<b>Figura 5.11.</b> Simulación - Posicionamiento de la plancha de trabajo .....	388
<b>Figura 5.12.</b> Simulación - Accionamiento de los servomotores .....	389
<b>Figura 5.13.</b> Simulación - Accionamiento de las cuchillas transversales.....	389
<b>Figura 5.14.</b> Simulación - Desactivación del servomotor del módulo 1 .....	390
<b>Figura 5.15.</b> Simulación - Alimentación consecutiva .....	390
<b>Figura 5.16.</b> Simulación - Interrupción del ciclo de trabajo .....	391
<b>Figura 5.17.</b> Simulación - Encendido de la luz amarilla / Inicio del ciclo de trabajo 392	
<b>Figura 5.18.</b> Simulación - Encendido de la luz verde al inicio del ciclo de trabajo .. 392	
<b>Figura 5.19.</b> Simulación - Encendido de la luz roja.....	393

<b>Figura 5.20.</b> Simulación - Encendido de la luz roja y la luz amarilla .....	393
<b>Figura 5.21.</b> Simulación - Encendido de la luz roja y la luz verde.....	394
<b>Figura 5.22.</b> Simulación - Apagado de la luz roja / Interrupción ciclo de trabajo ....	394
<b>Figura 5.23.</b> Simulación - Activación de la alarma y paro total de la máquina.....	395
<b>Figura 5.24.</b> Simulación - Encendido con el pulsador MASTER ON .....	396
<b>Figura 5.25.</b> Simulación - Regulación Simultánea de la velocidad .....	396
<b>Figura 5.26.</b> Simulación - Regulación de la longitud de corte.....	397
<b>Figura 5.27.</b> Simulación - Paro total de la máquina / pulsador MASTER OFF .....	397
<b>Figura 5.28.</b> Simulación - Accionamiento con el pulsador AJUSTES .....	398

## CAPÍTULO 6

<b>Figura 6.1.</b> FluidSIM 3 Neumática - Interfaz de Usuario.....	403
<b>Figura 6.2.</b> FluidSIM - Representación del Módulo Digital.....	404
<b>Figura 6.3.</b> FluidSIM - Configuración estándar / Parte interna del módulo digital. ..	405
<b>Figura 6.4.</b> FluidSIM - Representación del bloque lógico AND.....	406
<b>Figura 6. 5.</b> FluidSIM - Representación del bloque lógico XOR.....	407
<b>Figura 6.6.</b> FluidSIM - Representación del bloque lógico RS. ....	407
<b>Figura 6.7.</b> FluidSIM - Representación del bloque lógico Temporizador. ....	408
<b>Figura 6.8.</b> FluidSIM - Representación del bloque lógico Trg.....	408
<b>Figura 6.9.</b> FluidSIM - Representación del bloque de nivel lógico Hi y Lo.....	408
<b>Figura 6.10.</b> Representación FluidSIM - Circuito Neumático Completo.....	410
<b>Figura 6.11.</b> Representación FluidSIM - Ciclo de Funcionamiento Continuo .....	411
<b>Figura 6.12.</b> Representación FluidSIM - Ciclo de Funcionamiento Total.....	411
<b>Figura 6.13.</b> FluidSIM – Identificación / Representación Elementos Neumáticos... ..	413
<b>Figura 6.14.</b> FluidSIM - Identificación / Representación Elementos de Control .....	414
<b>Figura 6.15.</b> Cilindro de doble efecto.....	415
<b>Figura 6.16.</b> Válvula antirretorno estranguladora.....	416
<b>Figura 6.17.</b> Unidad de mantenimiento.....	416
<b>Figura 6.18.</b> Fuente de alimentación de aire comprimido.....	417
<b>Figura 6.19.</b> FluidSIM - Programación en el interior del módulo digital .....	419
<b>Figura 6. 20.</b> Procedimiento previo a la simulación - Primer paso.....	421
<b>Figura 6.21.</b> Procedimiento previo a la simulación - Segundo paso .....	422
<b>Figura 6.22.</b> FluidSIM - Diagrama de Estado.....	423
<b>Figura 6.23.</b> FluidSIM - Listado de elementos / Circuito Neumático Completo.....	424
<b>Figura 6.24.</b> Simulación-Ciclo continuo / Registro .....	425
<b>Figura 6.25.</b> Simulación-Ciclo continuo / Posicionamiento actuadores .....	426
<b>Figura 6.26.</b> Simulación-Ciclo continuo / Posicionamiento de la plancha de cartón	426
<b>Figura 6.27.</b> Simulación-Ciclo continuo / Ascenso del tope inicial de carrera.....	427
<b>Figura 6.28.</b> Simulación-Ciclo continuo / Avance de la plancha de cartón. ....	427

<b>Figura 6.29.</b> Simulación-Ciclo continuo / Parada e inicio de corte transversal. ....	428
<b>Figura 6. 30.</b> Simulación-Ciclo continuo / Parada e inicio de corte transversal. ....	428
<b>Figura 6.31.</b> Simulación-Ciclo continuo / Reinicio del avance .....	429
<b>Figura 6.32.</b> Simulación-Ciclo continuo / Segundo corte transversal.....	429
<b>Figura 6.33.</b> Simulación-Ciclo continuo / Reinicio total del ciclo continuo. ....	430
<b>Figura 6.34.</b> Simulación-Ciclo continuo / Diagrama de Pasos Resultante.....	430
<b>Figura 6.35.</b> Simulación-Ciclo Total / Inicio del ciclo de ajuste. ....	431
<b>Figura 6.36.</b> Simulación-Ciclo Total / Fin del ciclo de ajuste .....	432
<b>Figura 6.37.</b> Simulación-Ciclo de ajuste / Inicio del ciclo continuo.....	432
<b>Figura 6.38.</b> Simulación-Ciclo de ajuste / Continuación del ciclo principal. ....	433
<b>Figura 6.39.</b> Simulación-Ciclo de ajuste / Diagrama de Pasos Resultante.....	433

## ÍNDICE DE TABLAS

Pág.

### CAPÍTULO 1

<b>Tabla 1.1.</b> Identificador nemotécnico de cada área de la memoria de un PLC.....	26
---	----

### CAPÍTULO 2

<b>Tabla 2. 1.</b> Módulos de la máquina .....	38
<b>Tabla 2.2.</b> Lista de demandas del usuario .....	39
<b>Tabla 2.3.</b> Especificaciones del producto de la competencia líder en el mercado ....	41
<b>Tabla 2.4.</b> Valoración resultante del análisis de la competencia.....	42
<b>Tabla 2.5.</b> Lista de características técnicas .....	43
<b>Tabla 2.6.</b> Valoración de las correlaciones .....	44
<b>Tabla 2. 7.</b> Incidencia de las características técnicas .....	45
<b>Tabla 2. 8.</b> Correlaciones de compromisos técnicos.....	46
<b>Tabla 2.9.</b> Lista de referencia de especificación .....	47
<b>Tabla 2. 10.</b> Documento de Especificación.....	48
<b>Tabla 2.11.</b> Módulo 1 – Evaluación del peso específico de cada criterio .....	81
<b>Tabla 2.12.</b> M1– Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad. ....	82
<b>Tabla 2.13.</b> M1 – Evaluación del peso específico del criterio regulación. ....	82
<b>Tabla 2.14.</b> M1– Evaluación del peso específico del criterio volumen. ....	82
<b>Tabla 2.15.</b> M1– Evaluación del peso específico del criterio automatización.....	83
<b>Tabla 2.16.</b> M1– Evaluación del peso específico del criterio precio.....	83
<b>Tabla 2.17.</b> M1 –Resultados .....	83
<b>Tabla 2.18.</b> Módulo 2 – Evaluación del peso específico de cada criterio .....	84
<b>Tabla 2.19.</b> M2– Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad. ....	85
<b>Tabla 2.20.</b> M2 – Evaluación del peso específico del criterio regulación. ....	85
<b>Tabla 2.21.</b> M2– Evaluación del peso específico del criterio montaje. ....	85
<b>Tabla 2.22.</b> M2– Evaluación del peso específico del criterio automatización.....	86
<b>Tabla 2.23.</b> M2– Evaluación del peso específico del criterio precio.....	86
<b>Tabla 2.24.</b> M2 –Resultados .....	86
<b>Tabla 2.25.</b> Módulo 3 – Evaluación del peso específico de cada criterio .....	87
<b>Tabla 2.26.</b> M3– Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad. ....	88
<b>Tabla 2.27.</b> M3 – Evaluación del peso específico del criterio regulación. ....	88
<b>Tabla 2.28.</b> M3– Evaluación del peso específico del criterio montaje. ....	88
<b>Tabla 2.29.</b> M3– Evaluación del peso específico del criterio automatización.....	89
<b>Tabla 2.30.</b> M3– Evaluación del peso específico del criterio precio.....	89



<b>Tabla 2.31.</b> M3 –Resultados .....	89
<b>Tabla 2.32.</b> Módulo 4 – Evaluación del peso específico de cada criterio .....	90
<b>Tabla 2.33.</b> M4– Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad. ....	91
<b>Tabla 2.34.</b> M4 – Evaluación del peso específico del criterio operación.....	91
<b>Tabla 2.35.</b> M4– Evaluación del peso específico del criterio volumen. ....	91
<b>Tabla 2.36.</b> M4– Evaluación del peso específico del criterio automatización.....	92
<b>Tabla 2.37.</b> M4– Evaluación del peso específico del criterio precio.....	92
<b>Tabla 2.38.</b> M4 –Resultados .....	92
<b>Tabla 2.39.</b> Matriz Morfológica .....	93

### CAPÍTULO 3

<b>Tabla 3.1.1.</b> M1-Resultados de cálculo de momento de inercia.....	107
<b>Tabla 3.1.2.</b> Coeficientes de fricción por rodadura.....	111
<b>Tabla 3.1.3.</b> M1-Resultados de cálculos para ejes porta ruedas de arrastre .....	134
<b>Tabla 3.1.4.</b> M1-Dimensionamiento de ejes porta ruedas de arrastre .....	134
<b>Tabla 3.1.5.</b> M1-Especificación piezas del tope de inicio de carrera.....	136
<b>Tabla 3.1.6.</b> M1-Reacción en los soportes de los ejes.....	147
<b>Tabla 3.1.7.</b> M1-Cargas muertas – Marco estructural izquierdo .....	148
<b>Tabla 3.1.8.</b> M1-Cargas muertas – Marco estructural derecho .....	149
<b>Tabla 3.1.9.</b> M1- Cargas Totales – Estructura Soporte .....	149
<b>Tabla 3.1.10.</b> M1- Estructura de Soporte / Resultados Análisis estático.....	151
<b>Tabla 3.2.1.</b> M2-Resultados de cálculo de momento de inercia.....	155
<b>Tabla 3.2.2.</b> M2-Resultados de cálculos para ejes porta cuchillas circulares. ....	180
<b>Tabla 3.2.3.</b> M2-Dimensionamiento de ejes porta cuchillas circulares.....	180
<b>Tabla 3.2.4.</b> M2-Reacción en los soportes de los ejes.....	186
<b>Tabla 3.2.5.</b> M2-Cargas muertas – Marco estructural izquierdo .....	187
<b>Tabla 3.2.6.</b> M2-Cargas muertas – Marco estructural derecho .....	188
<b>Tabla 3.2.7.</b> M2- Cargas Totales – Estructura Soporte .....	188
<b>Tabla 3.2.8.</b> M2- Estructura de Soporte / Resultados Análisis estático.....	190
<b>Tabla 3.3.1.</b> M3-Resultados de cálculo de momento de inercia.....	194
<b>Tabla 3.3.2.</b> M3-Resultados de cálculos Ejes que portan los rodillos de arrastre. .	216
<b>Tabla 3.3.3.</b> M3-Dimensionamiento de ejes que portan los rodillos de arrastre.....	217
<b>Tabla 3.3.4.</b> M3-Resultados de cálculos para los ejes T1 y T2.....	227
<b>Tabla 3.3.5.</b> M3-Dimensionamiento de ejes T1 y T2.....	228
<b>Tabla 3.3.6.</b> M3-Especificación de componentes - Cuchillas transversales.....	230
<b>Tabla 3.3.7.</b> M3-Dimensionamiento de sujetadores roscados. ....	237
<b>Tabla 3.3.8.</b> M3 – Datos para el cálculo del número de pernos en los acoples de conexión de las cuchillas transversales .....	243
<b>Tabla 3.3.9.</b> M1-Reacción en los soportes de los ejes.....	247

<b>Tabla 3.3.10.</b> M3-Cargas muertas – Marco estructural frontal .....	247
<b>Tabla 3.3.11.</b> M3-Cargas muertas – Marco estructural posterior .....	247
<b>Tabla 3.3.12.</b> M3-Cargas muertas – Marco estructural izquierdo/derecho .....	248
<b>Tabla 3.3.13.</b> M3- Cargas Totales I – Estructura Soporte .....	248
<b>Tabla 3.3.14.</b> M3- Cargas Totales II – Estructura Soporte .....	249
<b>Tabla 3.3.15.</b> M3- Estructura de Soporte / Resultados Análisis estático.....	251
<b>Tabla 3.4.1.</b> M4-Resultados de cálculo de momento de inercia.....	255
<b>Tabla 3.4.2.</b> M4-Resultados de cálculos para el eje que soporta el rodillo móvil. ...	274
<b>Tabla 3.4.3.</b> M4-Dimensionamiento del eje que soporta el rodillo móvil. ....	274
<b>Tabla 3.4.4.</b> M4-Resultados de cálculos para los ejes que accionan la banda transportadora.....	284
<b>Tabla 3.4.5.</b> M4-Dimensionamiento de los ejes que accionan la banda transportadora.....	284
<b>Tabla 3.4.6.</b> M4-Reacción en los soportes de los ejes.....	286
<b>Tabla 3.4.7.</b> M3-Cargas muertas – Marco estructural izquierdo/derecho .....	286
<b>Tabla 3.4.8.</b> M2- Cargas Totales – Estructura Soporte.....	287
<b>Tabla 3.4.9.</b> M4- Estructura de Soporte / Resultados Análisis estático.....	289
<b>Tabla 3.E. 1.</b> Ejes / Primera aproximación / Características y Factores Comunes.....	296
<b>Tabla 3.E.2.</b> Ejes / Primera aproximación / Características y Factores Individuales .....	297
<b>Tabla 3.E.3.</b> Ejes / Primera aproximación - Resultados Factores de seguridad .....	297
<b>Tabla 3.E.4.</b> Ejes / Primera aproximación - Pendiente máxima en la sección de los rodamientos.....	298
<b>Tabla 3.E.5.</b> Ejes / Primera aproximación - Deflexión Máxima .....	299
<b>Tabla 3.E.6.</b> Ejes / Primera aproximación - Reconfiguración geométrica .....	300
<b>Tabla 3.E.7.</b> Ejes / Segunda aproximación - Características y Factores Comunes.....	301
<b>Tabla 3.E.8.</b> Ejes / Segunda aproximación - Características y Factores Individuales .....	302
<b>Tabla 3.E.9.</b> Ejes / Segunda aproximación - Resultados Factores de seguridad....	302
<b>Tabla 3.E.10.</b> Ejes / Segunda aproximación - Pendiente máxima en la sección de los rodamientos.....	302
<b>Tabla 3.E.11.</b> Ejes / Segunda aproximación - Deflexión Máxima.....	303
<b>Tabla 3.E.12.</b> Evaluación de la preselección de rodamientos para cada módulo. ..	305
<b>Tabla 3.E.13.</b> Rodamientos seleccionados para cada módulo. ....	305
<b>Tabla 3.E.14.</b> Rodamientos secundarios seleccionados para cada módulo. ....	306
<b>Tabla 3.E. 15.</b> Servomotores - Validación de la selección .....	308
<b>Tabla 3.E.16.</b> Servomotores - Datos Generales de la selección.....	308
<b>Tabla 3.E.17.</b> Poleas Sincrónicas - Parámetros de selección.....	310

<b>Tabla 3.E.18.</b> Poleas Sincrónicas - Datos de selección .....	310
<b>Tabla 3.E.19.</b> Bandas Sincrónicas - Resultados Factor de servicio resultante .....	312
<b>Tabla 3.E.20.</b> Banda Transportadora - Datos de la Selección .....	313
<b>Tabla 3.E.21.</b> Actuadores Neumáticos - Diámetro crítico / sección del vástago .....	315
<b>Tabla 3.E.22.</b> Actuadores Neumáticos - Datos de la selección.....	315
<b>Tabla 3.E. 23.</b> Sujetadores Roscados - Datos de diseño.....	317
<b>Tabla 3.E.24.</b> Sujetadores Roscados - Factores de diseño .....	317
<b>Tabla 3.E.25.</b> Sujetadores Roscados - Variación de la configuración geométrica ..	319
<b>Tabla 3.E.26.</b> Sujetadores Roscados - Variación de las propiedades del material .	319
<b>Tabla 3.E.27.</b> Cuchillas Transversales - Resultados del Análisis de Tensión .....	324
<b>Tabla 3.E.28.</b> Engranajes Rectos - Datos para diseño .....	325
<b>Tabla 3.E.30.</b> Engranajes rectos - Factores de Diseño.....	326
<b>Tabla 3.E.32.</b> Engranajes Rectos - Resultados de compatibilidad de diseño .....	327
<b>Tabla 3.E.33.</b> Uniones por soldadura - Configuración de juntas a tope .....	329

#### **CAPÍTULO 4**

<b>Tabla 4.1.</b> Entradas Digitales .....	336
<b>Tabla 4.2.</b> Entradas Analógicas .....	336
<b>Tabla 4.3.</b> Salidas Digitales.....	337
<b>Tabla 4.4.</b> Salidas Analógicas.....	338
<b>Tabla 4.5.</b> Secuencia Principal de las operaciones de control.....	361
<b>Tabla 4.6.</b> Secuencia Secundaria de las operaciones de control.....	362

#### **CAPÍTULO 6**

<b>Tabla 6.1.</b> Definición de la cantidad y tipo de elementos neumáticos.....	412
<b>Tabla 6.2.</b> Resultados – Consumo de Aire .....	418
<b>Tabla 6.3.</b> Identificación y asociación de elementos en la simulación .....	423

#### **CAPÍTULO 7**

<b>Tabla 7.1.</b> Módulo 1 - Costo de Materiales .....	437
<b>Tabla 7.2.</b> Módulo 2 - Costo de Materiales .....	438
<b>Tabla 7.3.</b> Módulo 3 - Costo de Materiales .....	440
<b>Tabla 7.4.</b> Módulo 4 - Costo de Materiales .....	442
<b>Tabla 7.5.</b> Discretización de materiales .....	443
<b>Tabla 7.6.</b> Resumen del Presupuesto para Materiales .....	448
<b>Tabla 7.7.</b> Módulo 1 - Costos de Fabricación.....	449
<b>Tabla 7.8.</b> Módulo 2 - Costos de Fabricación.....	451
<b>Tabla 7. 9.</b> Módulo 3 - Costos de Fabricación.....	453

<b>Tabla 7.10.</b> Módulo 4 - Costos de Fabricación.....	455
<b>Tabla 7.11.</b> Presupuesto de Fabricación – Módulos .....	456
<b>Tabla 7.12.</b> Presupuesto de Fabricación – Proceso de Fabricación .....	457
<b>Tabla 7.13.</b> Módulo 1 - Costos de Elementos Normalizados .....	458
<b>Tabla 7.14.</b> Módulo 2 - Costo de Elementos Normalizados .....	459
<b>Tabla 7.15.</b> Módulo 3 - Costo de Elementos Normalizados .....	461
<b>Tabla 7.16.</b> Módulo 4 - Costo de Elementos Normalizados .....	462
<b>Tabla 7.17.</b> Discretización de Elementos Normalizados / Estandarizados .....	463
<b>Tabla 7.18.</b> Presupuesto de Elementos Normalizados – Módulos.....	466
<b>Tabla 7.19.</b> Costo de Servomotores y Variadores de Frecuencia.....	466
<b>Tabla 7.20.</b> Costo de Elementos de Control Automático .....	467
<b>Tabla 7.21.</b> Costos de Elementos del Circuito Neumáticos .....	468
<b>Tabla 7.22.</b> Costos Indirectos .....	469
<b>Tabla 7.23.</b> Presupuesto Total.....	470

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>CAPÍTULO 3</b>	<b>Pág.</b>
<b>Anexo 3.1.1.</b> Diámetros Mínimos para poleas sincrónicas .....	477
<b>Anexo 3.1.2.</b> Gráfica para selección del paso de las poleas sincrónicas .....	478
<b>Anexo 3.1.3.</b> Especificaciones polea sincrónica SKF 16H075.....	479
<b>Anexo 3.1.4.</b> Especificaciones polea sincrónica SKF 20H075.....	480
<b>Anexo 3.1.5.</b> Especificaciones polea sincrónica SKF 24H075.....	481
<b>Anexo 3.1.6.</b> Especificaciones polea sincrónica SKF 28H075.....	482
<b>Anexo 3.1.7.</b> Especificaciones polea sincrónica SKF 16H100.....	483
<b>Anexo 3.1.8.</b> Especificaciones polea sincrónica SKF 28H100.....	484
<b>Anexo 3.1.9.</b> Especificaciones polea sincrónica SKF 30H100.....	485
<b>Anexo 3.2.1.</b> Procedimiento para la selección de bandas sincrónicas .....	486
<b>Anexo 3.2.2.</b> Selección de bandas sincrónicas .....	489
<b>Anexo 3.2.3.</b> Instrucciones de instalación de bandas sincrónicas .....	491
<b>Anexo 3.3.1.</b> Cartón corrugado Flauta B – Lámina 900 x 1115 .....	492
<b>Anexo 3.3.2.</b> Cartón corrugado Flauta B – Lámina 1000 x 1115 .....	493
<b>Anexo 3.3.3.</b> Cartón corrugado Flauta C – Lámina 900 x 1115.....	494
<b>Anexo 3.3.4.</b> Cartón corrugado Flauta C – Lámina 1000 x 1115.....	495
<b>Anexo 3.4.1.</b> Coeficiente de fricción constante para rodamientos .....	496
<b>Anexo 3.4.2.</b> Especificaciones rodamiento de bolas a rótula SKF – 1210 ETN9 ...	497
<b>Anexo 3.4.3.</b> Especificaciones rodamiento de bolas a rótula SKF – 2206 ETN9 ...	498
<b>Anexo 3.4.4.</b> Especificaciones rodamiento bolas a rótula SKF – 2205 ETN9 .....	499
<b>Anexo 3.4.5.</b> Especificaciones unidad de rodamiento SKF – FYK 35 TF .....	500
<b>Anexo 3.4.6.</b> Especificaciones unidad de rodamiento SKF – TU 35 TF .....	501
<b>Anexo 3.4.7.</b> Especificaciones rodamiento rígido de bolas SKF – 6201.....	502
<b>Anexo 3.4.8.</b> Especificaciones unidad de rodamiento SKF – SY25TF .....	503
<b>Anexo 3.4.9.</b> Especificaciones unidades de rodamientos SKF – LTBR.....	504
<b>Anexo 3.5.1.</b> Especificaciones Técnicas–Servomotores SELEMA–Serie ST115 ...	505
<b>Anexo 3.5.2.</b> Especificaciones Técnicas–Servomotores SELEMA–Serie ST142 ...	507
<b>Anexo 3.6.1.</b> Incremento de la velocidad.....	509
<b>Anexo 3.6.2.</b> Presión lateral entre cuchillas.....	510
<b>Anexo 3.6.3.</b> Cruce de cuchillas circulares .....	511
<b>Anexo 3.6.4.</b> Fuerza de corte (Nip Force) .....	512
<b>Anexo 3.6.5.</b> Resistencia al esfuerzo cortante (ZDTS).....	513
<b>Anexo 3.6.6.</b> Valores de resistencia al esfuerzo cortante del cartón .....	514
<b>Anexo 3.7.1.</b> Ficha técnica – Banda Transportadora HabaFlow HAR-12E .....	515
<b>Anexo 3.8.1.</b> Especificación Cilindros normalizados DSNU, ISO 6432 .....	517
<b>Anexo 3.8.2.</b> Especificación Cilindros Normalizados DNC, ISO 15552 .....	521

## CAPÍTULO 4

<b>Anexo 4.1.1.</b> Especificaciones Técnicas de cada CPU .....	526
<b>Anexo 4.1.2.</b> Especificaciones técnicas - Módulos de entradas/salidas digitales .....	527
<b>Anexo 4.1.3.</b> Especificaciones Técnicas – Módulos de entradas/salidas analógicas .....	528
<b>Anexo 4.2.1.</b> Catálogo - Pulsadores y Luces Indicadoras .....	529
<b>Anexo 4.2.2.</b> Especificaciones Técnicas – Barreras Réflex.....	530
<b>Anexo 4.2.3.</b> Especificaciones Técnicas - Captadores Magnéticos.....	531
<b>Anexo 4.2.4.</b> Especificaciones Técnicas - Encoder Incremental Rotatorio .....	533
<b>Anexo 4.2.5.</b> Especificaciones Técnicas - Potenciómetro Rotatorio.....	534
<b>Anexo 4.2.6.</b> Especificación Técnica - Potenciómetro Lineal .....	535
<b>Anexo 4.3.1.</b> Especificaciones Técnicas – Electroválvulas FESTO VUVG .....	536
<b>Anexo 4.3.2.</b> Especificaciones Técnicas - Electroválvulas FESTO CPE .....	538
<b>Anexo 4.3.3.</b> Especificaciones Técnica - Servocontroladores SELEMA.....	540
<b>Anexo 4.3.4.</b> Especificaciones Técnicas - Relés SIEMENS-SIRIUS .....	541
<b>Anexo 4.3.5.</b> Especificaciones Técnicas - LCD SIEMENS .....	542
<b>Anexo 4.3.6.</b> Especificaciones Técnicas - Luces Piloto .....	544
<b>Anexo 4.3.7.</b> Especificaciones Técnicas - Alarma de Seguridad.....	545

## CAPÍTULO 7

<b>Anexo 7.1.1.</b> Precios de Perfiles Estructurales 1 .....	546
<b>Anexo 7.1.2.</b> Precios de Perfiles Estructurales 2.....	547
<b>Anexo 7.1.3.</b> Precios de Acero y Bronce .....	548
<b>Anexo 7.1.4.</b> Precio de Electrodo E6011 .....	549
<b>Anexo 7.2.1.</b> Salario Real Diario / Costo de Mano de Obra.....	550
<b>Anexo 7.2.2.</b> Proforma - Recubrimiento de Rodillos .....	551
<b>Anexo 7.3.1.</b> Precios de Elementos de Unión 1 .....	552
<b>Anexo 7.3.2.</b> Precios de Elementos de Unión 2 .....	553
<b>Anexo 7.3.3.</b> Precios de Elementos de Unión 3 .....	554
<b>Anexo 7.3.4.</b> Precio de Cuchillas Transversales .....	555
<b>Anexo 7.4.1.</b> Cotización de Rodamientos.....	556
<b>Anexo 7.4.2.</b> Cotización de Elementos de Transmisión de Potencia.....	557
<b>Anexo 7.4.3.</b> Cotización de Cuchillas Circulares .....	558
<b>Anexo 7.4.4.</b> Cotización de Banda Transportadora .....	559
<b>Anexo 7.5.1.</b> Cotización de Servomotores y Variadores de Frecuencia.....	560
<b>Anexo 7.6.1.</b> Cotización de Elementos Neumáticos .....	561
<b>Anexo 7.7.1.</b> Cotización de la Máquina de la Competencia .....	562

## RESUMEN

El objetivo principal del presente proyecto es diseñar y simular una máquina automatizada con PLC para dividir planchas de cartón de hasta 1300 mm de ancho y 2200 mm de longitud, mediante cortes longitudinales y transversales.

El proyecto se inicia con la recopilación de información bibliográfica y la definición de conceptos generales que permitan un mejor desarrollo de cada tema.

El diseño conceptual parte de la definición del producto, mediante la aplicación de la metodología de la Ingeniería Concurrente para obtener las especificaciones técnicas de la máquina. El diseño conceptual se completa con la presentación y selección de alternativas.

A continuación, se da paso al diseño mecánico, el cual tiene como finalidad la obtención de los planos de conjunto, como resultado del estudio de los requerimientos limitadores, y las funciones, parámetros, y condiciones críticas que restringen la configuración y el dimensionamiento real de las piezas de la máquina. Como herramienta de diseño 3D asistido por computadora, se utiliza el programa INVENTOR para la creación de cada pieza y el ensamblaje de los subconjuntos que componen los módulos de la máquina.

Como parte de una perspectiva global, se desarrolla consecutivamente el diseño del control automático, a fin de llevar a cabo mediante el programa STEP 7-Micro/WIN, la programación del PLC que rige el funcionamiento de la máquina, y posteriormente simular dicho funcionamiento utilizando los programas S7\_200 y PC\_SIMU.

Adicionalmente, para complementar la simulación del funcionamiento de la máquina, se presenta la simulación del circuito neumático utilizando el programa FluidSIM.

La parte final del proyecto comprende el presupuesto total, a partir de la definición de todos los costos que intervendrán en la construcción de la máquina.

## PRESENTACIÓN

Actualmente, en el país existen varias empresas dedicadas a la producción, conversión y comercialización de cartón, con una importante participación y una prolongada trayectoria en el ámbito industrial nacional.

Dadas las condiciones actuales del mercado, las empresas convertidoras de cartón buscan implementar procesos de mayor productividad, por lo cual su principal requerimiento se centra en la adquisición y/o desarrollo de maquinaria que permita disminuir los costos de producción y las horas hombre-máquina involucradas.

A partir del requerimiento específico de una empresa convertidora de cartón, se desarrolla el presente proyecto con la finalidad de presentar el diseño y simulación de una máquina automatizada con PLC, que permita transformar planchas de cartón a segmentos cuadrangulares o rectangulares de múltiples dimensiones.

Todo el proyecto se ve enmarcado por los lineamientos de la Ingeniería Concurrente, plasmada como una nueva forma de concebir la ingeniería de diseño, desde una perspectiva global e integrada. A partir de lo cual se reconoce principalmente el énfasis que se ha dado a la definición del producto, la estratificación modular, y la aplicación de herramientas basadas en la informática y las comunicaciones.

Con la implementación del control automático de la máquina, se comprueba la factibilidad de disminuir los costos de producción y las horas hombre-máquina, a partir de un proceso de producción más eficiente y preciso.

Finalmente, la comparación de costos y rendimientos de la máquina diseñada, frente a los costos y rendimientos de las máquinas existentes, permite evaluar los resultados en pro y contra de la fabricación de la máquina.



# CAPÍTULO 1.

## GENERALIDADES

### 1.1. INGENIERÍA CONCURRENTE

La Ingeniería Concurrente está definida como una nueva forma de concebir la ingeniería de diseño y desarrollo de productos y servicios de forma global e integrada, en la cual concurren las siguientes perspectivas <sup>[1]</sup>:

- Desde el punto de vista del producto, se toman en consideración tanto la gama que se fabrica y ofrece a la empresa como los requerimientos de las distintas etapas del ciclo de vida y los costes o recursos asociados.
- Desde el punto de vista de los recursos humanos, colaboran profesionales que actúan de forma colectiva en tareas de asesoramiento y de decisión o de forma individual en tareas de impulsión y gestión, tanto si pertenecen a la empresa como si son externos a ella.
- Desde el punto de vista de los recursos materiales, concurren nuevas herramientas basadas en tecnologías de la información y la comunicación sobre una base de datos y de conocimientos cada vez más integrada (modelización 3D, herramientas de simulación y cálculo, prototipos y útiles rápidos, comunicación interior, Internet).

Para designar este nuevo concepto, además del término ingeniería concurrente, en la literatura especializada aparecen otras denominaciones como ingeniería simultánea, diseño total o diseño integrado <sup>[1]</sup>.

Sin embargo, existe una marcada inclinación por la primera denominación ya que, además de tener una buena aceptación, incide el hecho de la concurrencia de puntos de vista, de metodologías, de actores humanos y de herramientas de apoyo <sup>[1]</sup>.

---

<sup>1</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002. Pág. 12.

A continuación se describen brevemente determinados conceptos relacionados con la ingeniería concurrente, los cuales hacen hincapié en algunas de sus perspectivas <sup>[2]</sup>:

### *INGENIERÍA SIMULTÁNEA*

Forma de ingeniería concurrente que suele aplicarse en proyectos de gran complejidad, donde prima como factor clave de competitividad la disminución del tiempo de diseño y desarrollo. A tal fin, se define inicialmente una estructura modular del producto y se dividen las tareas en subproyectos de menor complejidad que puedan desarrollarse en paralelo. Esta metodología facilita no tan sólo la subcontratación de la fabricación de componentes y subsistemas, sino también de su diseño y desarrollo.

### *DISEÑO PARA LA CALIDAD*

Perspectiva de la ingeniería concurrente que, más allá de buscar la conformidad de un producto o servicio con las especificaciones previstas, incide en el mismo diseño para hacerlo más apto para la calidad (eliminación o simplificación de controles, diseño robusto). El concepto más reciente de calidad se refiere tanto al grado de satisfacción que el producto o servicio proporciona a las expectativas del usuario como a la rentabilización general de los recursos y a la eliminación de las pérdidas.

### *DISEÑO PARA EL ENTORNO*

Perspectiva de la ingeniería concurrente que toma en consideración en el diseño las crecientes limitaciones que comportan la escasez de energía y recursos naturales, los impactos ambientales y los requerimientos que se engloban bajo el concepto de factor humano (ergonomía, seguridad, inteligibilidad), aspectos todos ellos cada vez más sometidos a normativas y a legislaciones.

---

<sup>2</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002. Pág. 12.

### *DISEÑO EN EL CONTEXTO DE LA GAMA DE PRODUCTO*

Perspectiva de la ingeniería concurrente que inscribe el diseño y el desarrollo del producto o servicio en el contexto de la oferta de la empresa o del sector. Hay que tener presente la tendencia a desplazar la oferta de productos hacia una oferta más global de servicios cuya prestación requiere a menudo de nuevos y más sofisticados productos. Ello impulsa a muchas empresas a asociarse o a formar grupos para completar y mejorar su gama y coordinar la concepción y el desarrollo de sus productos.

### *EQUIPOS PLURIDISCIPLINARIOS DE DECISIÓN Y ASESORAMIENTO*

Desde la perspectiva de los recursos humanos, y dada la complejidad de las nuevas formas de diseño, la ingeniería concurrente ha fomentado la formación de equipos pluridisciplinarios con presencia de las voces más significativas (dirección, marketing, finanzas, diseño, fabricación, calidad, comercial, posventa, usuarios) para el asesoramiento, debate y toma de decisiones en los principales aspectos de los proyectos de innovación.

### *GESTOR DE PROYECTO Y ORGANIZACIÓN MATRICIAL*

También desde la perspectiva de los recursos humanos, y dada la necesidad de una visión global y con continuidad del producto o servicio, se suele designar un gestor de proyecto que se responsabilice de la impulsión y gestión de todo el proceso de diseño y desarrollo del producto. Esta persona utiliza de forma transversal los recursos de distintos departamentos de la empresa (marketing, producción, prototipos y ensayos, comercial, postventa) en una organización de estructura matricial (los proyectos impulsan qué hacer y los departamentos ordenan cómo hacer).

### *ÉNFASIS EN LA DEFINICIÓN DEL PRODUCTO Y EN EL DISEÑO CONCEPTUAL*

En relación al proceso de diseño, la integración de las perspectivas anteriores obliga a centrar la atención y los esfuerzos en las etapas de definición y diseño conceptual de los productos y servicios, y a elaborar en profundidad un principio de solución antes de pasar a las etapas siguientes (diseño de materialización y de detalle). Sin embargo, conviene avanzar en alguna de estas etapas más concretas si sus conclusiones son determinantes en la evaluación de una alternativa conceptual.

### *ESTRUCTURA MODULAR Y SUBPROYECTOS*

Los productos o servicios complejos se suelen subdividir en partes más simples (o módulos) en el marco de una estructura modular. Las tareas de diseño, desarrollo y fabricación de los módulos pueden organizarse en subproyectos que son realizados por diversos equipos (propios, contratados, o suministradores). El establecimiento de la estructura modular requiere criterios y métodos para repartir las funciones y establecer las conexiones (o interfases) entre los módulos, así como técnicas para transmitir adecuadamente la información entre los diferentes equipos de diseño.

### *HERRAMIENTAS BASADAS EN LA INFORMÁTICA Y LAS COMUNICACIONES*

Desde la perspectiva de los medios, el diseño y desarrollo incorporan numerosas herramientas asistidas por ordenador (CAx, computer aided x: CAD, CAE, CAM) que han reforzado las actividades de prototipado virtual y simulación, con el consiguiente ahorro en tiempo y en pruebas con prototipos físicos. También se abren nuevas posibilidades para la ingeniería concurrente gracias al establecimiento de bases de datos sobre los productos cada vez más integradas (modelización 3D aptas para simulaciones y cálculos, el uso de datos de diseño para simular y programar la fabricación, para actividades comerciales o de postventa) y de nuevas facilidades de información y comunicación (redes locales, Internet, otras técnicas CIM).

### *PROTOTIPOS Y ÚTILES RÁPIDOS*

También, desde la perspectiva de las herramientas, últimamente se han desarrollado numerosas técnicas para facilitar la realización de prototipos en un tiempo más breve (y, generalmente, también a un coste más reducido). Ello invita a un uso más decidido de las actividades de evaluación y validación por medio de ensayos con prototipos físicos como comprobación última, lo que se traduce en asegurar la calidad de los productos y servicios. En este sentido, hay que destacar el reciente despliegue de técnicas para realizar prototipos y útiles rápidos destinados a piezas y componentes de materiales plásticos y también metálicos.

#### **1.1.1. PRINCIPALES ORIENTACIONES DE LA INGENIERÍA CONCURRENTE**

A pesar de que las distintas perspectivas y metodologías de la ingeniería concurrente tienen por objeto concebir los productos y servicios de forma global en beneficio de los usuarios, lo cierto es que repercuten de distinta manera sobre los intereses de las empresas y de las colectividades <sup>[3]</sup>.

En efecto, hay metodologías y puntos de vista que benefician a todos, como fabricar con más calidad y a menor precio, u obtener mejores prestaciones al mismo coste, ya que todos los aspectos considerados mejoran al mismo tiempo y aumentan la relación entre prestaciones y precio.

Sin embargo, también hay otras metodologías y puntos de vista que, aun colaborando decididamente en una concepción global de los productos y servicios, son el resultado de compromisos entre requerimientos contradictorios, muchos de ellos condicionados por el entorno y, en consecuencia, las empresas se resisten a incorporarlos sobretodo cuando pueden dar lugar a pérdidas de competitividad.

---

<sup>3</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002. Pág. 15.

Las dos orientaciones descritas anteriormente pueden ser denominadas como <sup>[4]</sup>:

- Ingeniería concurrente orientada al producto
- Ingeniería concurrente orientada al entorno

#### *INGENIERÍA CONCURRENTE ORIENTADA AL PRODUCTO*

Esta primera orientación de la ingeniería concurrente se refiere a la integración de todos aquellos aspectos que pueden tener una incidencia positiva en el producto, especialmente en sus funciones y en la relación entre prestaciones y coste. De forma muy directa inciden el diseño para la función y el diseño para la fabricación.

Pero también inciden otras perspectivas relacionadas con las finanzas, la producción y la comercialización como: el diseño para la calidad, la política comercial y de marketing, y la política de compras y de subcontratación.

Los rasgos principales de la ingeniería concurrente orientada al producto son:

- En primer lugar, debe asegurar que el producto o servicio responda a las necesidades manifestadas por los usuarios; por lo tanto, es fundamental la intervención del departamento de marketing en su definición.
- En segundo lugar, debe tomar en consideración desde el inicio los procesos de fabricación y el equipo e inversión necesarios; por lo que es necesaria la intervención de la ingeniería de fabricación desde el inicio del proyecto.
- En tercer lugar, hay que asegurar la calidad del producto y la rentabilidad de los recursos para fabricarlo y comercializarlo, por lo que debe preverse la intervención del departamento de calidad en la definición y desarrollo del proyecto.

---

<sup>4</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002. Pág. 15.

### *INGENIERÍA CONCURRENTE ORIENTADA AL ENTORNO*

La ingeniería concurrente orientada al entorno trata precisamente de aquellos aspectos relacionados con el entorno del producto, que a pesar de que con un diseño concurrente adecuado podrían mejorar o eliminarse, no hay incentivos suficientes para implementarlos, ya que normalmente sus efectos inciden fuera de la empresa y normalmente son soportados por los usuarios e indirectamente por la sociedad (consumos elevados, contaminaciones, fallos, falta de seguridad, problemática de fin de vida).

Las principales metodologías y puntos de vista que inciden en la ingeniería concurrente orientada al entorno son <sup>[5]</sup>:

- Ergonomía: Trata la relación entre el hombre y la máquina. Son técnicas ya desarrolladas desde hace más de cuatro décadas con una incidencia creciente en el diseño.
- Seguridad: Estudia la manera de evitar el riesgo de daños personales o materiales. Las normativas europeas de seguridad en las máquinas hacen responsable al fabricante de las incidencias y accidentes imputables al diseño (a partir de 1995).
- Medioambiente: Propugna el uso sostenible de materiales y energía tanto en la fabricación como en la utilización y la disminución de las emisiones contaminantes.
- Eliminación o reciclaje: Estudia la forma de reutilizar, reciclar o recuperar los materiales al fin de vida de los productos y todo indica que su incidencia en el diseño irá creciendo. La automoción y el embalaje marcan la pauta.

---

<sup>5</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002. Pág. 17.

## **1.2. CONCEPTOS FUNDAMENTALES**

### **1.2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL CARTÓN**

El cartón está definido como un conjunto de varias hojas superpuestas de pasta de papel que, en estado húmedo, se adhieren unas a otras por compresión y se secan después por evaporación <sup>[6]</sup>.

El cartón es la materia prima esencial para la producción de envases plegables. En Europa se fabrican cerca de 7 millones de toneladas anuales de este material y, aunque hay muchos tipos, la mayoría del cartón consumido se puede catalogar en cuatro tipos básicos existentes <sup>[7]</sup>.

Todos los tipos de cartón se fabrican utilizando una construcción multicapa, y las diferencias entre los cuatro tipos básicos vienen condicionadas por el material que se usa para realizar cada capa. Algunos utilizan sólo pasta virgen, otros usan fibras recuperadas y otros combinan ambos tipos de pasta. Aunque el cartón existe en versiones de peso y gramaje muy variadas, se considera que el gramaje del cartón está comprendido entre 160 g/m<sup>2</sup> y 600 g/m<sup>2</sup>.

### **1.2.2. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PASTA Y LAS FIBRAS RECUPERADAS UTILIZADAS PARA LA FABRICACIÓN DE CARTÓN**

El cartón se fabrica a partir de diferentes tipos de pasta o de combinaciones de éstas. Los cartones más comunes utilizan los siguientes tipos de pasta <sup>[7]</sup>:

- Pasta química: Las fibras se extraen de la madera al añadir sobre las astillas productos químicos que disuelven la lignina que las une.
- Pasta mecánica: Las fibras se extraen de la madera mediante un proceso mecánico a base de discos metálicos o cilindros de roca especial que desfibran y mueven las astillas hasta conseguir fibras individuales.

---

<sup>6</sup> SALVAT EDITORES; La Enciclopedia; Volumen 4; MEDIASAT GROUP; Madrid; 2004. Pág. 2723.

<sup>7</sup> ASSOCIATION OF EUROPEAN CARTONBOARD AND CARTON MANUFACTURERS; Glosario de Términos sobre el Cartón y los Envases de este Material; PRO CARTON; PDF.



- Pasta de fibras recicladas: Este tipo de pasta se produce mediante el reciclaje de material que es producto de recortes variados previamente seleccionados. Las fuentes de fibras recicladas son el rechazo generado por las propias fábricas de papel y cartón y los productos reutilizables fabricados con papel y cartón.

### 1.2.3. TIPOS BÁSICOS DE CARTÓN

#### *CARTÓN SÓLIDO BLANQUEADO SBB / SBS / GZ*<sup>[8]</sup>

Este tipo de cartón se fabrica exclusivamente con pasta química blanqueada en el centro y pasta blanqueada en la cara. Consta de dos o tres capas de estuco en la cara superior y una o dos en el reverso. Se utiliza en productos cosméticos, farmacéuticos, artes gráficas, tabaco y en empaques de lujo. También se combina con otros materiales para obtener envases de cartón para líquidos.

#### *CARTÓN SÓLIDO NO BLANQUEADO SUB / SUS*<sup>[8]</sup>

Este tipo de cartón se fabrica exclusivamente con pasta química no blanqueada, y consta de dos o tres capas de estuco en la cara superior. Algunas veces, también se le aplica una capa de estuco al reverso. Principalmente se utiliza en envases retenedores de bebidas, ya que es muy resistente y puede tratarse para que sea resistente al agua, aspecto esencial durante el proceso de envasado.

#### *CARTÓN FOLDING FBB/GC/UC*<sup>[8]</sup>

Este tipo de cartón se fabrica a base de varias capas de pasta mecánica situadas entre dos capas estucadas de pasta química y con dos o tres capas de estuco en la cara superior y una en el reverso. Se utiliza en productos como bebidas, farmacéuticos, congelados, refrigerados, dulces, etc.

---

<sup>8</sup> ASSOCIATION OF EUROPEAN CARTONBOARD AND CARTON MANUFACTURERS; Glosario de Términos sobre el Cartón y los Envases de este Material; PRO CARTON; PDF.

## *CARTÓN DE FIBRAS RECICLADAS WLC/GD/GT/UD*<sup>[9]</sup>

Este tipo de cartón se fabrica usando básicamente fibras recuperadas. Contiene muchas capas, cada una de las cuales utiliza distintos tipos de materia prima, aunque en la cara se utiliza papel recuperado blanco. Normalmente tiene tres capas de estuco en la cara superior y una en el reverso. Se utiliza en muchas aplicaciones, como alimentos refrigerados y congelados, cereales, zapatos, tisúes, juguetes, etc.

### **1.2.4. PROPIEDADES DEL CARTÓN**<sup>[9]</sup>

#### *GRAMAJE*

Es el peso del cartón expresado en gramos por metro cuadrado ( $\text{g/m}^2$ ). Normalmente, el papel de más de  $160 \text{ g/m}^2$  recibe el nombre de cartón, ya que éste es el valor mínimo para que un material fibroso pueda ser suficientemente rígido y fuerte para convertirse en envase.

#### *GROSOR*

Es la distancia entre las dos superficies de la lámina de cartón, y se mide en milésimas de milímetro ( $\mu\text{m}$ ). El material utilizado en la mayoría de los envases de cartón tiene un grosor que oscila entre los 350 y los 800 micrómetros.

#### *DENSIDAD*

La densidad describe que tan compacto es el cartón, y se mide en kilogramos por metro cúbico ( $\text{kg/m}^3$ ) o gramos por centímetro cúbico ( $\text{g/cm}^3$ ).

#### *RESISTENCIA A LA DEFORMACIÓN*

Es la capacidad del cartón para permanecer plano (conservar su forma) durante su impresión y conversión.

---

<sup>9</sup> ASSOCIATION OF EUROPEAN CARTONBOARD AND CARTON MANUFACTURERS; Glosario de Términos sobre el Cartón y los Envases de este Material; PRO CARTON; PDF. Págs.: 6-9.

### *VOLUMEN ESPECÍFICO*

El volumen específico se mide en metros cúbicos por kilogramo ( $m^3/kg$ ). Al cartón que presenta un gran volumen en relación a su peso se le considera de alto volumen, mientras que al cartón compacto se le denomina de bajo volumen. Generalmente, el cartón de alto volumen es más rígido y más grueso que el cartón del mismo gramaje pero con bajo volumen.

### *DIRECCIÓN MÁQUINA*

Cuando se fabrica el cartón, las fibras de la pasta se alinean en paralelo a la dirección en la que la lámina de cartón se está moviendo. Esto significa que el cartón será más fuerte y más rígido en esa dirección. Consecuentemente, la dirección máquina es perpendicular al ancho de la lámina de cartón. En términos de plegado, un pliegue en sentido contrario a la dirección máquina es mejor que un pliegue paralelo a la misma.

### *RIGIDEZ*

La rigidez es una de las propiedades más importantes del cartón. El cartón es el único material que tiene la capacidad de ofrecer una gran rigidez por unidad de peso. Sin ella, el cartón no podría cumplir con su función primaria, que es proteger el contenido del envase. Cuanto más grueso es el cartón, mayor es su rigidez.

### *RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN*

Cuando los envases de cartón son apilados uno encima de otro, lógicamente la mayor carga recae sobre la pila inferior. Para evitar que los envases se derrumben, la propiedad más importante del cartón como material es su buena resistencia a la compresión.

### *RESISTENCIA AL RASGADO*

Es la fuerza necesaria para rasgar una lámina de cartón a lo largo de una incisión existente. Esto es importante, por ejemplo, para saber cómo trabajará una tira de rasgado cuando se abra un envase.

### *RESISTENCIA SUPERFICIAL*

Es la capacidad del cartón para tolerar fuerzas sobre su superficie; por ejemplo, la adhesión de la tinta durante su impresión. Esto es importante para que el cartón no se rasgue durante el proceso de impresión.

### *ESTABILIDAD DIMENSIONAL*

Es la resistencia de una lámina de cartón a los cambios dimensionales debidos a la modificación de alguna de sus propiedades, como por ejemplo el contenido en humedad. La estabilidad dimensional es importante durante la impresión y la conversión, para evitar errores de registro.

### *BRILLO*

Cuando se refiere al cartón, el brillo se expresa como el porcentaje de luz que es reflejado desde una superficie de cartón a una longitud de onda de 457 nanómetros.

### *LUSTRE*

Cuanta más luz sea reflejada por la superficie del cartón, mayor es el lustre. El lustre puede lograrse mediante varios métodos de barnizado.

### *OPACIDAD*

La opacidad es la medida de la capacidad del cartón para ocultar lo que hay detrás de él, y se expresa en un porcentaje. Un alto porcentaje corresponde a una lámina de cartón con baja transparencia (alta opacidad). El grado de opacidad depende de cómo la luz es dispersada y absorbida por el cartón.

### *RUGOSIDAD DE LA SUPERFICIE*

La rugosidad de la superficie describe que tan lisa es la superficie del cartón. Una superficie de cartón lisa es importante para alcanzar resultados de impresión y barnizado satisfactorios.

#### **1.2.5. CARTÓN CORRUGADO**

El cartón corrugado es una combinación de lo que se conoce como liner y flauta, en donde el liner es una lámina plana y la flauta es una lámina acanalada que va adherida al liner mediante goma, presión y calor. Todo esto, hecho de base de pulpa de papel de pino, o papel reciclado <sup>[10]</sup>.

El cartón corrugado, logra obtener fuerza adicional en las cajas mediante los dobleces, uniones y perforaciones especiales que tienen lugar en los puntos claves de sus respectivos diseños estructurales, los cuales se conciben en base al uso específico para el cual las cajas serán destinadas.

##### **1.2.5.1. Tipos de cartón corrugado**

Según el número de láminas lisas y láminas acanaladas que componen el cartón corrugado, se identifican los siguientes tipos de cartón corrugado <sup>[10]</sup>:

- Single Face: Está compuesto por una lámina lisa pegado a otra lamina acanalada, es usado principalmente para envolver objetos.
- Single Wall: Compuesto por dos laminas lisas pegadas a las dos superficies de una lámina acanalada. Es la más usada dentro de la industria del empaque corrugado.
- Double Wall: Es el resultado de tres liners más dos láminas acanaladas pegadas en medio de las tres primeras. Este tipo de cartón es muy resistente, y es usado generalmente para artículos de peso considerable.

---

<sup>10</sup> EMPAQUES DE COLÓN S.A.; Principios Básicos del Empaque Corrugado; ECSA; PDF.

- Triple Wall: Es el resultado de cuatro liners más tres láminas acanaladas pegadas en medio de las cuatro primeras. Es un cartón sumamente resistente, concebido para artículos y tareas que involucran pesos extremos.

Los tipos de cartón corrugado se muestran en la siguiente figura:



**Figura 1.1.** Tipos de Cartón Corrugado <sup>[11]</sup>.

### 1.2.5.2. Calibres del cartón corrugado

El número y tamaño de arcos por pie lineal que contienen las láminas de cartón corrugado, determinan su calibre <sup>[11]</sup>. En la siguiente figura se presenta la clasificación del cartón corrugado según su calibre.

Calibres de las Láminas Corrugadas			
Flauta	Arcos por pie	Altura del Arco	Gráfica
A	33+/-3	0.184 plg	
C	39+/-3	0.142 plg	
B	47+/-3	0.097 plg	
E	90+/-4	0.062 plg	
F	96+/-4	0.045 plg	

**Figura 1.2.** Calibre de las Láminas Corrugadas <sup>[11]</sup>.

<sup>11</sup> EMPAQUES DE COLÓN S.A.; Principios Básicos del Empaque Corrugado; ECSA; PDF.

### 1.2.5.3. Pruebas de resistencia del cartón corrugado

Es importante conocer acerca de las pruebas a las que normalmente está expuesto el cartón corrugado, ya que constituyen puntos de referencia clave para el diseño de cualquier artículo o producto cuya base principal es éste material. En materia de resistencia, las pruebas prioritarias son <sup>[12]</sup>:

- Gross Weight Limit (Límite de peso soportado por el grosor): Mide el monto máximo de libras que una caja en particular puede resistir desde su interior.
- Edge Crush Test – ECT (Prueba de soporte de peso en los bordes de la caja): Mide la cantidad de presión externa que puede soportar la caja en sus puntos de apoyo una vez concebido su diseño estructural.
- Minimun Bursting Test – MBT (Prueba mínima de explosión): También conocida como el “Test Mullen”, mide la cantidad de presión por pulgada cuadrada que puede soportar una caja antes de que esta reviente.
- Flat Crush Test – FCT (Prueba de resistencia al aplastamiento horizontal): Evalúa la resistencia de las flautas en el cartón corrugado a una fuerza aplicada perpendicularmente a su superficie, lo que a su vez afecta en gran manera a la resistencia final a la compresión de la caja de cartón corrugado <sup>[13]</sup>.
- Ring Crush Test – RCT (Prueba de resistencia al aplastamiento por anillo): Este ensayo indica la contribución individual de las láminas que componen el cartón corrugado en la resistencia a la compresión vertical del cartón y por lo tanto, sobre la resistencia al apilamiento de las cajas de cartón <sup>[14]</sup>.
- Cobb Test (Prueba de Cobb): Mide la cantidad de agua absorbida por 1 m<sup>2</sup> de cartón luego de un determinado tiempo en contacto con el agua. Influye sobre la absorción de tintas flexográficas durante el proceso de impresión, la penetración del adhesivo de corrugado, y la absorción de humedad ante los requerimientos de resistencia del material <sup>[14]</sup>.

---

<sup>12</sup> EMPAQUES DE COLÓN S.A.; Principios Básicos del Empaque Corrugado; ECSA; PDF.

<sup>13</sup> <http://www.corrugando.com/ediciones1-19.html>

<sup>14</sup> [http://www.empacar.com.bo/calidad\\_corrugado.htm](http://www.empacar.com.bo/calidad_corrugado.htm)

## 1.3. CONTROL AUTOMÁTICO

### 1.3.1. INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE CONTROL

El control automático ha desempeñado una función vital en el avance de la ingeniería y la ciencia. Además de su extrema importancia en los sistemas de vehículos espaciales, de guiado de misiles, robóticos y similares; el control automático se ha vuelto una parte importante e integral de los procesos modernos industriales y de manufactura. Por ejemplo, el control automático es esencial en el control numérico de las máquinas-herramienta de las industrias de manufactura, en el diseño de sistemas de pilotos automáticos en la industria aeroespacial, y en el diseño de automóviles y camiones en la industria automotriz. También es esencial en las operaciones industriales para el control de presión, temperatura, humedad, viscosidad y flujo en las industrias de proceso.

Los avances en la teoría y la práctica del control automático aportan los medios para obtener un desempeño óptimo de los sistemas dinámicos, mejorar la productividad, aligerar la carga de muchas operaciones manuales repetitivas y rutinarias, así como de otras actividades <sup>[15]</sup>.

#### 1.3.1.1. Definiciones

Para analizar sistemas de control, deben definirse ciertos términos básicos <sup>[15]</sup>:

##### *VARIABLE CONTROLADA Y VARIABLE MANIPULADA*

La variable controlada es la cantidad o condición que se mide y controla. La variable manipulada es la cantidad o condición que el controlador modifica para afectar el valor de la variable controlada. Por lo común, la variable controlada es la salida (el resultado) del sistema. Controlar significa medir el valor de la variable controlada del sistema y aplicar la variable manipulada al sistema para corregir o limitar una desviación del valor medido a partir de un valor deseado.

---

<sup>15</sup> OGATA K.; Ingeniería de Control Moderna; 3era Edición; Prentice Hall PEARSON; México; 2000. Págs.: 1-3.



### *PROCESOS*

Un proceso está definido como una operación o un desarrollo natural progresivamente continuo, marcado por una serie de cambios graduales que se suceden uno al otro en una forma relativamente fija y que conducen a un resultado o propósito determinados; o una operación artificial o voluntaria progresiva que consiste en una serie de acciones o movimientos controlados, sistemáticamente dirigidos hacia un resultado o propósito determinados.

### *SISTEMAS*

Un sistema es una combinación de componentes que actúan juntos y realizan un objetivo determinado. Un sistema no necesariamente es físico. El concepto de sistema se aplica a fenómenos abstractos y dinámicos, tales como los que se encuentran en la economía. Por tanto, la palabra sistema debe interpretarse como una implicación de sistemas físicos, biológicos, económicos y similares.

### *PERTURBACIONES*

Una perturbación es una señal que tiende a afectar negativamente el valor de la salida de un sistema. Si la perturbación se genera dentro del sistema se denomina interna, en tanto que una perturbación externa se produce fuera del sistema y es una entrada.

### *CONTROL REALIMENTADO*

El control realimentado se refiere a una operación que, en presencia de perturbaciones, tiende a reducir la diferencia entre la salida de un sistema y alguna entrada de referencia y lo continúa haciendo con base en esta diferencia.

### **1.3.2. SISTEMA DE CONTROL EN LAZO CERRADO**

Los sistemas de control realimentados se denominan también sistemas de control en lazo cerrado. En la práctica, los términos control realimentado y control en lazo cerrado se usan indistintamente <sup>[16]</sup>.

En un sistema de control en lazo cerrado, se alimenta al controlador la señal de error de actuación, que es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de realimentación (que puede ser la señal de salida misma o una función de la señal de salida y sus derivadas y/o integrales), a fin de reducir el error y llevar la salida del sistema a un valor conveniente.

El término control en lazo cerrado siempre implica el uso de una acción de control realimentado para reducir el error del sistema.

### **1.3.3. SISTEMAS DE CONTROL EN LAZO ABIERTO**

Los sistemas en los cuales la salida no afecta la acción de control se denominan sistemas de control en lazo abierto. En otras palabras, en un sistema de control en lazo abierto no se mide la salida ni se realimenta para compararla con la entrada <sup>[16]</sup>.

En cualquier sistema de control en lazo abierto, la salida no se compara con la entrada de referencia. Por tanto, a cada entrada de referencia le corresponde una condición operativa fija; como resultado, la precisión del sistema depende de la calibración. Ante la presencia de perturbaciones, un sistema de control en lazo abierto no realiza la tarea deseada.

En la práctica, el control en lazo abierto sólo se usa si se conoce la relación entre la entrada y la salida y si no hay perturbaciones internas ni externas. Es evidente que estos sistemas no son de control realimentado. Cualquier sistema de control que opere con una base de tiempo es en lazo abierto.

---

<sup>16</sup> OGATA K.; Ingeniería de Control Moderna; 3era Edición; Prentice Hall PEARSON; México; 2000. Págs.: 7-8.

#### **1.3.4. SISTEMAS DE CONTROL EN LAZO CERRADO EN COMPARACIÓN CON LOS SISTEMAS EN LAZO ABIERTO**

Una ventaja del sistema de control en lazo cerrado es que el uso de la realimentación vuelve la respuesta del sistema relativamente insensible a las perturbaciones externas y a las variaciones internas en los parámetros del sistema. Por tanto, es posible usar componentes relativamente precisos y baratos para obtener el control adecuado de una planta determinada, en tanto que hacer eso es imposible en el caso de un sistema en lazo abierto <sup>[17]</sup>.

Desde el punto de vista de la estabilidad, el sistema de control en lazo abierto es más fácil de desarrollar, porque la estabilidad del sistema no es un problema importante. Por otra parte, la estabilidad es una función principal en el sistema de control en lazo cerrado, lo cual puede conducir a corregir en exceso errores que producen oscilaciones de amplitud constante o cambiante.

Para los sistemas en los que se conocen con anticipación las entradas y en los cuales no hay perturbaciones, es aconsejable emplear un control en lazo abierto. Los sistemas de control en lazo cerrado sólo tienen ventajas cuando se presentan perturbaciones impredecibles y/o variaciones impredecibles en los componentes del sistema.

La valoración de la energía de salida determina en forma parcial el costo, el peso y el tamaño de un sistema de control. La cantidad de componentes usados en un sistema de control en lazo cerrado es mayor que la que se emplea para un sistema de control equivalente en lazo abierto. Por tanto, el sistema de control en lazo cerrado suele tener costos y potencias más grandes. Para disminuir la energía requerida de un sistema, se emplea un control en lazo abierto cuando puede aplicarse. Por lo general, una combinación adecuada de controles en lazo abierto y en lazo cerrado es menos costosa y ofrecerá un desempeño satisfactorio del sistema general.

---

<sup>17</sup> OGATA K.; Ingeniería de Control Moderna; 3era Edición; Prentice Hall PEARSON; México; 2000. Págs.: 7-8.

## **1.4. PROGRAMADORES LÓGICOS CONTROLABLES**

### **1.4.1. INTRODUCCIÓN A LA AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL**

#### **1.4.1.1. Componentes de un Sistema de Control**

El control en si mismo es un sistema físico y por lo tanto se define como un conjunto de elementos que interactúan con el fin de posibilitar que un sistema cumpla con sus objetivos. Para evitar confusiones con los sistemas que controla, simplemente se lo llama Control.

Los componentes principales del control son <sup>[18]</sup>:

- **SENSORES:** Son dispositivos que establecen o detectan parámetros de los sistemas físicos y envían esta información a un controlador.
- **CONTROLADOR:** Es el cerebro, que además de almacenar información, recibe información de los sensores, procesa información y envía órdenes a los actuadores para que actúen sobre el sistema.
- **ACTUADORES:** Son dispositivos que reciben las órdenes por parte del controlador y accionan o actúan sobre un sistema para controlarlo.

Dependiendo del tipo de sujeto, el control se clasifica en <sup>[18]</sup>:

- **CONTROL MANUAL:** Cuando un operador humano es el que efectúa el control sobre el sistema.
- **CONTROL AUTOMÁTICO:** Cuando no interviene un operador humano, sino son elementos artificiales los que efectúan el control.
- **CONTROL SEMIAUTOMÁTICO:** Cuando parte del proceso de control es automático y otra parte es manual.

---

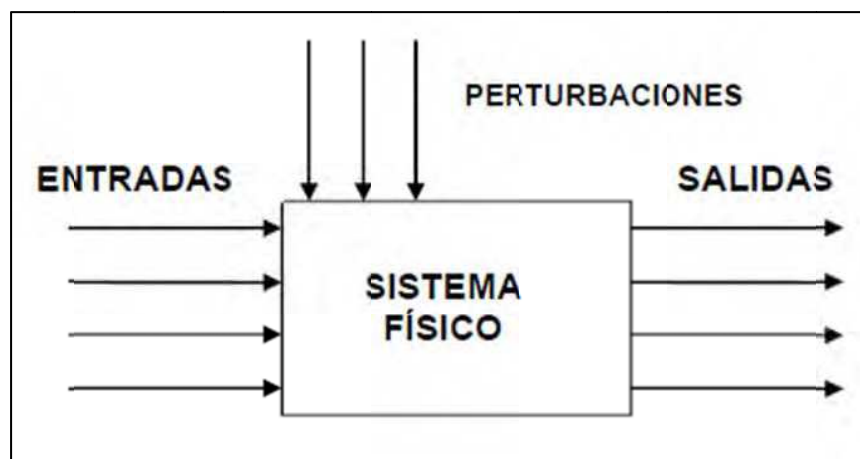
<sup>18</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 1.

### 1.4.1.2. Planteamiento de un Sistema Físico para el Control

La condición necesaria para que el control de un sistema físico cumpla con su finalidad es que este sistema funcione correctamente. Para el control los componentes del sistema físico se consideran dentro de una “caja negra”, por lo cual se considera al sistema en forma paramétrica, siendo los parámetros funcionales del sistema los siguientes <sup>[19]</sup>:

- SALIDAS: Son parámetros cuantificables que representan los objetivos de un sistema.
- ENTRADAS: Son parámetros cuantificables sobre los que se puede actuar directamente.
- PERTURBACIONES: Son parámetros generalmente del medio ambiente en que funciona el sistema y que son muy difíciles o imposible de evitar. Estos parámetros se consideran perturbaciones solamente cuando estos afectan significativamente en el funcionamiento de un sistema.

La siguiente figura representa el planteamiento de un sistema físico para el control:



**Figura 1.3.** Parámetros de un sistema control

FUENTE: [AGUINAGA A; 2011]

<sup>19</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 2.

### 1.4.1.3. Señales digitales y analógicas.

Las señales de información transmitidas entre los diferentes componentes y elementos de un sistema de control se dividen en dos tipos que son <sup>[20]</sup>:

- SEÑALES ANALÓGICAS: Son señales continuas físicas de la naturaleza.
- SEÑALES DIGITALES: Son señales discretas o discontinuas que se encuentran codificadas.

Dependiendo de cual de estas señales o información es la predominante en un elemento, equipo o sistema de control a este se lo define como analógico o digital.

### 1.4.2. DEFINICIÓN

Un controlador lógico programable (PLC, por sus siglas en inglés) se define como un dispositivo electrónico digital que usa una memoria programable para guardar instrucciones y llevar a cabo funciones lógicas, aritméticas, de configuración de secuencia, de sincronización, y de conteo; para el control de maquinaria y procesos industriales <sup>[20]</sup>.

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 y los dispositivos de salida, que están bajo control, se conectan al PLC; con lo cual el controlador monitorea las entradas y salidas, de acuerdo con el programa diseñado por el operador.

Los PLC tienen la gran ventaja de que permiten modificar un sistema de control sin tener que volver a realizar las conexiones de los dispositivos de entrada y de salida; basta con que el operador digite en un teclado las instrucciones correspondientes. Lo cual permite contar con un sistema flexible mediante el cual es posible controlar sistemas muy diversos entre sí, tanto en tipo como en complejidad.

---

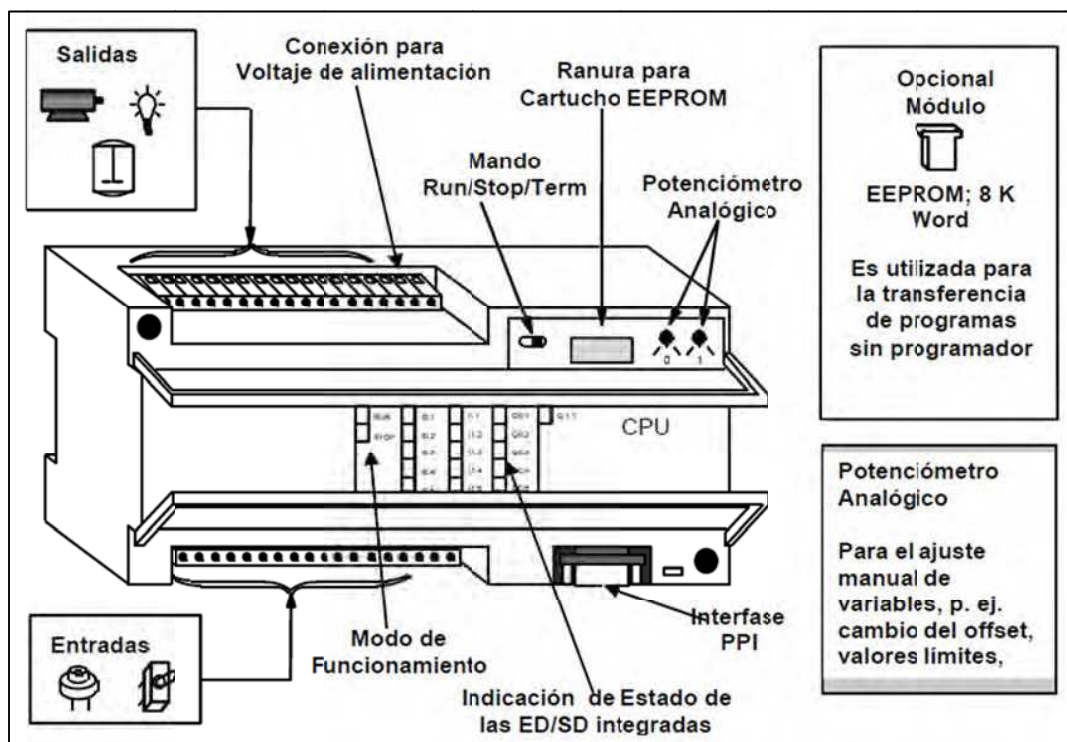
<sup>20</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 5, 6, 7.

Si bien los PLC son similares a las computadoras, tienen características específicas que permiten su empleo como controladores. Éstas son:

- Son robustos y están diseñados para trabajar en condiciones industriales adversas (vibraciones, temperatura, humedad, ruido, etc.)
- La interfaz para las entradas y las salidas está dentro del controlador.
- El lenguaje de programación es fácil de entender y ejecutar.
- La programación básicamente consiste en operaciones de lógica y conmutación.

### 1.4.3. ESTRUCTURA BÁSICA

En forma general los componentes básicos de un PLC se pueden observar en la siguiente figura <sup>[21]</sup>:



**Figura 1.4.** Configuración Básica de un PLC

FUENTE: [AGUINAGA A; 2011]

<sup>21</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 8.

Cada PLC incorpora una unidad central de procesamiento (CPU), la fuente de alimentación, así como entradas y salidas digitales <sup>[22]</sup>.

- La CPU ejecuta el programa y almacena los datos para la tarea de automatización o el proceso.
- La fuente de alimentación proporciona corriente a la unidad central y a los módulos de ampliación conectados.
- Las entradas y salidas controlan el sistema de automatización. Las entradas vigilan las señales de los aparatos de campo y las salidas vigilan las bombas, motores u otros dispositivos del proceso.
- La interface de comunicación permite conectar la CPU a una unidad de programación o a otros dispositivos. Algunas CPU disponen de dos o más interfaces de comunicación.
- Los diodos luminosos indican el modo de operación de la CPU (RUN o STOP), el estado de las entradas y salidas integradas, así como los posibles fallos del sistema que se hayan detectado.

Si se desea utilizar un PC como unidad de programación del PLC, se debe disponer de equipos adicionales para lograr la comunicación como son: un cable PC/PPI, un procesador de comunicaciones (CP), un cable de interfase multipunto (MPI), y una tarjeta de interfase multipunto (MPI).

La estructura interna básica de un PLC en esencia consta de una unidad central de procesamiento (CPU), memoria y circuitos de entrada y salida <sup>[22]</sup>.

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 sincronización de todos los elementos de sistema que lleva información y datos desde y hacia la memoria y las unidades de entrada/salida.

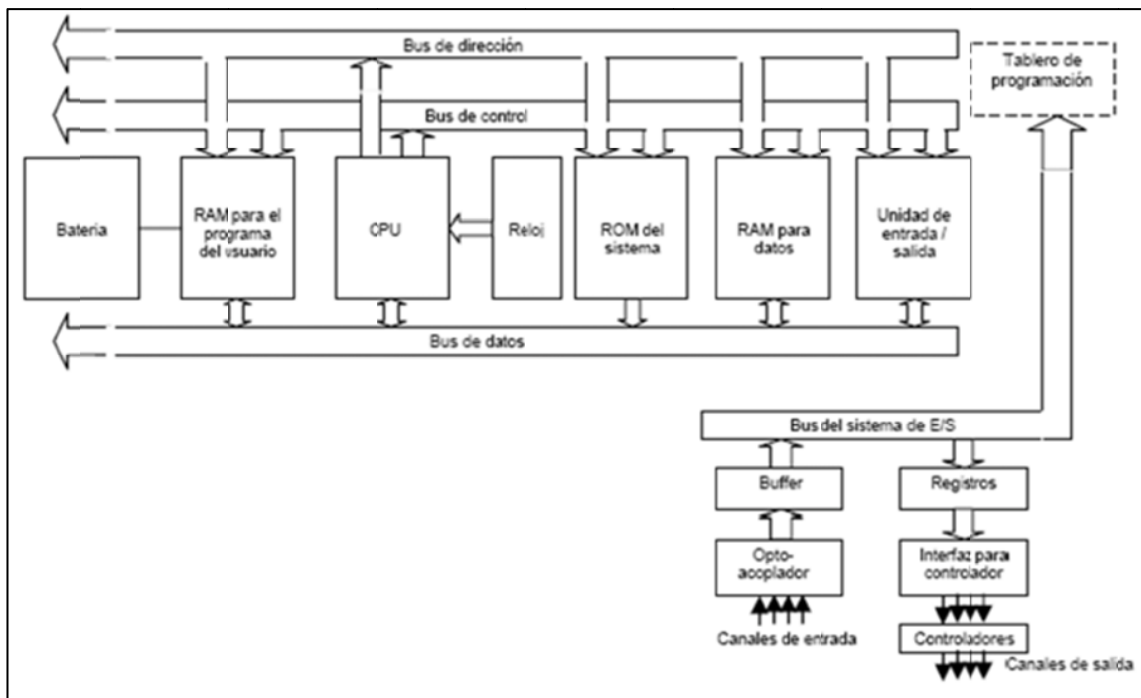
---

<sup>22</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 9.



Los elementos de la memoria son: una memoria ROM para guardar en forma permanente la información del sistema operativo y datos corregidos, una memoria RAM para el programa del usuario, y una memoria buffer temporal para los canales de entrada y salida.

La estructura interna de un PLC puede representarse mediante la siguiente figura:



**Figura 1.5.** Estructura Interna de un PLC

FUENTE: [AGUINAGA A; 2011]

#### 1.4.4. OPERACIÓN CÍCLICA DEL PLC

El PLC opera en forma cíclica, realizando las siguientes tareas <sup>[23]</sup>:

- Lee las entradas
- Ejecuta el programa del usuario
- Procesa las peticiones de comunicación
- Efectúa el autodiagnóstico
- Escribe las salidas

#### 1.4.5. ALMACENAMIENTO EN LA CPU DEL PLC

La CPU almacena el estado de las entradas y salidas en determinadas áreas de la memoria. A cada área de la memoria se asigna un identificador nemotécnico <sup>[23]</sup>. El identificador nemotécnico para cada área de la memoria de un PLC, se presenta en la siguiente tabla:

**Tabla 1.1.** Identificador nemotécnico de cada área de la memoria de un PLC.

IDENTIFICADOR	ÁREA DE LA MEMORIA
I	Entradas
Q	Salidas
V	Entradas variables
M	Marcas especiales
S	Relés de control secuencial
T	Temporizadores
C	Contadores
AI	Entradas analógicas
AQ	Salidas analógicas
AC	Acumuladores
HC	Contadores rápidos

FUENTE: [AGUINAGA A; 2011]

Para acceder a las áreas de memoria se especifican direcciones absolutas, las que se indican de las siguientes formas:

- Bit de datos en la memoria de la CPU, lo que se denomina direccionamiento "byte. bit", donde la dirección se especifica como operando. Ejemplo: I2.3 – Corresponde el área de las entradas / dirección de byte 2 / número de bit 3.
- Formato de byte (B), palabra (W) o palabra doble (D), lo que implica asignar nombres simbólicos. Ejemplo: VW100 – Corresponde el área de memoria variable, en formato de palabra cuya dirección es 100.

<sup>23</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 9-11.

Los programas del controlador, con sus respectivos datos, se almacenan de las siguientes maneras <sup>[24]</sup>:

- En una memoria EEPROM no volátil, para almacenar todo el programa, así como algunas áreas de datos y la configuración de la CPU.
- En una memoria RAM.

Cuando el programa se carga desde el PC (ordenador) hacia la CPU, la configuración de la CPU y el bloque de datos (DBI) se almacenan en la memoria RAM y en la EEPROM.

#### **1.4.6. ENTRADAS/SALIDAS DIGITALES**

##### **1.4.6.1. Entradas digitales**

Los módulos de entradas digitales permiten conectar al autómeta sensores de tipo todo o nada. El cable de señal del sensor se conecta a una vía de entrada del módulo. El módulo se encarga de convertir la señal que entra por la vía en una señal que es cero o uno en un bit interno de la memoria del módulo. Cada ciclo de autómeta, la unidad central lee los bits de los módulos y convierte su valor en los objetos del lenguaje del autómeta conocidos como entradas digitales <sup>[25]</sup>.

Los módulos de entradas digitales trabajan con señales de tensión, por ejemplo cuando por una vía llegan 24 voltios se interpreta como un 1 y cuando llegan cero voltios se interpreta como un 0. Los módulos de entradas digitales se caracterizan por el nivel de tensión que interpretan como "uno". Los niveles de tensión estándar son 24 voltios C.C., 110 VCA, 220 VCA.

---

<sup>24</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 15-18.

### **1.4.6.2. Salidas Digitales**

Un módulo de salidas digitales permite al autómata programable actuar sobre los preactuadores y actuadores que admitan órdenes del tipo todo o nada. Periódicamente el autómata escribe el valor de los objetos conocidos en su lenguaje como salidas digitales en estos módulos <sup>[25]</sup>.

El valor binario de las salidas digitales (0 ó 1) se convierte en la apertura o cierre de un contacto relé interno del autómata, en el caso de módulos de salidas a relé. O bien se convierte en la presencia de 0 ó 24 voltios en una toma del bornero, en los módulos de salidas estáticos.

### **1.4.7. ENTRADAS/SALIDAS ANALÓGICAS.**

Los módulos de entradas/salidas analógicas permiten que los autómatas programables trabajen con actuadores de mando analógico y lean señales de tipo analógico. Estos módulos son la interfaz para que el autómata pueda controlar procesos continuos como son temperatura, presión, caudal, etc <sup>[26]</sup>.

#### **1.4.8.1. Entradas analógicas**

Los módulos de entradas analógicas convierten una magnitud analógica en un número que se deposita en una variable tipo palabra interna del autómata. Esta conversión se realiza con una precisión o resolución determinada (número de bits) y cada cierto intervalo de tiempo (periodo de muestreo).

La precisión en los módulos de entrada analógica suele ir desde los 12 a los 16 bits. A mayor número de bits más precisa será la conversión pero también más lenta. Una precisión de 14 bits es mucho más que suficiente en la mayoría de las aplicaciones industriales.

---

<sup>25</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 19-21.

Los módulos de entrada analógica pueden leer tensión o intensidad. El rango de tensión o intensidad permite ajustar la vía al tipo de señal de entrada que da el sensor analógico.

Los rangos más comunes de señal que ofrecen los sensores analógicos son:

- +/- 10 voltios
- 0 – 10 voltios
- 0 – 20 mA
- 4 – 20 mA

#### **1.4.8.2. Salidas Analógicas**

Los módulos de salida analógica permiten que el valor de una variable numérica interna del autómata se convierta en tensión o en intensidad. Esta tensión o intensidad puede servir de referencia de mando para actuadores que admitan mando analógico, como pueden ser los variadores de velocidad, las etapas de tiristores de los hornos, los reguladores de temperatura, los reguladores de caudal, entre otros; lo cual permite al autómata realizar funciones de regulación y control de procesos continuos <sup>[26]</sup>.

La precisión en los módulos de salida analógica suele ir desde los 12 a los 14 bits, y no se presentan problemas de velocidad, dado que la conversión digital-analógica es prácticamente instantánea.

Cada salida se caracteriza por el tipo de señal suministrada, que puede ser intensidad o tensión, y por el rango.

---

<sup>26</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 23.

## **1.4.8. PROGRAMACIÓN DEL PLC**

### **1.4.8.1. Software de Programación**

El software de programación para los PLC comprende tres partes básicas: el programa principal, la subrutina (opcional), y la rutina de interrupción (opcional) <sup>[27]</sup>.

#### *PROGRAMA PRINCIPAL*

El programa principal contiene las operaciones que controlan la aplicación, las cuales se ejecutan en forma secuencial en cada ciclo. El programa principal termina con una sentencia de finalización.

#### *SUBROUTINA*

Una subrutina es una secuencia de operaciones que se ejecutan cada vez que son invocadas en el programa principal. Las subrutinas se colocan al final del programa principal y terminan con una operación de retorno absoluto (RET).

#### *RUTINAS DE INTERRUPCIÓN*

Las rutinas de interrupción son secuencias de operaciones que se ejecutan cada vez que se presenta el correspondiente evento de interrupción. Las rutinas de interrupción se ubican al final del programa principal y terminan con una operación de retorno absoluto (RETI).

### **1.4.8.2. Lenguajes de Programación**

Normalmente cada software maneja varios lenguajes de programación de entre los cuales los mas importantes son: KOP (esquema de contactos) y AWL (lista de instrucciones).

---

<sup>27</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 23.

#### 1.4.8.2.1. Lenguaje de Programación AWL

Este lenguaje contiene una lista de instrucciones en el que cada línea del programa tiene una operación que utiliza una abreviatura nemotécnica para representar una función de la CPU. Las operaciones se colocan en secuencia lógica de acuerdo a los requerimientos del programa <sup>[28]</sup>.

La programación con este tipo de lenguaje tiene las siguientes reglas:

- Cada sección de programación se divide en segmentos, cuya palabra clave es NETWORK.
- La primera columna corresponde a la operación. La operación es una sentencia lógica.
- La segunda columna, que se separa de la anterior por un espacio en blanco, corresponde al operando. El operando es la dirección del dato sobre el que actúa la operación.
- Los operandos se separan mediante comas, espacios en blanco o un tabulador.
- No se introducen espacios entre el área de memoria y su dirección.
- Los comentarios se escriben luego de dos barras inclinadas (//).
- Los nombres simbólicos deben ir entre comillas.

La siguiente figura muestra un fragmento de programa en lenguaje AWL:

```

// PROGRAMA PARA TREN TRANSPORTADOR

NETWORK
LD "marcha 1" // Marcha motor
AN "paro -Em1" // Si I0.0 esta activado (on)
= Q0.0 // poner en marcha motor transportador

NETWORK
LD I0.1 // paro emergencia transportador
O I0.3 // Si paro_Em1 está activado
R Q0.0,1 // o si paro - Em2 está activado

NETWORK MEND
MEND // Fin de programa

```

**Figura 1.6.** Ejemplo de programación en lenguaje AWL

FUENTE: [AGUINAGA A; 2011]

<sup>28</sup> AGUINAGA A.; *Autómatas Programables*; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 26,27.

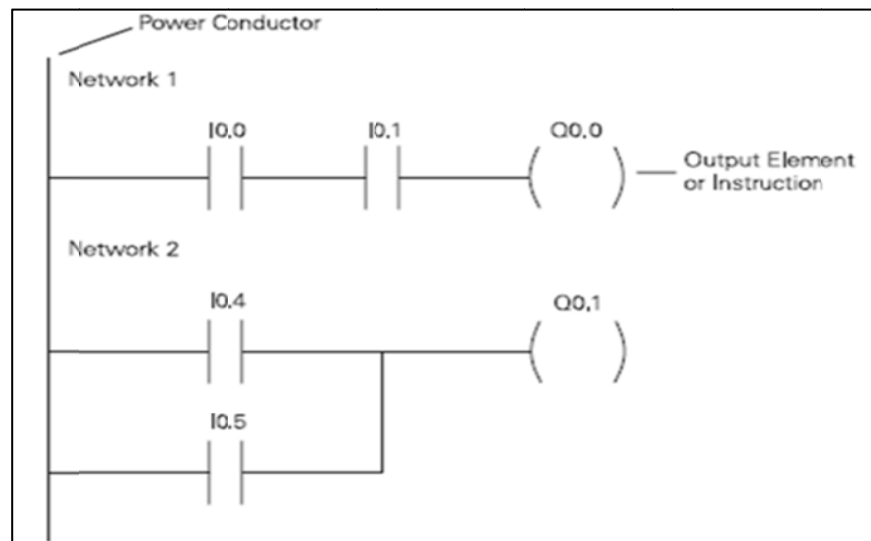
#### 1.4.8.2.2. Lenguaje de Programación KOP

El lenguaje de programación KOP es un lenguaje gráfico con componentes similares a los elementos de los esquemas de circuitos eléctricos, los cuales conforman un segmento de operaciones lógicas. Los diagramas que se establece son similares a gráficos en escalera (LADDER) <sup>[29]</sup>.

Los elementos básicos de un lenguaje KOP son:

- Contactos, que representan interruptores por los que circula la corriente cuando están cerrados.
- Bobinas, que representan a relés que se activan cuando se aplica voltaje.
- Cuadros, que representan una función que se ejecuta cuando circula corriente.
- Segmentos, que constituyen un circuito completo. La corriente circula desde la barra de alimentación ubicada a la izquierda, pasando por los contactos cerrados para activar las bobinas o cuadros.

La siguiente figura muestra un fragmento de programa en lenguaje KOP:



**Figura 1.7.** Ejemplo de programación en lenguaje KOP

FUENTE: [AGUINAGA A; 2011]

<sup>29</sup> AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011. Págs. 26,27.



## **CAPÍTULO 2.**

### **DEFINICIÓN DEL PRODUCTO Y DISEÑO CONCEPTUAL**

#### **2.1. DEFINICIÓN DEL PRODUCTO**

##### **2.1.1. ENUNCIADO INICIAL DEL PRODUCTO**

La máquina a diseñar estará en la capacidad de cortar planchas de cartón de hasta 1300 milímetros de ancho y 2200 milímetros de longitud. El espesor máximo de las planchas de cartón será de 7 milímetros para cartón corrugado, y 2,1 milímetros para cartón prensado.

Las planchas de cartón serán transformadas a segmentos cuadrangulares o rectangulares de múltiples dimensiones, por corte longitudinal y transversal contiguo y continuo.

La alimentación de las planchas de cartón será manual, en tanto que el registro, el avance y los cortes longitudinales y transversales serán realizados automáticamente.

La máquina diseñada permitirá disminuir los costos de producción y las horas hombre-máquina involucradas en el proceso de conversión de planchas de cartón.

##### **2.1.2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS**

###### **2.1.2.1. Principios de Funcionamiento**

En todos los procesos tradicionales de conversión de planchas de cartón, los tres elementos básicos son:

- El material a cortar (cartón corrugado y/o cartón prensado)
- Las cuchillas de corte (cuchillas circulares y/o rectilíneas)
- La máquina de corte

La figura 2.1 muestra los tres elementos básicos en los procesos de conversión de planchas de cartón:



**Figura 2.1.** Elementos básicos-Conversion de planchas de cartón <sup>[30]</sup> <sup>[31]</sup> <sup>[32]</sup>

Las funciones básicas de una máquina de corte para conversión de cartón son:

- Dividir las planchas de cartón en varios segmentos rectangulares o cuadrangulares, por corte longitudinal y transversal.
- Sincronizar el avance y el corte del material.
- Controlar el registro de la longitud y el ancho de los segmentos rectangulares o cuadrangulares obtenidos.
- Asegurar la precisión de corte, de modo que los segmentos de cartón obtenidos sean cortados perfectamente a escuadra (90°).

Los principales movimientos asociados a una máquina de corte para conversión de cartón son:

- Alimentación de las planchas de cartón.
- Avance de las planchas de cartón a cortar.
- Corte longitudinal.
- Corte transversal.
- Recepción de segmentos de cartón cortados.
- Apilamiento de segmentos de cartón cortados.

<sup>30</sup> <http://www.grupojubany.com/catalogo/index.php/ofertas/pro:149>

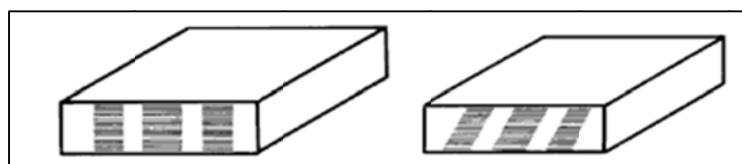
<sup>31</sup> <http://www.grupcecasa.es/webs/jercu/mlig.htm>

<sup>32</sup> <http://www.bhs-corrugated.hr/>

### 2.1.2.2. Consideraciones para el corte de cartón

Las consideraciones para el corte de cartón son:

- El corte debe ser totalmente recto.
- El corte no debe producir pelusas.
- El material cortado no debe presentar desgarres.
- El corte no debe provocar la deformación del cartón.
- Los segmentos de cartón deben resultar geoméricamente idénticos.
- La presión de corte debe ser regulada a partir del espesor del cartón a cortar.
- El corte debe ser regular a lo largo del perímetro de los segmentos de cartón obtenidos.
- Los bordes de los segmentos de cartón no deben presentar sombreado vertical y/o diagonal (Figura 2.2).



**Figura 2.2.** Sombreado en los bordes del cartón cortado <sup>[33]</sup>

### 2.1.3. ANÁLISIS FUNCIONAL

El análisis funcional de un producto o sistema y la elaboración de la estructura funcional es un primer paso para establecer su estructura modular.

Es conveniente que cada una de las funciones sea realizada por un solo módulo. En caso de no ser posible, hay que delimitar convenientemente la parte de la función que realiza cada módulo y sus interrelaciones. El establecer una estructura modular subdividida en mayor o menor grado es uno de los criterios que hay que analizar cuidadosamente.

<sup>33</sup> FASSCO; Catálogo - Cuchillas para máquinas: Instrucciones de afilar y datos técnicos; REMSCHEID; Alemania; 1988.

De igual forma se debe establecer interfases adecuadas entre módulos. Una interfase es cualquier superficie real o imaginaria entre dos módulos de un sistema, a través de la cual se establece alguna de las siguientes relaciones: unión mecánica, flujo de energía, flujo de materiales o flujo de señales.

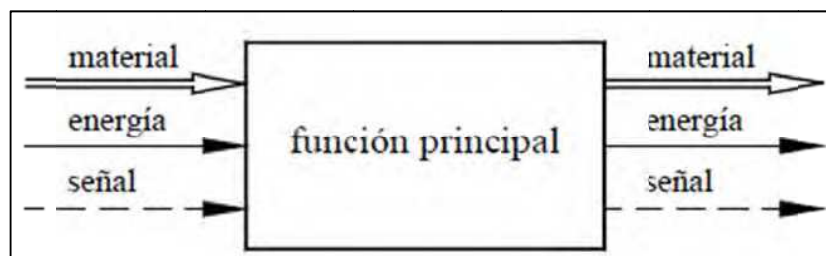
Para facilitar la representación de las funciones y de los flujos en la estructura funcional de un producto o sistema, es conveniente disponer de símbolos adecuados cuya utilización sea lo suficientemente flexible. Los símbolos utilizados son los siguientes: <sup>[34]</sup>

- Función: Rectángulo de línea continua.
- Flujo de material: Flecha de doble línea continua.
- Flujo de energía y dirección: Flecha de línea continua.
- Flujo de señal y dirección: Flecha de línea discontinua.
- Sistema, subsistema, módulo: Polígono de línea de punto y raya.

Las descripciones de los diferentes conceptos se realizan de la siguiente manera:

- Función: Se sitúa dentro del rectángulo y preferentemente se define con un verbo seguido de un predicado.
- Flujo: Su objeto se indica encima de las flechas correspondientes.
- Sistema, subsistema y módulos: Se indica encima y a mano izquierda del polígono que lo delimita.

La figura 2.3 representa el manejo de la simbología para el análisis funcional:



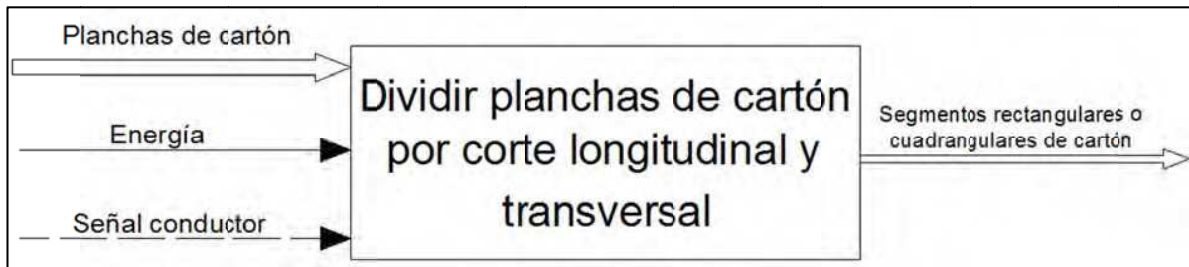
**Figura 2.3.** Simbología para análisis funcional

FUENTE: [RIBA C.; 2002]

<sup>34</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002. Pág. 129.

### 2.1.3.1. Función global y estructura funcional

La función global de la máquina a diseñar puede representarse de la siguiente manera:



**Figura 2.4.** Representación de la función global de la máquina

Para el establecimiento de la estructura funcional, se constata que la máquina tiene cuatro modos de operación principales:

- 1) La alimentación de las planchas de cartón
- 2) El corte longitudinal de las planchas de cartón
- 3) El corte transversal de las planchas de cartón
- 4) La recepción de los segmentos de cartón obtenidos

Los modos de operación principales, corresponden a los módulos de la máquina. El establecimiento de la estructura funcional se completa con la definición de la función principal y las subfunciones de cada módulo.

En la siguiente tabla se definen la función principal y las subfunciones de cada módulo.

**Tabla 2.1.** Módulos de la máquina

MÓDULO	FUNCIÓN PRINCIPAL	SUBFUNCIONES
1	Alimentar planchas de cartón	Sincronizar avance y corte longitudinal y transversal
		Transportar planchas de cartón
2	Cortar planchas de cartón longitudinalmente	Transportar planchas de cartón cortadas longitudinalmente
3	Cortar planchas de cartón transversalmente	Sincronizar recepción de segmentos cortados
4	Receptar segmentos cortados	Recoger segmentos cortados

El análisis funcional se concluye con la representación de la estructura funcional de la máquina a partir de la simbología presentada. Para la representación de la estructura funcional se definen tres niveles:

- En el nivel 0 se presenta la función global de la máquina.
- En el nivel 1 se presentan las funciones principales de cada módulo.
- En el nivel 2 se incluyen las subfunciones de cada módulo.

Para la representación de la estructura funcional es posible establecer más de tres niveles, pero para el caso de la máquina a diseñar, un desglose mayor de subfunciones conduciría a establecer implícitamente determinadas soluciones.

La representación de la estructura funcional de la máquina se presenta en los anexos 2.1 y 2.2 (ANEXOS-PLANOS).

#### **2.1.4. CASA DE LA CALIDAD**

La casa de la calidad traduce las demandas de los usuarios en requerimientos técnicos del producto y constituye el método más frecuente para la planificación del producto.<sup>[35]</sup>

La casa de la calidad consta de 6 pasos:

<sup>35</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002.

### 2.1.4.1. Paso 1. La voz del usuario

Para llevar a cabo el primer paso de la casa de la calidad, se consulta los requerimientos y deseos de los potenciales usuarios de la máquina a diseñar, como son las empresas productoras y convertidoras de cartón, entre las que se puede señalar: Corruempaque, Omega, Corrucart, Conversa, Macropack, entre otras.

Según la percepción de los usuarios, las demandas se clasifican en:

- Demandas básicas: A menudo no son formuladas por los usuarios; sin embargo cuando no se cumplen el usuario manifiesta insatisfacción.
- Demandas unidimensionales: Con su mejora aumenta proporcionalmente la satisfacción de los usuarios.
- Demandas estimulantes: Complacen al usuario y diferencian un producto de otro. Si no se cumplen, no producen insatisfacción en el usuario.

A partir de la selección y la definición puntual de los deseos y requerimientos de los usuarios, se obtiene la lista (Tabla 2.2.) con las demandas más importantes y su clasificación según la percepción de los usuarios.

**Tabla 2.2.** Lista de demandas del usuario

Nro.	DEMANDA	CLASIFICACIÓN
1	Que el corte sea preciso	Básica
2	Que el corte sea totalmente a escuadra (90°)	Básica
3	Que sea durable y robusta	Unidimensional
4	Que requiera un mínimo mantenimiento	Unidimensional
5	Que permita regular fácilmente las dimensiones de corte	Unidimensional
6	Que tenga un consumo mínimo de mano de obra	Unidimensional
7	Que las operaciones de cambio de cuchillas se realicen con facilidad	Unidimensional
8	Que permita obtener volúmenes elevados de producción	Básica
9	Que mantenga limpio el equipo y el ambiente de trabajo	Estimulante
10	Que sea fácil y segura de usar	Básica
11	Que el corte sea limpio (no produzca desgarres, pelusas ni deformaciones)	Básica
12	Que el tamaño se ajuste al espacio de trabajo promedio	Unidimensional

### **2.1.4.2. Paso 2. Análisis de la competencia**

Para realizar el segundo paso de la casa de la calidad, hay que plantear al grupo de usuarios las tres preguntas siguientes sobre el análisis de la competencia en relación con cada demanda:

- ¿Qué importancia tiene el cumplimiento de cada demanda?
- ¿En qué grado la máquina a diseñar cumpliría cada demanda?
- ¿En qué grado los productos de la competencia cumplen cada demanda?

Una vez obtenidas estas respuestas (evaluadas generalmente de 1 a 5), los datos se compilan y los resultados se introducen en la casa de la calidad.

#### ***2.2.2.1.1. Análisis del producto de la competencia (o benchmarking)***

Para el análisis del producto de la competencia (o benchmarking), se selecciona el producto de la competencia líder en el mercado, ya que sus soluciones contienen (de forma implícita) informaciones concretas de gran valor.

La metodología para el análisis de productos de la competencia, comprende entre otras, las siguientes actividades:

- Ponerlo en marcha y estudiar su funcionamiento
- Desmontarlo y analizar sus soluciones
- Simular o hacer pruebas del conjunto o de algunos de sus componentes

En vista de que no se cuenta con el producto de la competencia, no es posible llevar a cabo las actividades señaladas, por lo que el análisis se restringe a la inspección de las especificaciones técnicas del producto de la competencia líder en el mercado.

Como producto de la competencia líder en el mercado, se selecciona la máquina IDEALGANDRIA 130, fabricada por la empresa suiza RODA CONVERTING SA, la cual cumple con todas las demandas de los usuarios y presenta las siguientes especificaciones:



**Tabla 2.3.** Especificaciones del producto de la competencia líder en el mercado

ESPECIFICACIÓN TÉCNICA	VALOR
Ancho de trabajo	1300 mm
Rango de avance	mín. 1 / máx. 700 mm
Precisión de corte	± 0,20 mm
Máximo espesor admisible de cartón corrugado	10 mm
Máximo espesor admisible de cartón prensado	4 mm
Velocidad de avance	16 - 20 m/min
Tiempo total de puesta en marcha	5 min
Potencia instalada	7 kW
Dimensiones generales (Largo x Ancho)	6210 x 2650 mm
Peso de la máquina	aprox. 3500 kg

FUENTE: [RODA COVERTING SA; Idealgandria 130; Catálogo; Suiza; 2008]

#### 2.2.2.1.2. Resultados del análisis de la competencia

Los resultados del análisis de la competencia se introducen en la casa de la calidad, haciendo referencia a las siguientes columnas:

- Columna A: Evaluación del cumplimiento del producto a diseñar. Dado que el producto aún no ha sido desarrollado, se fija un valor de 1 respecto a cada una de las demandas.
- Columna B: Evaluación del cumplimiento del producto de la competencia.
- Columna C: Objetivos a cumplir respecto a las demandas de los usuarios (se fija el nivel deseado, de 1 a 5)
- Columna D: Índice de mejora ( $D = C/A \geq 1$ ).
- Columna E: Factor de venta (Evaluación en niveles de 1/1,2/1,5). Las demandas básicas son las que proporcionan un máximo factor de venta.
- Columna F: Importancia. Se define en función de la percepción de los usuarios, para lo cual se aplica una ponderación de 1 a 5.
- Columna G: Ponderación ( $G = D \times E \times F$ )
- Columna H: Ponderación porcentual. (en % sobre el total de las demandas)

En la siguiente tabla se muestran los valores resultantes correspondientes al análisis de la competencia.

**Tabla 2.4.** Valoración resultante del análisis de la competencia

Nro. DEMANDA	ANÁLISIS DE LA COMPETENCIA							
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	1	5	5	5	1,5	5	37,5	12,1
2	1	5	5	5	1,5	5	37,5	12,1
3	1	5	4	4	1,0	4	16,0	5,2
4	1	5	4	4	1,0	4	16,0	5,2
5	1	5	5	5	1,2	5	30,0	9,7
6	1	5	4	4	1,0	5	20,0	6,5
7	1	5	4	4	1,2	4	19,2	6,2
8	1	5	5	5	1,5	5	37,5	12,1
9	1	5	3	3	1,0	3	9,0	2,9
10	1	5	5	5	1,5	5	37,5	12,1
11	1	5	5	5	1,5	5	37,5	12,1
12	1	3	3	3	1,0	4	12,0	3,9
							<b>309,7</b>	<b>100,0</b>

Los resultados señalan que hay que concentrar los esfuerzos en cinco puntos, los cuales agrupan el 60,5% de las mejoras, y son: precisión de corte, corte totalmente a escuadra, volúmenes elevados de producción, facilidad y seguridad de uso, y corte limpio (no produzca desgarres ni pelusas).

#### **2.1.4.3. Paso 3. La voz del ingeniero**

El tercer paso de la casa de la calidad consiste en la traducción de las demandas subjetivas de los clientes en características técnicas objetivas del producto.

Para el caso de la máquina a diseñar, se asocia a cada demanda de los clientes una característica técnica específica, para lo cual se identifica las variables preponderantes en los coeficientes o unidades dimensionales relacionadas. La lista de características técnicas se presenta en la siguiente tabla:

**Tabla 2.5.** Lista de características técnicas

<b>Nro.</b>	<b>CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS</b>	<b>COEFICIENTE/UNIDAD</b>
1	Sincronización de avance y corte	(-)
2	Perpendicularidad del corte longitudinal y transversal	°
3	Resistencia a la fatiga (Se)	MPa
4	Número de ciclos de esfuerzo (N)	Ciclos
5	Tiempo de puesta en marcha	min
6	Número de operarios	(-)
7	Tiempo de paro	min
8	Velocidad de avance	m/min
9	Flujo volumétrico de residuos	m <sup>3</sup> /s
10	Configuración y dimensiones de partes	m
11	Ángulo de corte y de cruce de las cuchillas	°
12	Volumen de la máquina	m <sup>3</sup>

#### 2.1.4.4. Paso 4. Correlaciones

Las correlaciones conforman el cuerpo de la casa de la calidad, y señalan la capacidad de cada característica técnica para satisfacer al cliente en cada una de sus demandas. <sup>[36]</sup>

En este paso se analiza hasta qué punto se puede predecir el cumplimiento de las demandas a partir de las características técnicas elegidas, para lo cual se establecen tres niveles de correlación: fuerte = 9, mediano = 3, y débil = 1 (simbolizados en la casa de la calidad por un círculo con punto, un círculo y un triángulo respectivamente). Si no existe correlación el espacio se deja en blanco y es equivalente a un valor cero.

La siguiente tabla muestra la valoración correspondiente a las correlaciones entre las demandas y las características técnicas.

<sup>36</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002.

**Tabla 2.6.** Valoración de las correlaciones

DEMANDAS	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS											
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
1	9	9	1	0	0	0	0	3	0	1	9	0
2	9	9	3	0	0	0	0	3	0	1	9	0
3	0	0	9	9	0	0	0	0	0	3	3	0
4	0	0	9	9	0	3	9	0	0	3	3	0
5	0	0	0	0	9	3	3	0	0	3	0	0
6	0	0	0	0	3	9	3	1	0	0	0	1
7	0	0	0	0	3	3	9	0	0	9	0	3
8	3	0	0	0	3	3	3	9	3	0	1	0
9	0	1	0	0	0	3	3	3	9	1	3	1
10	3	0	0	0	3	3	3	3	1	9	0	1
11	9	9	0	0	0	0	1	3	1	3	9	0
12	0	0	0	0	0	1	0	3	1	9	0	9

#### 2.1.4.5. Paso 5. Evaluación Técnica

El quinto paso de la casa de la calidad se realiza después de haber completado el cuadro de correlaciones del paso anterior y consiste en la evaluación de la incidencia de cada una de las características técnicas en la satisfacción de las demandas del usuario. Para ello se calcula la incidencia de cada característica técnica por medio de la siguiente fórmula: <sup>[37]</sup>

$$\text{INCIDENCIA} = \sum_{i=0}^n (\text{Valoración correlación} \times \text{Ponderación})_i \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Ejemplo de cálculo:

Característica técnica = Sincronización de avance y corte

$$\text{INCIDENCIA} = (9 \times 37,5) + (9 \times 37,5) + (3 \times 37,5) + (3 \times 20) + (9 \times 30) = 1118$$

La incidencia porcentual se calcula para cada característica técnica, en función de la sumatoria de todos los valores de incidencia para cada característica.

<sup>37</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002.

En la tabla 2.7 se muestran los resultados del cálculo de incidencia e incidencia porcentual para cada una de las características técnicas establecidas.

**Tabla 2. 7.** Incidencia de las características técnicas

INCIDENCIA	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS												TOTAL
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	
VALOR	1118	957	474	324	640	673	776	827	289	912	1127	276	<b>8390</b>
[%]	13,3	11,4	5,6	3,9	7,6	8,0	9,2	9,9	3,4	10,9	13,4	3,3	<b>100</b>

En base a los resultados se identifica que 5 de las características técnicas establecidas, agrupan el 58,9 % de la incidencia sobre la mejora del producto, y en orden de importancia éstas son: sincronización de avance y corte, perpendicularidad de corte longitudinal y transversal, velocidad de avance, ángulo de corte y de cruce de las cuchillas, y configuración y dimensionamiento de partes.

Por medio de la evaluación técnica, se comprueba que las características de mayor incidencia, están directamente relacionadas con las demandas de mayor ponderación identificadas en el paso número 2.

#### **2.1.4.6. Paso 6. Compromisos Técnicos**

El techo de la casa de la calidad contiene los distintos compromisos entre las características técnicas del producto que la empresa debe sopesar y decidir para situarse lo mejor posible en el mercado. Se establecen cuatro niveles de correlación: muy negativa, negativa, positiva y muy positiva. <sup>[38]</sup>

Pueden darse varios casos de interrelación entre las características técnicas:

- Correlación positiva: Al mejorar una característica técnica también mejora la otra.
- Correlación negativa: Al mejorar una característica técnica empeora la otra.
- Sin correlación: No existe influencia mutua entre dos características técnicas.

<sup>38</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002.

La correlación entre las características técnicas se define en la tabla 2.8 mediante la siguiente simbología: muy negativa (MN), negativa (N), positiva (P) y muy positiva (MP).

**Tabla 2.8.** Correlaciones de compromisos técnicos

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
1.					P			MP				
2.					P						MP	
3.				MP			MP			P		
4.			MP				MP			P		
5.	P	P				MP	MP					
6.					MP							
7.			MP	MP	MP					P		
8.	MP								N			
9.								N				
10.			P	P			P				MP	MP
11.		MP								MP		
12.										MP		

A partir de la definición de los compromisos técnicos, se verifica que la única correlación negativa está dada porque al incrementar la velocidad de avance, incrementa también el volumen de residuos.

Los resultados agrupados se presentan en el anexo 2.3 (ANEXOS – PLANOS).

### 2.1.5. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

La especificación técnica establece los requerimientos y deseos, sin dar la descripción de formas constructivas que constituyen tan solo una de sus posibles soluciones.

Para establecer la especificación para la definición del producto, se dispone de la lista de referencia de especificaciones presentada en la tabla 2.9, la cual permiten evaluar de forma metódica distintos conceptos relacionados con las funciones, características, prestaciones y condiciones del entorno del producto.

**Tabla 2.9.** Lista de referencia de especificación

CONCEPTOS	DETERMINACIONES
Función	Principal: Dividir planchas de cartón por corte transversal y/o corte longitudinal.
Dimensiones	Planchas de cartón: Largo = máx. 2200 mm, Ancho = máx. 1300 mm
	Espesor planchas de cartón corrugado: 7 mm
	Espesor planchas de cartón prensado: 2,1 mm
	Longitud de corte: Mínimo 75 mm / máximo 500 mm
Movimientos	Alimentación de las planchas de cartón en el sentido longitudinal.
	Avance de las planchas de cartón en el sentido longitudinal.
	Recepción y recogida de segmentos de cartón cortados.
	Número de cortes longitudinales: Máximo 7 cortes / 6 segmentos
	Velocidad de avance: 16 - 20 m/min.
Fuerzas	Corte longitudinal a 90°.
	Corte transversal a 90°.
	Fuerza de arrastre para alimentación, avance, recepción y recogida.
Energías	Alimentación manual.
	Accionamientos mecánicos.
	Automatización con PLC.
Materiales	Materiales de construcción existentes en el mercado.
	Material de trabajo: Planchas de cartón corrugado y/o cartón prensado.
Señales y Control	Control de avance, registro, corte longitudinal, corte transversal y recepción.
	Sincronización del avance con el corte longitudinal y el corte transversal.
	Sincronización del corte transversal con la recepción.
	Precisión de corte: $\pm 0,20$ mm
Fabricación y montaje	Fabricación por pedido.
	Montaje en el local de trabajo del comprador.
Transporte y distribución	Acceso local promedio: Ancho= 2500 mm, Altura= 2500 mm
	Piezas y componentes separadas y embaladas en un solo conjunto.
Vida útil y Mantenimiento	Garantía de 1 año.
	Con mantenimiento programado: en operación 10 años.
Costos y plazos	En función de la construcción de un prototipo para incursión en el mercado.
	Costo máximo según competencia: \$ 150000 USD
Seguridad y Ergonomía	Consideración de altura promedio del operador: 1,65 m.
Impacto Ambiental	Posibilidad de implementación de dispositivos recolectores de residuos.
Aspectos legales	Cumplimiento de reglamento 23-93: Seguridad y salud de los trabajadores; Título III: Aparatos, máquinas y herramientas.

A partir de la lista de referencia de especificación, se elabora el documento de especificación.

**Tabla 2. 10.** Documento de Especificación

RESPONSABLE DISEÑO		PRODUCTO		FECHA INICIO:	22/07/2011
GABRIEL FERNANDO BRAVO PALACIOS		MÁQUINA PARA DIVIDIR PLANCHAS DE CARTÓN POR CORTE LONGITUDINAL Y TRANSVERSAL.		ÚLTIMA REVISIÓN:	09/03/2012
				PÁGINA:	01/01.
ESPECIFICACIONES					
CONCEPTO	FECHA	PROPONE	R/D	DESCRIPCIÓN	
Función	22/07/2011	C + D	R	Dividir planchas de cartón por corte longitudinal y/o corte transversal.	
Dimensiones	22/07/2011	C	R	Planchas de cartón: Largo = máx. 2200 mm, Ancho = máx. 1300 mm	
	22/07/2011	C	R	Espesor planchas de cartón corrugado: máx. 7 mm	
	22/07/2011	C	R	Espesor planchas de cartón prensado: máx. 2,1 mm	
	24/11/2011	C	MR	Longitud de avance para corte transversal: Mín.75 mm / máx. 500 mm	
Movimientos	22/07/2011	D	R	Alimentación y avance en el sentido longitudinal de las planchas de cartón.	
	22/07/2011	C + D	R	Número de cortes longitudinales: Máximo 7 / 6 segmentos	
	22/07/2011	C + D	R	Velocidad de avance: 16 - 20 m/min.	
Fuerzas	22/07/2011	D	R	Corte longitudinal a 90°.	
	22/07/2011	D	R	Corte transversal a 90°.	
Energías	22/07/2011	C + D	R	Alimentación manual.	
	18/09/2011	D	MR	Accionamientos mecánicos y neumáticos.	
	22/07/2011	D	R	Automatización con PLC.	
Materiales	22/07/2011	C	R	Material de trabajo: Planchas de cartón corrugado y cartón prensado.	
Señales y Control	22/07/2011	D	R	Control de avance, registro, corte longitudinal, corte transversal y recepción de producto terminado.	
	22/07/2011	D	D	Precisión de corte: ± 0,20 mm	
Vida útil y Mantenimiento	22/07/2011	F + M	D	Garantía de 1 año.	
Aspectos legales	22/07/2011	C + D + F	R	Cumplimiento de Reglamento Ecuatoriano (R23-93): Seguridad y Salud de los Trabajadores; Título III: Aparatos, máquinas y herramientas.	
SIMBOLOGÍA					
PROPONE:	C = CLIENTE; M = MARKETING; D = DISEÑO; F = FABRICACIÓN				
R/D:	R = REQUERIMIENTO; MR = MODIFICACIÓN DE REQUERIMIENTO; NR = NUEVO REQUERIMIENTO				
	D = DESEO; MD = MODIFICACIÓN DE DESEO; ND = NUEVO DESEO				



## **2.2. PRESENTACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

### **2.2.1. MÓDULOS DE LA MÁQUINA**

Los módulos de la máquina a diseñar, han sido definidos a partir de las funciones y subfunciones que deberán cumplir para satisfacer las necesidades de los potenciales usuarios (Ver Tabla 2.1.).

A partir del análisis funcional desarrollado, se determina que la máquina a diseñar estará compuesta por cuatro módulos:

- Módulo 1: Transporta las planchas de cartón desde el punto de alimentación manual hasta el módulo 2, y sincroniza el avance con el corte longitudinal y el corte transversal.
- Módulo 2: Corta las planchas de cartón longitudinalmente y las transporta hasta el módulo 3.
- Módulo 3: Corta las planchas de cartón transversalmente y sincroniza la recepción de los segmentos de cartón cortados.
- Módulo 4: Recapta y recoge los segmentos de cartón cortados.

### **2.2.2. SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO**

#### **2.2.2.1. Módulo 1**

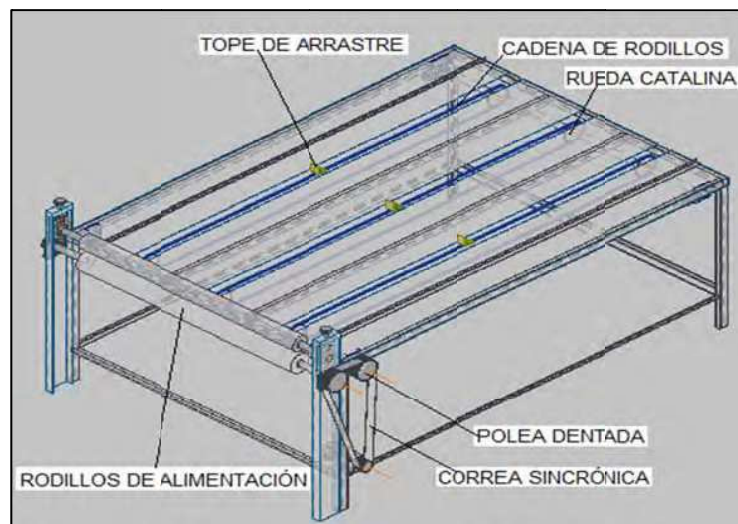
##### ***2.2.2.1.1. Alternativa 1 (M1-A1)***

La alternativa 1, representada por las figuras 2.5 y 2.6, consta de una mesa cuya base presenta tres secciones abiertas longitudinalmente. A lo largo de cada sección abierta se dispone una cadena de rodillos accionada por la acción conjunta de catalinas ubicadas en cada extremo de la mesa. Para el transporte y alimentación de las planchas de cartón, se conecta a cada cadena de rodillos varios topes de arrastre, los cuales deben ser alineados transversalmente y separados a lo largo de cada cadena en función de la longitud de las planchas de cartón y de la frecuencia de recorrido de la cadena.

A medida que la plancha de cartón es posicionada manualmente sobre los topes de arrastre, ésta es trasladada hacia un par de rodillos ubicados en el extremo final de la mesa, los cuales transportan la plancha de cartón hacia el módulo de corte longitudinal. El accionamiento de los rodillos y de las catalinas es sincronizado a partir de la transmisión de movimiento desde un actuador.



**Figura 2.5.** Módulo 1 – Alternativa 1.



**Figura 2.6.** Módulo 1 – Alternativa 1: Identificación de componentes

**Ventajas:**

- El reducido número y diversidad de piezas y componentes, facilita el montaje y la composición del módulo.
- Ninguna pieza del conjunto presenta formas demasiado intrincadas y de difícil conformación.
- La existencia de elementos normalizados en el mercado, permite adoptar piezas y abaratar los costos de fabricación.
- El conjunto asegura el cumplimiento de las funciones de traslado y alimentación de las planchas de cartón.

**Desventajas:**

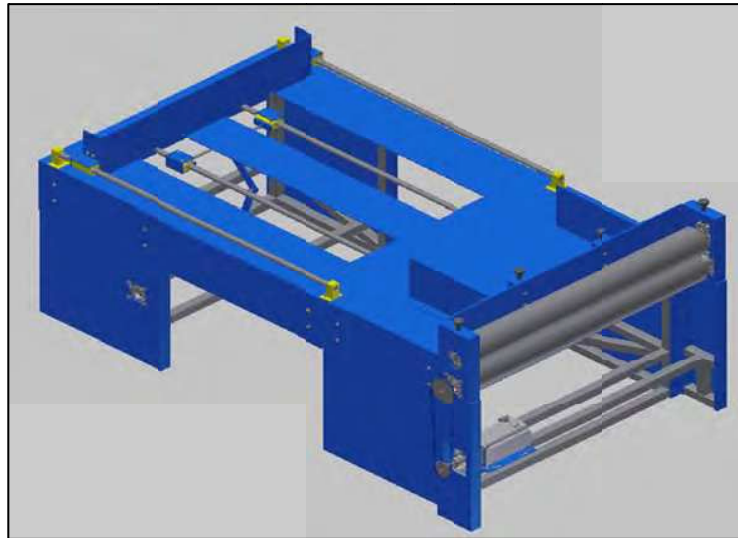
- La mesa de transporte y alimentación ocupa demasiado espacio, puesto que su longitud debe ser mayor a la longitud máxima de las planchas de cartón (longitud definida en las especificaciones de la máquina: 2200 mm).
- La regulación de la sincronización de avance y alimentación se restringe a la frecuencia de ubicación de los topes de arrastre.
- El transporte y alimentación de las planchas de cartón tienden a ser imprecisos, debido a que los topes de arrastre no aseguran el mantenimiento de la posición correcta de cada plancha.
- La precisión de registro es disminuida a medida que es necesario variar la posición de los topes de arrastre.

**2.2.2.1.2. Alternativa 2 (MI-A2)**

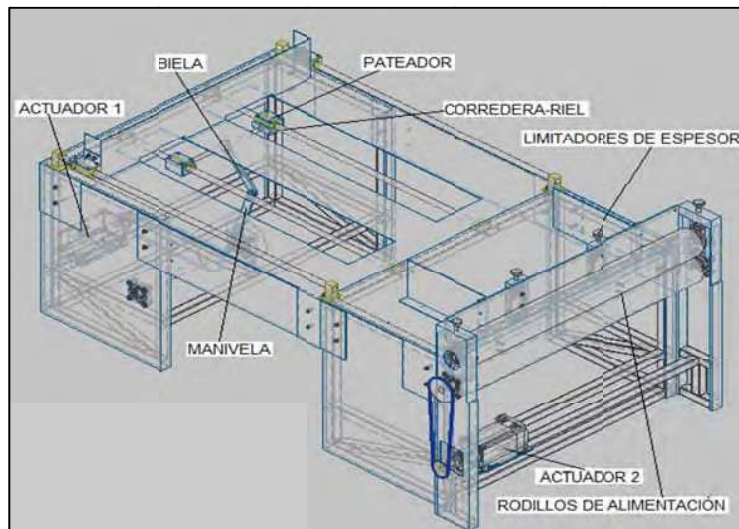
La segunda alternativa para el cumplimiento de las funciones del módulo 1, consiste en un sistema de alimentación por pateado, cuyo funcionamiento se basa en el accionamiento de un mecanismo manivela-biela-corredera. Las planchas de cartón se colocan sobre la mesa, de modo que al ser accionado el mecanismo por un actuador, el miembro pateador que se desliza sobre la corredera, arrastra y empuja la plancha de cartón que se encuentra en la última posición.

En el extremo del conjunto, se dispone de un par de rodillos que van a ser los encargados de transportar la plancha de cartón hacia el módulo de corte longitudinal. La alimentación de una sola plancha de cartón, se restringe por medio de topes verticales regulados por tornillo, y dispuestos antes que los rodillos de alimentación.

La alternativa 2 para el módulo 1, viene representada por las siguientes figuras:



**Figura 2.7.** Módulo 1 – Alternativa 2



**Figura 2.8.** Módulo 1 – Alternativa 2: Identificación de componentes

**Ventajas:**

- Es posible colocar más de una plancha de cartón a la vez.
- Ninguna pieza del conjunto presenta formas demasiado intrincadas y de difícil conformación.
- La mayoría de elementos normalizados se encuentran fácilmente en el mercado.
- El conjunto asegura el cumplimiento de las funciones de traslado y alimentación de las planchas de cartón.
- El registro se puede medir fácilmente a partir de la barrera que limita la alimentación de una sola plancha de cartón.

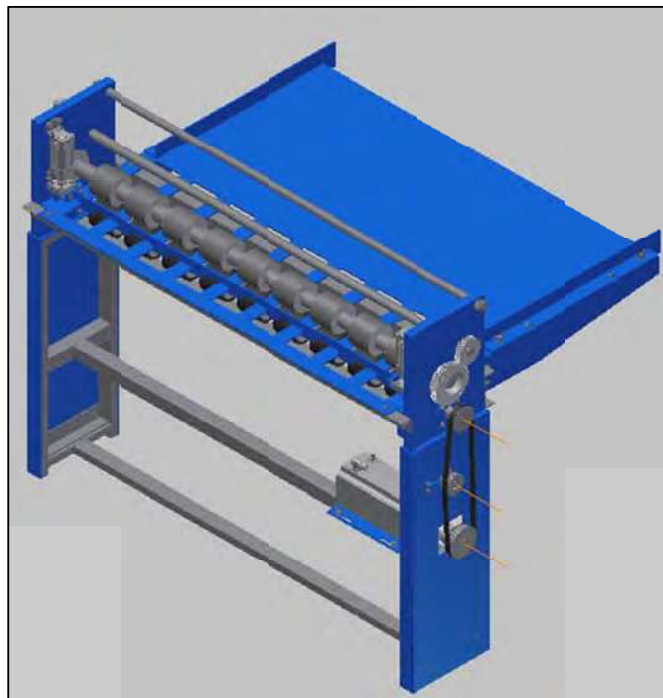
**Desventajas:**

- El número y diversidad de piezas y componentes, dificulta el montaje y la composición del módulo.
- La mesa sobre la cual se depositan las planchas de cartón ocupa demasiado espacio, dado que su longitud no puede ser menor o igual a la longitud máxima de las planchas de cartón a cortarse.
- Independientemente de las interfases de transmisión de movimiento que se podrían lograr al unir este módulo con el módulo de corte longitudinal, el conjunto requiere de dos actuadores para su funcionamiento.
- La regulación de la sincronización de avance y alimentación se restringe al diámetro de la rueda excéntrica y la longitud de la biela y manivela, por lo que se necesitarían varios juegos de bielas y manivelas de diferentes longitudes.
- No es posible sincronizar conjuntamente el movimiento del mecanismo de alimentación con los rodillos, puesto que el movimiento del mecanismo de alimentación es de ida y vuelta continua, mientras que los rodillos cumplen un ciclo de giro sincronizado según la longitud de los retazos a obtenerse.

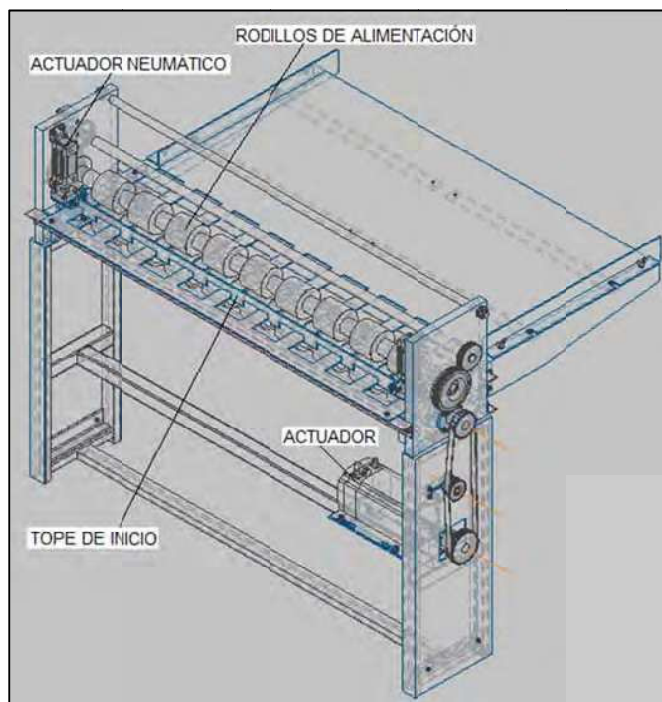
### 2.2.2.1.3. Alternativa 3 (M1-A3)

La alternativa 3, representada por las figuras 2.9 y 2.10, comprende un sistema de alimentación en el que en primera instancia, la plancha de cartón es introducida manualmente a través de dos rodillos compuestos por ruedas de arrastre. La plancha de cartón se introduce hasta un tope vertical, el cual una vez que la plancha ocupa esta posición, se eleva por medio de dos actuadores neumáticos y permite que los rodillos de alimentación trabajen transportando y sincronizando la entrega de la plancha de cartón al módulo de corte longitudinal.

Los rodillos de alimentación son accionados únicamente cuando el tope vertical se eleva para permitir el paso de la plancha de cartón. Una vez que el extremo último de la plancha de cartón supera la barrera del tope vertical, éste desciende nuevamente y el ciclo se reinicia.



**Figura 2.9.** Módulo 1 – Alternativa 3



**Figura 2.10.** Módulo 1 – Alternativa 3: Identificación de componentes

#### **Ventajas:**

- El reducido número y diversidad de piezas y componentes, facilita el montaje y la composición del módulo.
- La reducción del número de elementos susceptibles a mal funcionamiento incrementa la fiabilidad del conjunto.
- La longitud de la mesa de alimentación y soporte no debe ser igual a la longitud de la plancha de cartón, lo cual reduce el espacio necesario para el módulo.
- En vista de que la sincronización de avance se mide a partir del posicionamiento constante de la plancha de cartón, la precisión del registro aumenta.
- El posicionamiento de la plancha de cartón previo a la alimentación, reduce la probabilidad de los desajustes y retrasos que pueden producirse si la plancha de cartón se introduce desde un inicio por acción de los rodillos alimentadores.
- Cumplimiento eficaz de las funciones de alimentación, transporte y registro.

**Desventajas:**

- Varias piezas del conjunto presenta formas intrincadas y de difícil conformación.
- Elevado costo de los actuadores neumáticos.
- Elevado costo de fabricación de piezas de difícil conformación.
- Además de los actuadores neumáticos, el sistema requiere un actuador adicional para el accionamiento de los rodillos de alimentación.

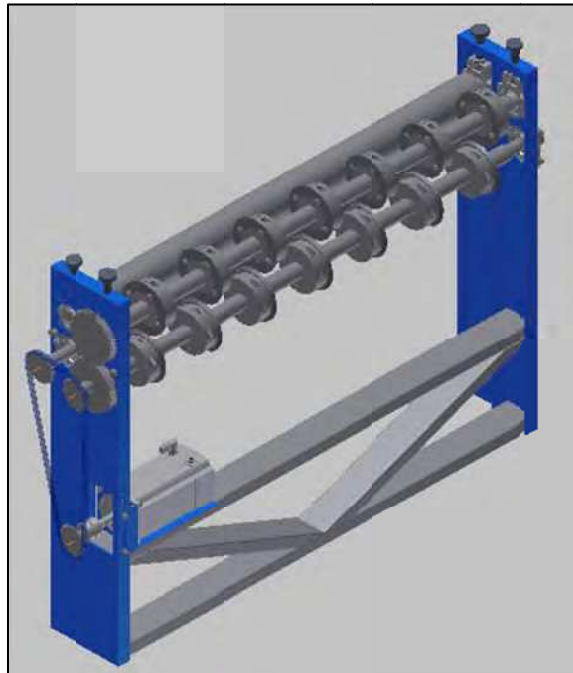
**2.2.2.2. Módulo 2****2.2.2.2.1. Alternativa 1 (M2-A1)**

La alternativa 1 para dar solución al cumplimiento de las funciones del módulo dos de la máquina (Figura 2.11 y 2.12), consta de un par de ejes sobre los cuales se fijan varios conjuntos de cuchillas circulares, separados uno de otro de acuerdo a las dimensiones de corte de las planchas de cartón. El conjunto de cuchillas circulares consta de la masa porta cuchilla y de la cuchilla circular, ambas divididas en dos partes para facilitar el montaje. La cuchilla circular utilizada es una cuchilla de bisel grueso, la cual se fija a la masa porta cuchilla por medio de pernos (Figura 2.13).

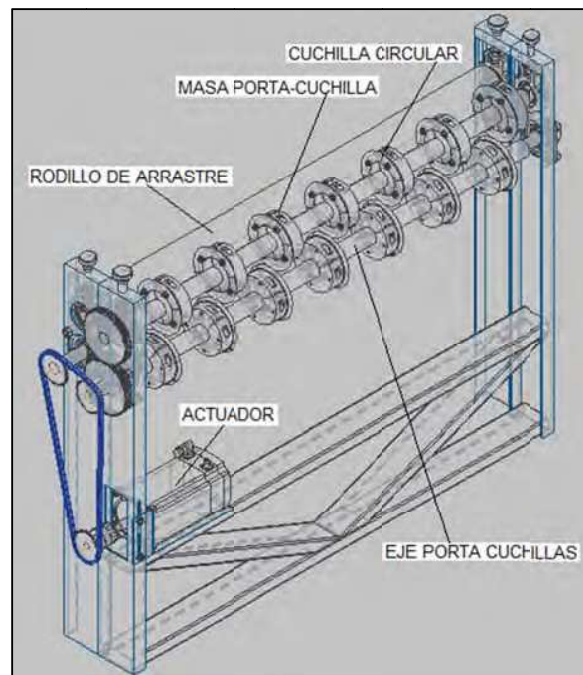
Las cuchillas del eje superior y del eje inferior son idénticas, pero se instalan de forma que el ángulo del bisel de la cuchilla del eje superior forme un ángulo opuesto idéntico a la cuchilla del eje inferior, lo cual produce el efecto de corte tijera. El movimiento debe ser transmitido tanto al eje superior como al eje inferior, de modo que los sentidos de giros resulten contrarios, con lo que se logra que además de cortar el material, éste sea trasladado hacia el siguiente módulo.

Inmediatamente después de los ejes porta cuchillas, se ubica un par de rodillos de arrastre que transportan las planchas de cartón hacia el módulo de corte transversal. Éste par de rodillos resulta indispensable, puesto que al producirse el corte longitudinal, las planchas no reciben ningún apoyo en su superficie inferior.

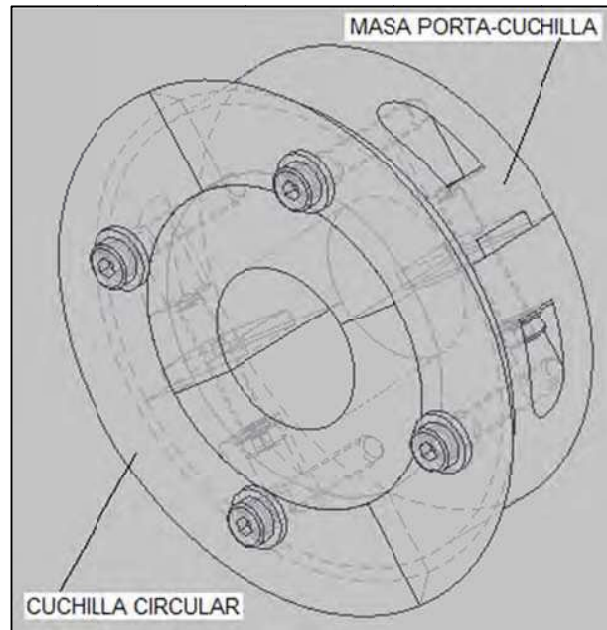




**Figura 2.11.** Módulo 2 – Alternativa 1



**Figura 2.12.** Módulo 2 – Alternativa 1: Identificación de componentes



**Figura 2.13.** Módulo 2 – Alternativa 1: Cuchilla circular

**Ventajas:**

- Facilidad de montaje y desmontaje de las cuchillas circulares, debido a que éstas vienen divididas en dos partes simétricas.
- Alta durabilidad de las cuchillas circulares, dado el grosor del ángulo de bisel (aproximadamente 10 mm)
- Tanto las cuchillas circulares como las masas porta cuchillas se encuentran fácilmente en el mercado a costos muy accesibles.
- Rigidez de corte, principalmente para la aplicación con cartón prensado.
- Es posible alcanzar niveles altos de velocidad de corte.
- La producción de pelusa es mínima.

**Desventajas:**

- La calidad de corte disminuye a medida que el espesor del material aumenta, produciéndose un efecto de corte tipo sierra, lo cual se debe principalmente al grosor del ángulo de bisel.

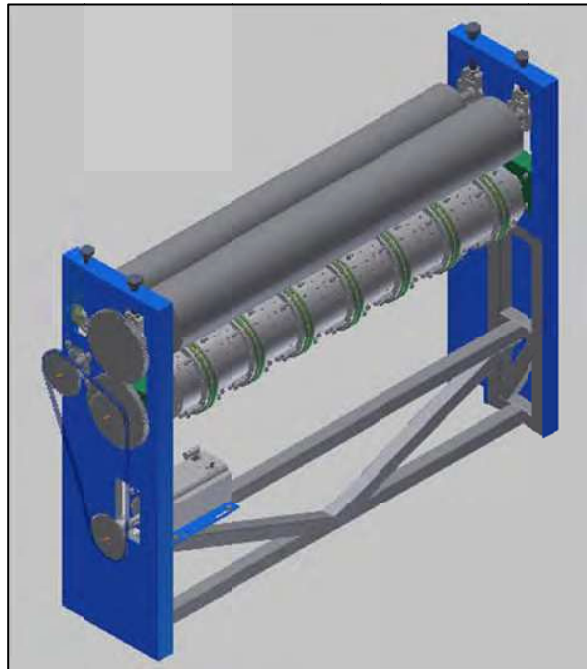
- En el instante de corte, dado que el material no es soportado desde su superficie inferior, éste tiende a ser absorbido hacia el centro de la cuchilla inferior, lo cual produce ondulación y quiebre de las planchas de cartón.
- Si la calibración y ajuste de las cuchillas no se realizan adecuadamente, la cuchilla superior puede montarse sobre la cuchilla inferior, provocando daños considerables a los demás componentes y piezas.
- La cuchilla superior tiende a frenarse a medida que el material avanza, lo cual produce una baja calidad de corte de las planchas de cartón.
- El desgaste de la masas porta cuchillas suele producir un desbalance de la orientación de corte longitudinal, la cual debe permanecer siempre perpendicular en relación al sentido de avance del material.

#### **2.2.2.2.2. *Alternativa 2 (M2-A2)***

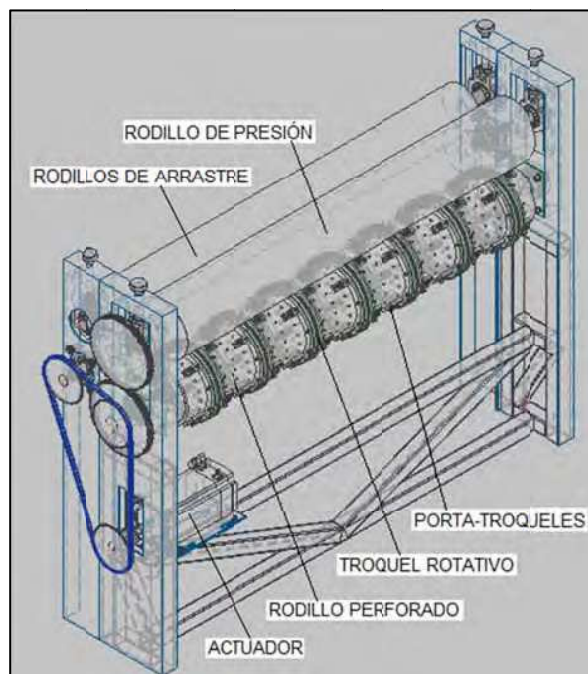
La alternativa 2 del módulo 2, representada por las figuras 2.14 y 2.15, consiste en un sistema de corte longitudinal por troquelado rotativo. El troquel rotativo, como se muestra en la figura 2.16, está constituido por cuchillas circulares sumamente finas incrustadas en madera.

El troquel rotativo se fija por medio de anillos porta cuchillas semicirculares, los cuales son posicionados de acuerdo a las dimensiones de corte, a lo largo de un rodillo perforado. Para producir el efecto de corte por troquelado rotativo, a medida que el rodillo perforado gira en un sentido, otro rodillo liso presiona la plancha de cartón desde la parte superior girando en sentido contrario.

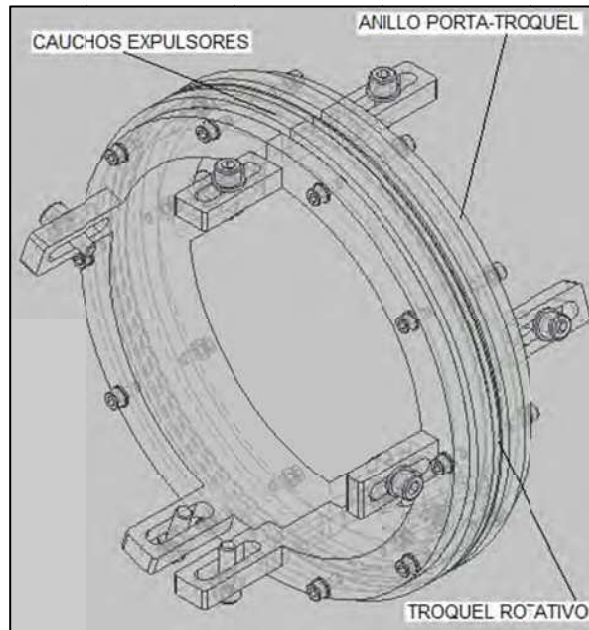
A la salida del módulo se dispone de dos rodillos de arrastre que transportan la plancha de cartón hacia el módulo de corte transversal.



**Figura 2.14.** Módulo 2 – Alternativa 2



**Figura 2.15.** Módulo 2 – Alternativa 2: Identificación de componentes



**Figura 2.16.** Módulo 2 – Alternativa 2: Troquel rotativo

**Ventajas:**

- Facilidad de montaje y desmontaje del troquel rotativo, el cual viene dividido en secciones semicirculares.
- Alta precisión de corte, dada por la calibración de distancia y cruce de las cuchillas.
- El mínimo grosor de las cuchillas asegura la calidad de corte.
- La generación de pelusa es prácticamente nula.

**Desventajas:**

- Por ser demasiado delgadas, las cuchillas del troquel se desgastan rápidamente y tienden a pandearse.
- Es necesario colocar cauchos a ambos lados de las cuchillas, puesto que el material tiende a adherirse al troquel. Estos cauchos ayudan a desprender el material pero de igual forma se desgastan rápidamente y deben ser reajustados para cada medida de corte.

- El nivel de complejidad de construcción del rodillo perforado es considerable.
- En el mercado nacional el servicio de preparación de troqueles rotativos representa un alto costo adicional.
- Las dimensiones de corte se ven restringidas por el espacio que ocupa cada masa porta troqueles.
- Alto tiempo de calibración y puesta en marcha.
- La inadecuada regulación y excesiva presión resultante del rodillo superior, provoca deformación de las planchas de cartón.

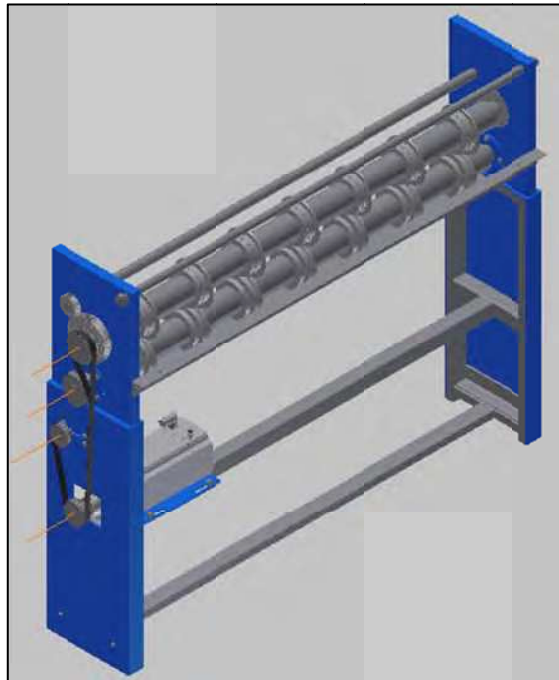
#### **2.2.2.2.3. Alternativa 3 (M2-A3)**

La tercera alternativa del módulo de corte longitudinal, representada por las figuras 2.17 y 2.18, comprende un sistema de corte mediante cuchillas circulares reafiladoras. El juego de cuchillas, presentado en la figura 2.19, está constituido por una cuchilla circular plana montada sobre el eje superior, y una cuchilla circular de bisel en hendidura montada en el eje inferior.

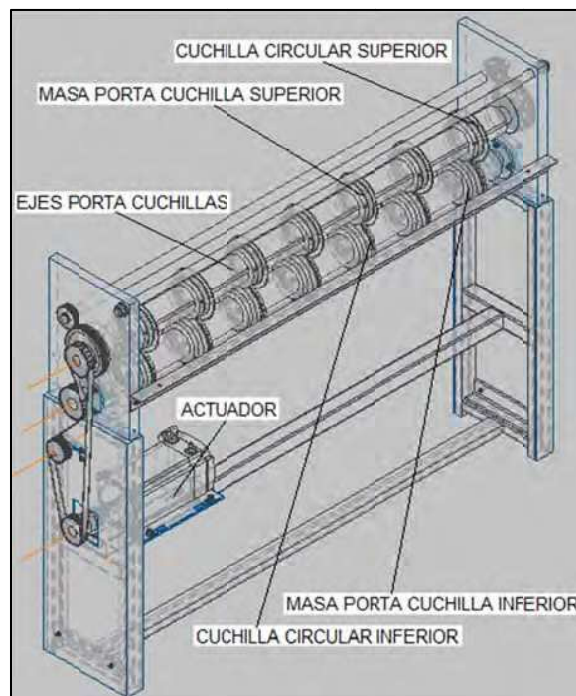
Tanto las cuchillas del eje superior como las cuchillas del eje inferior, se instalan por mitades sobre masas porta-cuchillas fijadas respectivamente a cada eje. La dimensión de corte se fija separando cada masa porta cuchillas, una de otra, y ajustándola sobre cada eje.

Dado que la cuchilla inferior presenta un bisel en hendidura, esta provee soporte al material, y permite que sea satisfactoriamente trasladado hacia el módulo de corte transversal, lo cual no hace necesario incluir un par de rodillos de arrastre de salida.

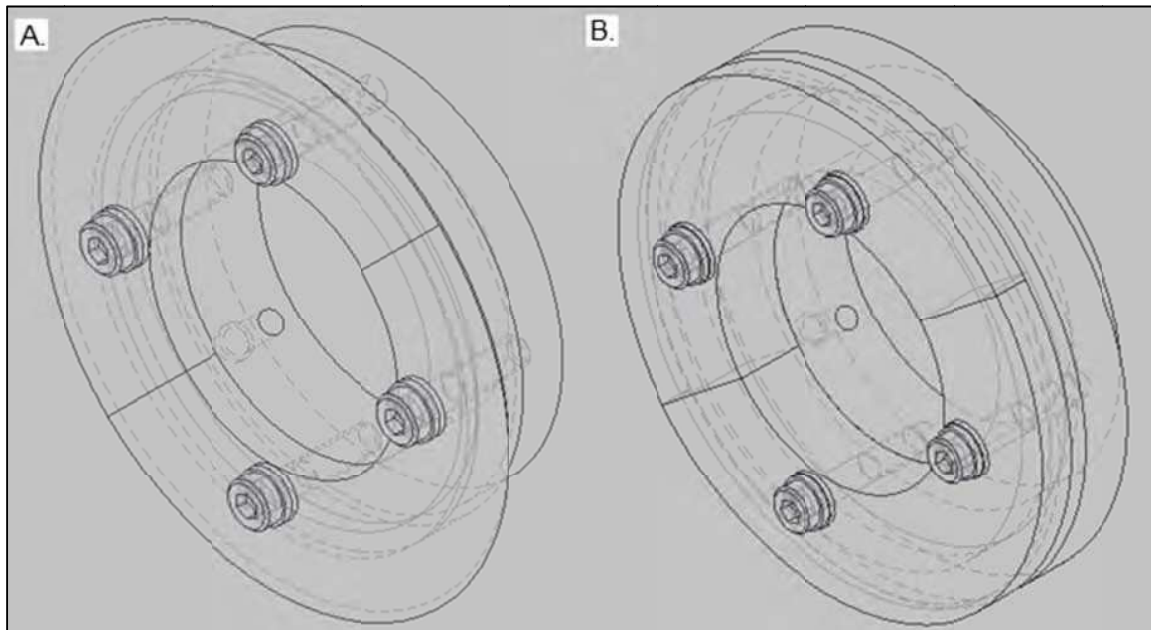
El movimiento debe ser transmitido tanto al eje superior como al eje inferior, teniendo en cuenta que el sentido de giro relativo a cada eje debe ser contrario uno del otro.



**Figura 2.17.** Módulo 2 – Alternativa 3



**Figura 2.18.** Módulo 2 – Alternativa 3: Identificación de componentes



**Figura 2.19.** Módulo 2 – Alternativa 3: A. Cuchilla circular plana, B. Cuchilla circular de bisel en hendidura

**Ventajas:**

- Facilidad de montaje y desmontaje de las cuchillas circulares, las cuales están divididas en dos secciones simétricas.
- Corte limpio y sin desgarre, propiciado por el soporte que recibe la plancha de cartón por parte de la cuchilla inferior.
- Se logra el efecto de corte tipo tijera tanto para el cartón grueso como para el cartón delgado.
- Alta precisión de corte, dependiendo de la calibración de distancia y cruce de las cuchillas.
- No es necesario un par de rodillos de arrastre a la salida de la plancha de cartón cortada.
- Es posible alcanzar altas velocidades de corte.
- La producción de pelusa es mínima.
- La oferta de cuchillas es variada.



**Desventajas:**

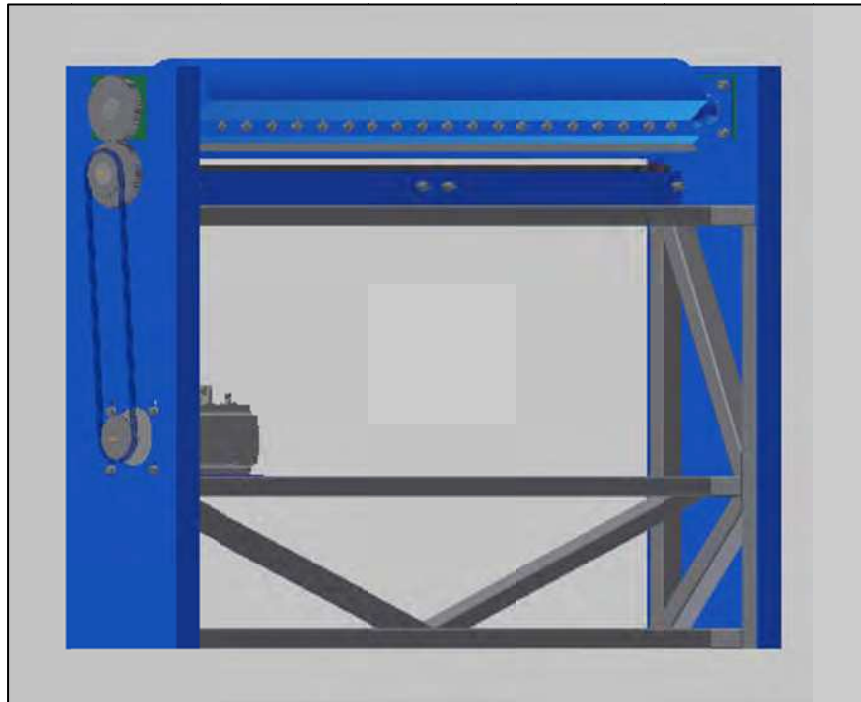
- Elevado costo de las cuchillas circulares.
- Elevado costo de mantenimiento de las cuchillas circulares.
- Es necesario que el eje porta cuchillas sea robusto, lo cual incrementa su peso y la potencia necesaria para la transmisión de movimiento.
- Se requiere dos tipos de cuchillas diferentes.
- El tiempo de calibración y puesta en marcha es considerable.
- Al producirse el corte de las planchas de cartón, las cuchillas del eje superior tienden a frenarse, lo cual propicia el quiebre del material.

**2.2.2.3. Módulo 3****2.2.2.3.1. Alternativa 1 (M3-A1)**

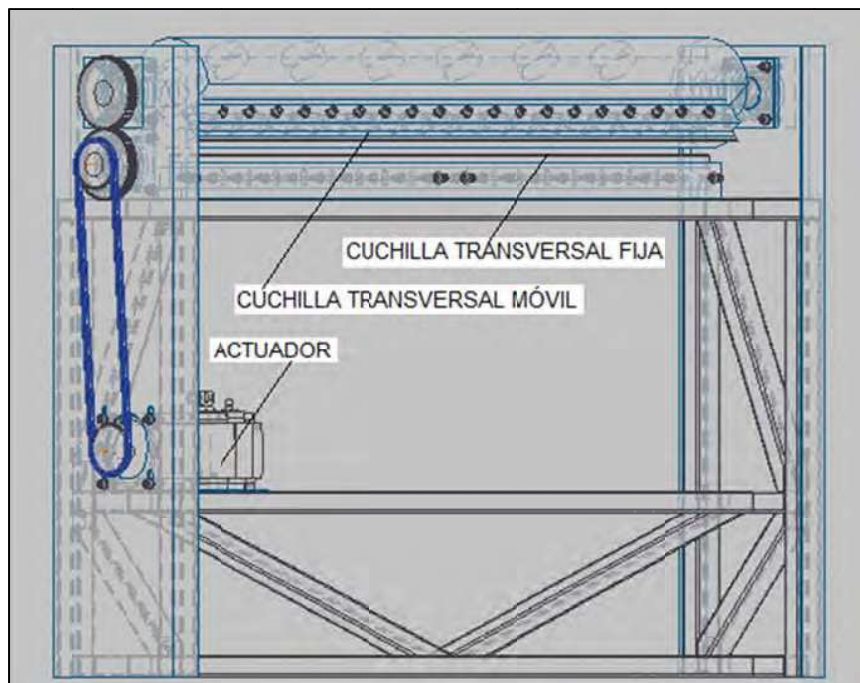
La primera alternativa de solución para el módulo 3 de la máquina (Figuras 2.20 y 2.21), consiste en un sistema de corte transversal rotativo, compuesto por una cuchilla transversal fija y una cuchilla transversal móvil.

La plancha de cartón proveniente del módulo de corte longitudinal, avanza a medida que la cuchilla giratoria cumple su ciclo de giro, y se detiene cada vez que la cuchilla móvil culmina su ciclo de giro y corta el material. El golpe de corte entre la cuchilla móvil y la cuchilla fija, se produce en función de la sincronización de movimiento con respecto al avance y a las dimensiones de corte.

Dependiendo de la distancia existente entre el módulo de corte longitudinal y el módulo de corte transversal, puede ser necesario incluir un par de rodillos de arrastre de entrada y de salida.



**Figura 2.20.** Módulo 3 – Alternativa 1



**Figura 2.21.** Módulo 3 – Alternativa 1: Identificación de componentes

**Ventajas:**

- El reducido número y diversidad de piezas y componentes, facilita el montaje y la composición del módulo.
- Bajo costo de las cuchillas transversales.
- Bajo costo de mantenimiento de las cuchillas.
- Alta durabilidad de las cuchillas.
- La robustez de los elementos asegura la rigidez y perpendicularidad de corte.
- La producción de pelusas es nula.

**Desventajas:**

- Baja fiabilidad del conjunto, debido a que su óptimo funcionamiento depende del grado de calibración de las cuchillas.
- Gran dificultad de calibración de las cuchillas.
- Tiempo excesivo de calibración y puesta en marcha.
- Debido al gran esfuerzo necesario para vencer la inercia de movimiento al producirse cada giro y golpe de corte, tanto los componentes del módulo, como la estructura, deben ser muy robustos.
- El corte es impreciso.
- El golpe de corte tiende a aplastar el material.
- La dimensión de corte está restringida por la circunferencia de giro de la cuchilla móvil.

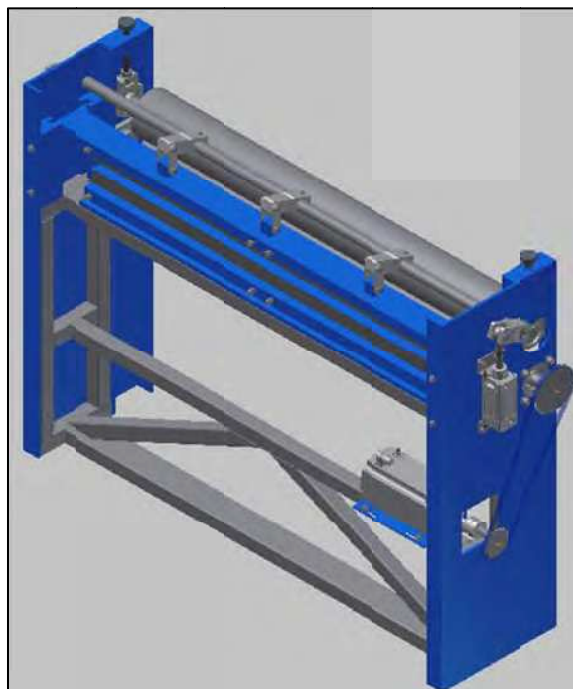
**2.2.2.3.2. Alternativa 2 (M3-A2)**

La segunda alternativa para dar solución al cumplimiento de las funciones del tercer módulo de la máquina, comprende un sistema de corte transversal accionado por un mecanismo manivela-biela-corredera. El sistema de corte representado en las figuras 2.22 y 2.23, consta de una cuchilla transversal fija y una cuchilla transversal móvil.

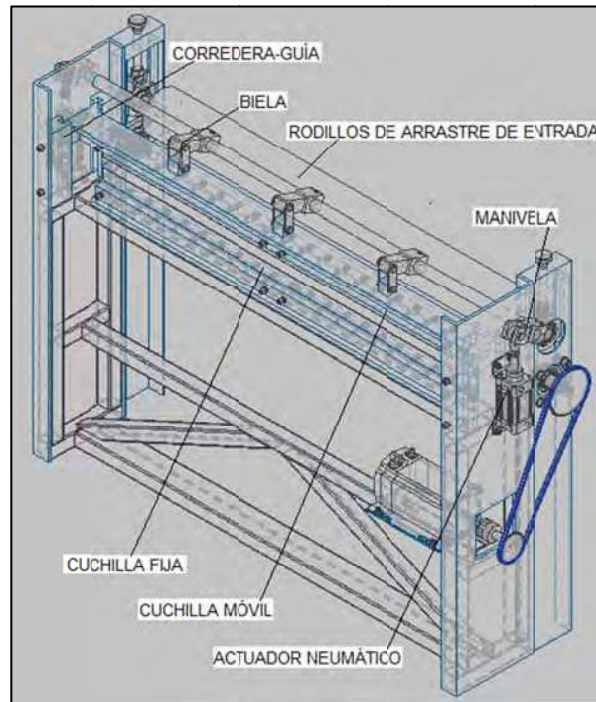
Dos actuadores neumáticos impulsan el movimiento del mecanismo manivela-biela-corredera. La corredera del mecanismo corresponde a las guías sobre las cuales se desplaza la masa porta cuchilla móvil.

El corte se produce por el descenso de la cuchilla transversal móvil sobre la cuchilla transversal fija. La plancha de cartón avanza cada vez que la cuchilla móvil se encuentra en ascenso, y se detiene cada vez que la cuchilla desciende y se produce el golpe de corte.

En la presente alternativa, se incluye un par de rodillos de arrastre de entrada, los cuales son los encargados de sincronizar el avance de las planchas de cartón de acuerdo al registro de la longitud de corte. El par de rodillos se instala dependiendo de la distancia existente en relación al módulo de corte longitudinal. De igual forma, dependiendo de la configuración del módulo de recepción de los segmentos cortados, podría requerirse incluir otro par de rodillos de arrastre de salida.



**Figura 2.22.** Módulo 3 – Alternativa 2



**Figura 2.23.** Módulo 3 – Alternativa 2: Identificación de componentes

**Ventajas:**

- Precisión de corte.
- Bajo costo de las cuchillas transversales.
- Bajo costo de mantenimiento de las cuchillas.
- Alta durabilidad de las cuchillas.
- Se pueden alcanzar altas velocidades de corte.
- Facilidad de sincronización del avance, el registro y el corte transversal.

**Desventajas:**

- El número y diversidad de piezas y componentes, dificulta el montaje y la composición del módulo.
- La inadecuada regulación de las cuchillas produce desgarres del material.
- Elevado costo de los actuadores neumáticos.
- El corte con desgarre produce pelusas.

- Las cuchillas se desajustan constantemente.
- Dificultad de calibración de las cuchillas.
- La dimensión de corte está restringida por el ancho de la cuchilla fija, la cual está posicionada de forma horizontal.
- Excesivo rozamiento entre la cuchilla transversal móvil y la cuchilla transversal fija, lo cual acelera su desgaste.

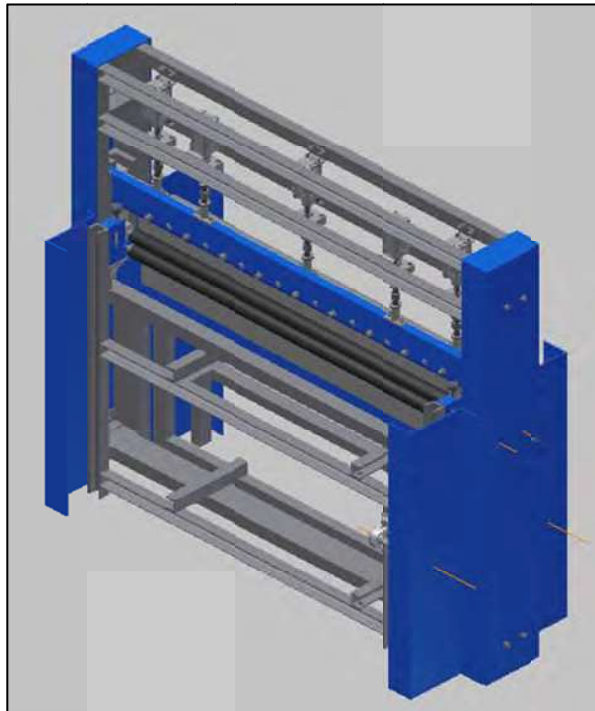
#### **2.2.2.3.3. Alternativa 3 (M3-A3)**

Para la tercera alternativa de solución del módulo tres (Figuras 2.24 y 2.25), tanto la cuchilla transversal superior como la cuchilla transversal inferior son móviles. Ambas cuchillas son accionadas por actuadores neumáticos, y se desplazan en asociación a masas porta cuchillas que se deslizan sobre correderas guías verticales.

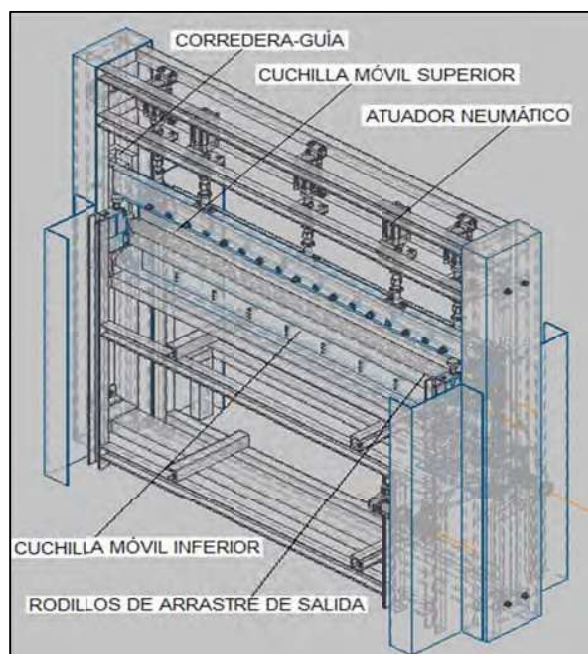
Las masas porta cuchillas se encuentran apoyadas una contra otra, de modo que al producirse el desplazamiento vertical de las cuchillas, el efecto de corte se produce por cruce y rozamiento de los filos, asegurándose la máxima calidad de corte resultante.

Las planchas de cartón avanzan cuando las cuchillas se abren una respecto a la otra, y se detienen cuando las cuchillas se cierran y efectúan el corte. La distancia de avance de las planchas de cartón es igual a la longitud de los retazos cortados.

Para la presente alternativa de solución, se incluyen dos pares de rodillos de arrastre, uno de entrada y otro de salida. Ambos pares de rodillos son los encargados de sincronizar el avance con el registro de la longitud de corte. Al igual que en el resto de alternativas para el módulo 3, la inclusión o exclusión de los rodillos de arrastre de entrada y salida, dependerá de la distancia con respecto al módulo de corte longitudinal y al módulo de recepción de los segmentos cortados.



**Figura 2.24.** Módulo 3 – Alternativa 3



**Figura 2.25.** Módulo 3 – Alternativa 3: Identificación de componentes.

**Ventajas:**

- La configuración y disposición de las piezas y componentes, asegura la fiabilidad del módulo.
- El deslizamiento de las masas porta cuchillas, una respecto a la otra, garantiza la perpendicularidad del corte y el efecto tipo tijera.
- Máxima precisión de corte.
- Altas velocidades de corte.
- Corte limpio y sin desgarres.
- El corte no genera pelusas.
- Máxima eficiencia de corte.

**Desventajas:**

- El gran número y diversidad de piezas y componentes, dificulta el montaje y la composición del módulo.
- Elevado costo de los actuadores neumáticos.
- Elevado costo de las cuchillas transversales.
- Elevado costo de mantenimiento de las cuchillas transversales.
- Dificultad de regulación de cuchillas.

**2.2.2.4. Módulo 4****2.2.2.4.1. Alternativa 1 (M4-A1)**

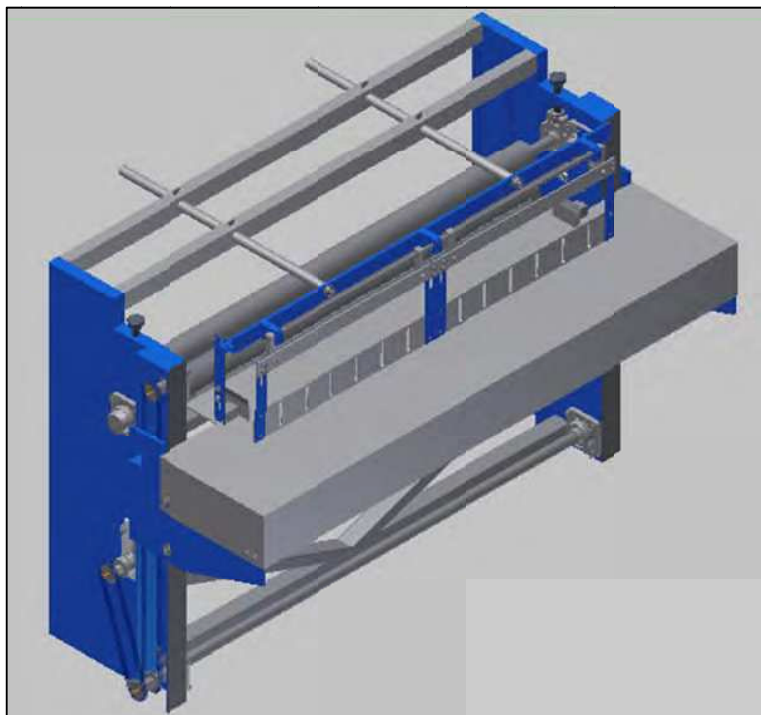
La primera alternativa de solución para el módulo de recepción y recogida de los segmentos cortados (Figuras 2.26 y 2.27), consiste en un sistema de apilamiento continuo. Los segmentos cuadrangulares o rectangulares son trasladados desde el módulo de corte transversal por medio de un par de rodillos de arrastre. A medida que los segmentos de cartón son expulsados de los rodillos de arrastre, éstos son receptados sobre una base móvil y son apilados de forma que un tope transversal fijo, un tope de fondo móvil, y dos topes laterales móviles restringen su desplazamiento fuera del área de recogida.



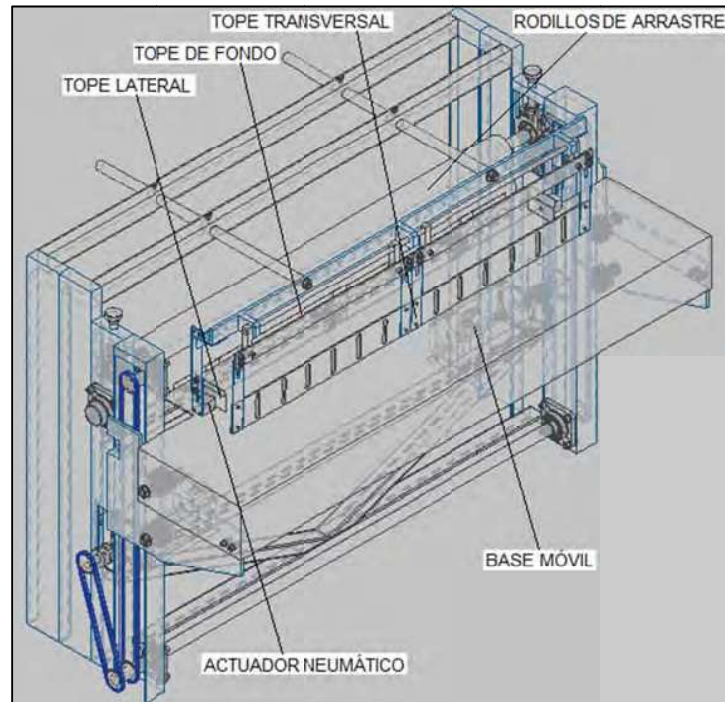
Los topes laterales son accionados por actuadores neumáticos, por lo que se fijan a una distancia igual a la carrera del pistón. Cada tope lateral empuja el lado del segmento ubicado en el extremo, con lo cual se logra una reacción conjunta de apilamiento desde extremo a extremo del total de segmentos receptados.

El tope transversal se fija de acuerdo a la longitud de los segmentos cortados, dejando cierta holgura para que éstos puedan ser expulsados libremente desde los rodillos de arrastre. Los segmentos cortados son apilados contra el tope transversal, por medio del tope de fondo accionado por tres actuadores neumáticos.

La base móvil se encuentra siempre por debajo del nivel de salida desde los rodillos de arrastre, y a medida que los segmentos se acumulan, ésta descende progresivamente garantizando que cada grupo de segmentos se asiente sobre el grupo de segmentos apilados anteriormente.



**Figura 2.26.** Módulo 4 – Alternativa 1



**Figura 2.27.** Módulo 4 – Alternativa 1: Identificación de componentes

**Ventajas:**

- Ninguna pieza del conjunto presenta formas demasiado intrincadas y de difícil conformación.
- Se reduce la necesidad de mano de obra para la recogida.
- Es posible acumular grandes cantidades de segmentos apilados, debido a que la base móvil desciende automáticamente a medida que incrementa la cantidad de segmentos cortados recogidos.
- Una vez regulado y puesto en marcha el módulo, se requiere mínima supervisión.

**Desventajas:**

- El gran número y diversidad de piezas y componentes, dificulta el montaje y la composición del módulo.
- Elevado costo de los actuadores neumáticos.

- No es factible apilar segmentos muy pequeños, ya que esto implica que cada conjunto receptado está compuesto por un número mayor de piezas, lo cual dificulta el apilamiento.
- El tiempo de regulación para puesta en marcha es considerable.
- El apilamiento se dificulta a medida que el espesor del cartón disminuye, dado que los segmentos cortados tienden a montarse uno sobre otro por acción de los topes laterales.

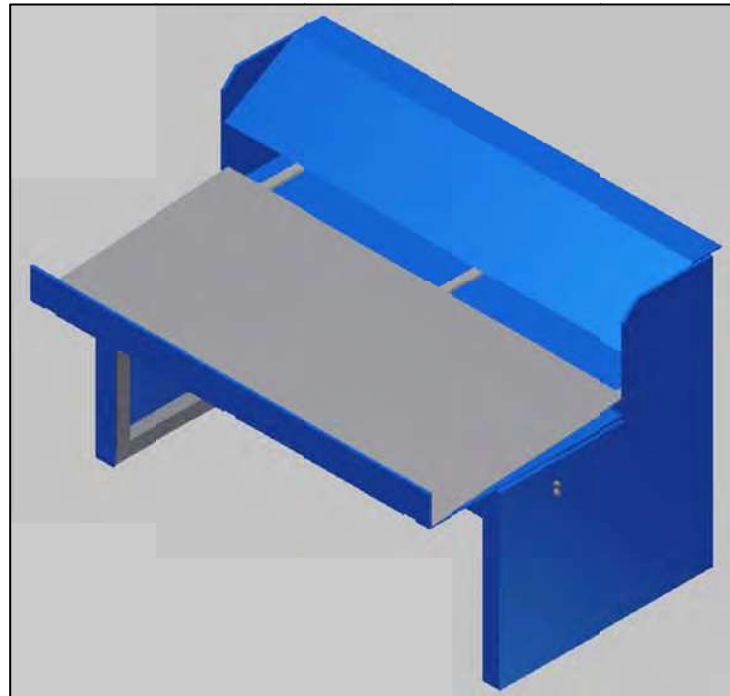
#### **2.2.2.4.2. Alternativa 2 (M4-A2)**

La alternativa 2 para el módulo 4 de la máquina está representada por las figuras 2.28 y 2.29, y comprende una estructura de recepción de los segmentos cortados. Los segmentos de cartón son recogidos por efecto de caída libre sobre varias superficies de la estructura.

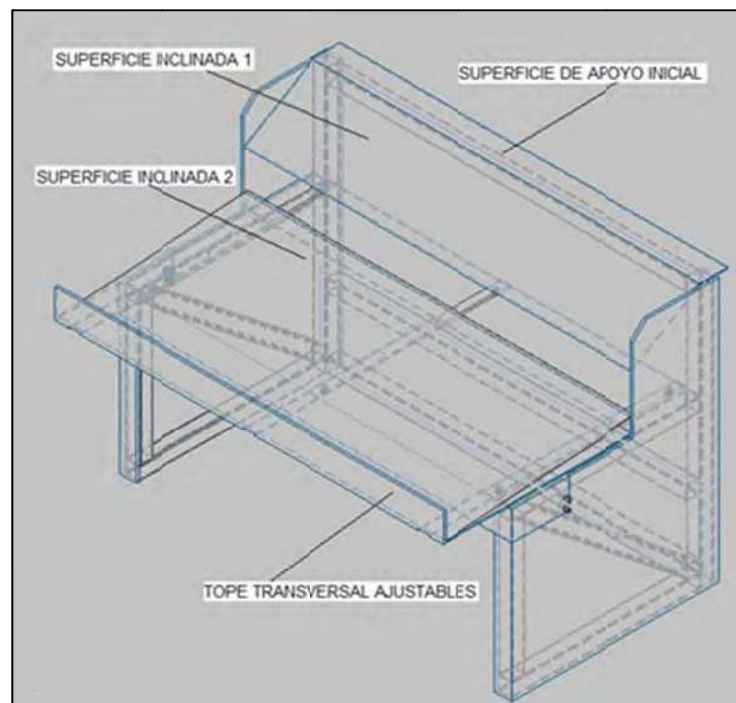
El conjunto de segmentos cortados provenientes del módulo de corte transversal pueden ser receptados ya sea desde un par de rodillos de arrastre, o directamente desde el mecanismo de corte transversal.

Los segmentos de cartón se apoyan inicialmente sobre una superficie plana, y a medida que se produce el avance, éstos resbalan sobre una superficie inclinada, para finalmente ser apilados contra un tope transversal ajustable. El tope transversal se desliza y se ajusta de acuerdo a la longitud de los segmentos de cartón cortados.

La acción de apilamiento debe ser llevada a cabo por uno o más operarios, quienes son los encargados de restringir el desplazamiento y posición final de los segmentos de cartón dentro del área de recogida. En cuanto la cantidad de segmentos de cartón supera el nivel manejable por los operarios, todos los segmentos acumulados deben ser retirados hacia los extremos laterales, donde podrán ser receptados a la vez ya sea por otro operario, o por otra estructura base.



**Figura 2.28.** Módulo 4 – Alternativa 2



**Figura 2.29.** Módulo 4 – Alternativa 2: Identificación de componentes

**Ventajas:**

- Ninguna pieza del conjunto presenta formas demasiado intrincadas y de difícil conformación.
- El reducido número y diversidad de piezas y componentes, facilitan el montaje y la composición del módulo.
- No existe restricción de dimensión admisible de los segmentos de cartón.
- El módulo se ajusta a cualquier configuración del módulo de corte transversal.
- Bajo costo de fabricación y montaje.
- No se requiere ningún actuador.

**Desventajas:**

- La operación de apilamiento se complica a medida que los segmentos de cartón son más pequeños, ya que el efecto de caída libre impide que sean recogidos de forma ordenada.
- Si los segmentos de cartón son demasiado pequeños, el tiempo de apilamiento e intervención de los operarios es mínimo, debido a que la velocidad de avance incrementa.
- No permite disminuir las horas hombre-máquina utilizadas en el proceso de producción.
- Exige la intervención de más de un operario.

**2.2.2.4.3. Alternativa 3 (M4-A3)**

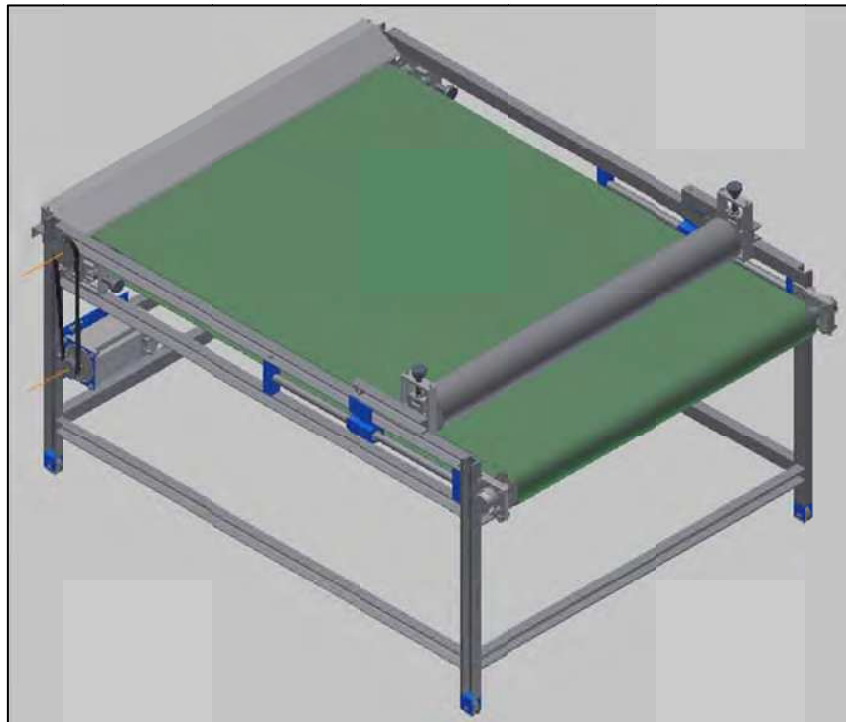
Para la tercera alternativa de solución del módulo 4, representada en las figuras 2.30 y 2.31, se opta por un sistema de recepción y recogida por banda transportadora y efecto de apilamiento en escalerilla.

El efecto de recogida por apilamiento en escalerilla se logra sincronizando el avance de la banda transportadora con el avance de los segmentos cortados, y disminuyendo la velocidad de avance de la banda en relación al avance predefinido en el resto de módulos.

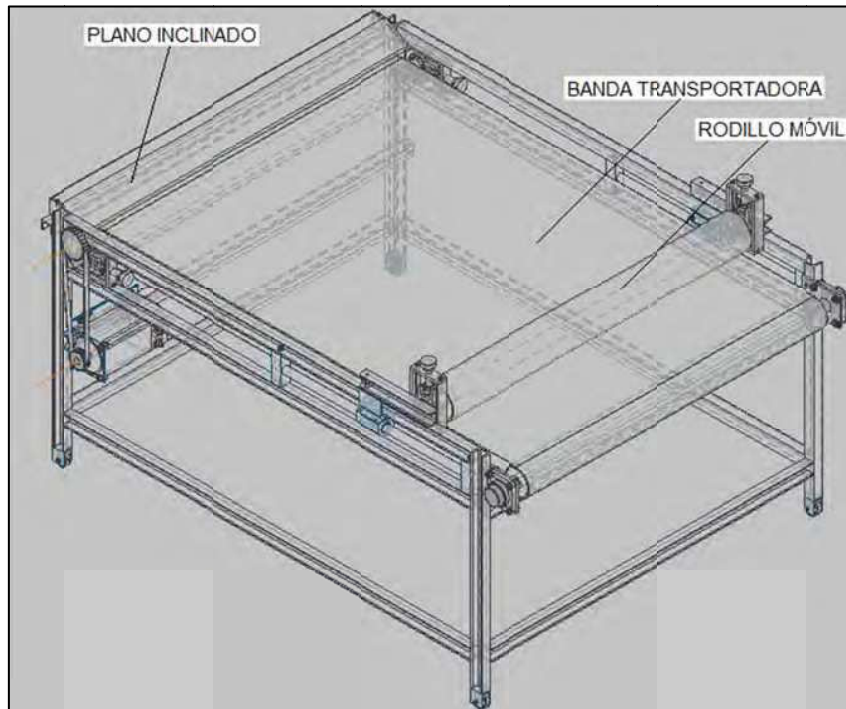
El apilamiento en escalerilla se da cuando cada conjunto de segmentos cortados se asienta parcialmente sobre los segmentos receptados antes, de forma que el operario interviene reuniendo y retirando los segmentos de cartón de la banda. Al terminar el recorrido de la banda transportadora, los segmentos de cartón se acumulan contra un plano inclinado.

El orden de recepción y recogida está dado por un rodillo de movimiento libre, el cual puede ser desplazado longitudinalmente en función del tamaño de los segmentos de cartón.

Los segmentos de cartón pueden ser receptados desde el módulo de corte transversal, sin que sea indispensable un par de rodillos de arrastre de salida.



**Figura 2.30.** Módulo 4 – Alternativa 3



**Figura 2.31.** Módulo 4 – Alternativa 3: Identificación de componentes

**Ventajas:**

- Nivel bajo de complejidad de fabricación, debido a que ninguna pieza del conjunto presenta formas demasiado intrincadas y de difícil conformación.
- El reducido número y diversidad de piezas y componentes, facilita el montaje y la composición del módulo.
- Permite disminuir las horas hombre-máquina utilizadas en el proceso de producción.

**Desventajas:**

- Elevado costo de la banda de transporte.
- La longitud de recorrido de la banda debe ser lo suficientemente grande para que el operario pueda retirar los segmentos cortados.
- Si el módulo de corte transversal no incluye rodillos de arrastre de salida, se dificulta la recepción de segmentos de cartón de tamaño pequeño.

### 2.2.3. EVALUACIÓN DE SOLUCIONES POR EL MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS

La mayor parte de las veces, para decidir entre diversas soluciones basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Es por ello que se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.<sup>[39]</sup>

El método se basa en tablas donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los valores siguientes:

- 1 Si el criterio de las filas es superior (o mejor;  $>$ ) que el de las columnas.
- 0,5 Si el criterio de las filas es equivalente ( $=$ ) al de las columnas.
- 0 Si el criterio de las filas es inferior (o peor;  $<$ ) que el de las columnas.

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios (o soluciones) añadiendo una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución).

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

---

<sup>39</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002.



### 2.2.3.1. Módulo 1 (M1)

Para el módulo 1, se evalúan las alternativas de solución tomando como criterios de valoración aquellos que se consideraron los más determinantes:

- Alta fiabilidad, ya que de la eficiencia de alimentación depende la calidad de corte y registro de los segmentos de cartón a cortar.
- Fácil regulación, para ajustarse a las dimensiones de las planchas de cartón que van a ser alimentadas.
- Volumen, en vista de que el tamaño del módulo debe ajustarse al espacio promedio de trabajo.
- Posibilidad de automatizar con PLC, para sincronizar el avance de las planchas de cartón con el registro de la longitud de los segmentos de cartón a cortar.
- Precio moderado, porque la máquina es prescindible y se busca que represente una opción de inversión para las empresas productoras y convertidoras de cartón.

A partir de la definición de los criterios de valoración que se consideraron más determinantes, en la tabla 2.11 se lleva a cabo la evaluación del peso específico de cada criterio.

**Tabla 2.11.** Módulo 1 – Evaluación del peso específico de cada criterio

FIABILIDAD > AUTOMATIZACIÓN = PRECIO > REGULACIÓN > VOLUMEN							
CRITERIO	FIABILIDAD	REGULACIÓN	VOLUMEN	AUTOMATIZACIÓN	PRECIO	$\sum+1$	PONDERACIÓN
FIABILIDAD		1	1	0,5	0,5	4,00	0,27
REGULACIÓN	0		1	0,5	0,5	3,00	0,20
VOLUMEN	0	0		0	0	1,00	0,07
AUTOMATIZACIÓN	0,5	0,5	1		0,5	3,50	0,23
PRECIO	0,5	0,5	1	0,5		3,50	0,23
					<b>SUMA</b>	15,00	1,00

A continuación, se realiza la evaluación de los pesos específicos de las distintas alternativas de solución para cada criterio:

**Tabla 2.12.** M1– Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

M1-A3 > M1-A2 > M1-A1					
FIABILIDAD	M1-A1	M1-A2	M1-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M1-A1		0	0	1,00	0,17
M1-A2	1		0	2,00	0,33
M1-A3	1	1		3,00	0,50
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.13.** M1 – Evaluación del peso específico del criterio regulación.

M1-A3 > M1-A2 = M1-A1					
REGULACIÓN	M1-A1	M1-A2	M1-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M1-A1		0,5	0	1,50	0,25
M1-A2	0,5		0	1,50	0,25
M1-A3	1	1		3,00	0,50
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.14.** M1– Evaluación del peso específico del criterio volumen.

M1-A3 > M1-A2 = M1-A1					
VOLUMEN	M1-A1	M1-A2	M1-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M1-A1		0,5	0	1,50	0,25
M1-A2	0,5		0	1,50	0,25
M1-A3	1	1		3,00	0,50
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.15.** M1– Evaluación del peso específico del criterio automatización.

M1-A3 = M1-A2 > M1-A1					
AUTOMATIZACIÓN	M1-A1	M1-A2	M1-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M1-A1		0	0	1,00	0,17
M1-A2	1		0,5	2,50	0,42
M1-A3	1	0,5		2,50	0,42
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.16.** M1– Evaluación del peso específico del criterio precio.

M1-A1 > M1-A3 > M1-A2					
PRECIO	M1-A1	M1-A2	M1-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M1-A1		1	1	3,00	0,50
M1-A2	0		0	1,00	0,17
M1-A3	0	1		2,00	0,33
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

La tabla 2.17 presenta los resultados de la evaluación total para las alternativas de solución del módulo 1:

**Tabla 2.17.** M1 –Resultados

CONCLUSIÓN	FIABILIDAD	REGULACIÓN	VOLUMEN	AUTOMATIZACIÓN	PRECIO	$\Sigma$	PRIORIDAD
M1-A1	0,044	0,050	0,017	0,039	0,117	0,267	3
M1-A2	0,089	0,050	0,017	0,097	0,039	0,292	2
M1-A3	0,133	0,100	0,033	0,097	0,078	0,442	1

### 2.2.3.2. Módulo 2 (M2)

Para el módulo 2, se evalúa las alternativas de solución tomando como criterios de valoración aquellos que se consideraron los más determinantes:

- Alta fiabilidad, para lograr la precisión y perpendicularidad del corte longitudinal.
- Fácil regulación, para ajustar la posición de las cuchillas de corte longitudinal de acuerdo a las dimensiones de los segmentos de cartón a cortar.
- Eficiencia de montaje, ya que las cuchillas de corte longitudinal deben ser periódicamente afiladas.
- Posibilidad de automatizar con PLC, para sincronizar el avance de las planchas de cartón con el registro de la longitud de los segmentos de cartón a cortar.
- Precio moderado, porque la máquina es prescindible y se busca que represente una opción de inversión para las empresas productoras y convertidoras de cartón.

A partir de la definición de los criterios de valoración que se consideraron más determinantes, en la siguiente tabla se lleva a cabo la evaluación del peso específico de cada criterio.

**Tabla 2.18.** Módulo 2 – Evaluación del peso específico de cada criterio

FIABILIDAD > AUTOMATIZACIÓN > PRECIO > REGULACIÓN > MONTAJE							
CRITERIO	FIABILIDAD	REGULACIÓN	MONTAJE	AUTOMATIZACIÓN	PRECIO	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
FIABILIDAD		1	1	0,5	0,5	4,00	0,27
REGULACIÓN	0		0,5	0,5	0,5	2,50	0,17
MONTAJE	0	0,5		0	0,5	2,00	0,13
AUTOMATIZACIÓN	0,5	0,5	1		0,5	3,50	0,23
PRECIO	0,5	0,5	0,5	0,5		3,00	0,20
					<b>SUMA</b>	15,00	1,00

A continuación, se realiza la evaluación de los pesos específicos de las distintas alternativas de solución para cada criterio:

**Tabla 2.19.** M2– Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

M2-A3 > M2-A2 = M2-A1					
FIABILIDAD	M2-A1	M2-A2	M2-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M2-A1		0,5	0	1,50	0,25
M2-A2	0,5		0	1,50	0,25
M2-A3	1	1		3,00	0,50
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.20.** M2 – Evaluación del peso específico del criterio regulación.

M2-A1 = M2-A3 > M2-A2					
REGULACIÓN	M2-A1	M2-A2	M2-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M2-A1		1	0,5	2,50	0,42
M2-A2	0		0	1,00	0,17
M2-A3	0,5	1		2,50	0,42
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.21.** M2– Evaluación del peso específico del criterio montaje.

M2-A1 = M2-A3 > M2-A2					
MONTAJE	M2-A1	M2-A2	M2-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M2-A1		1	0,5	2,50	0,42
M2-A2	0		0	1,00	0,17
M2-A3	0,5	1		2,50	0,42
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.22.** M2– Evaluación del peso específico del criterio automatización.

M2-A1 = M2-A3 > M2-A2					
AUTOMATIZACIÓN	M2-A1	M2-A2	M2-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M2-A1		1	0,5	2,50	0,42
M2-A2	0		0	1,00	0,17
M2-A3	0,5	1		2,50	0,42
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.23.** M2– Evaluación del peso específico del criterio precio.

M2-A1 > M2-A3 > M2-A2					
PRECIO	M2-A1	M2-A2	M2-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M2-A1		1	1	3,00	0,50
M2-A2	0		0	1,00	0,17
M2-A3	0	1		2,00	0,33
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

La tabla 2.24 presenta los resultados de la evaluación total para las alternativas de solución del módulo 2:

**Tabla 2.24.** M2 –Resultados

CONCLUSIÓN	FIABILIDAD	REGULACIÓN	MONTAJE	AUTOMATIZACIÓN	PRECIO	$\Sigma$	PRIORIDAD
M2-A1	0,067	0,069	0,056	0,097	0,100	0,389	2
M2-A2	0,067	0,028	0,022	0,039	0,033	0,189	3
M2-A3	0,133	0,069	0,056	0,097	0,067	0,422	1

### 2.2.3.3. Módulo 3 (M3)

Para el módulo 3, se evalúa las alternativas de solución tomando como criterios de valoración aquellos que se consideraron los más determinantes:

- Alta fiabilidad, para lograr la precisión y perpendicularidad del corte transversal.
- Fácil regulación, para ajustar el cruce de las cuchillas de corte transversal, según el espesor y tipo del material a cortar.
- Eficiencia de montaje, ya que las cuchillas de corte transversal deben ser periódicamente afiladas.
- Posibilidad de automatizar con PLC, para sincronizar el avance de las planchas de cartón con el registro de la longitud de los segmentos de cartón a cortar.
- Precio moderado, porque la máquina es prescindible y se busca que represente una opción de inversión para las empresas productoras y convertidoras de cartón.

A partir de la definición de los criterios de valoración que se consideraron más determinantes, en la tabla 2.25 se lleva a cabo la evaluación del peso específico de cada criterio.

**Tabla 2.25.** Módulo 3 – Evaluación del peso específico de cada criterio

FIABILIDAD > AUTOMATIZACIÓN > PRECIO > REGULACIÓN > MONTAJE								
CRITERIO	FIABILIDAD	REGULACIÓN	MONTAJE	AUTOMATIZACIÓN	PRECIO	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN	
FIABILIDAD		1	1	0,5	0,5	4,00	0,27	
REGULACIÓN	0		0,5	0,5	0,5	2,50	0,17	
MONTAJE	0	0,5		0	0,5	2,00	0,13	
AUTOMATIZACIÓN	0,5	0,5	1		0,5	3,50	0,23	
PRECIO	0,5	0,5	0,5	0,5		3,00	0,20	
						<b>SUMA</b>	15,00	1,00

A continuación, se realiza la evaluación de los pesos específicos de las distintas alternativas de solución para cada criterio:

**Tabla 2.26.** M3– Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

M3-A3 > M3-A2 > M3-A1					
FIABILIDAD	M3-A1	M3-A2	M3-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M3-A1		0	0	1,00	0,17
M3-A2	1		0	2,00	0,33
M3-A3	1	1		3,00	0,50
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.27.** M3 – Evaluación del peso específico del criterio regulación.

M3-A1 = M3-A2 = M3-A3					
REGULACIÓN	M3-A1	M3-A2	M3-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M3-A1		0,5	0,5	2,00	0,33
M3-A2	0,5		0,5	2,00	0,33
M3-A3	0,5	0,5		2,00	0,33
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.28.** M3– Evaluación del peso específico del criterio montaje.

M3-A3 > M3-A2 = M3-A1					
MONTAJE	M3-A1	M3-A2	M3-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M3-A1		0,5	0	1,50	0,25
M3-A2	0,5		0	1,50	0,25
M3-A3	1	1		3,00	0,50
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00



**Tabla 2.29.** M3– Evaluación del peso específico del criterio automatización.

M3-A1 = M3-A2 = M3-A3					
AUTOMATIZACIÓN	M3-A1	M3-A2	M3-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M3-A1		0,5	0,5	2,00	0,33
M3-A2	0,5		0,5	2,00	0,33
M3-A3	0,5	0,5		2,00	0,33
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.30.** M3– Evaluación del peso específico del criterio precio.

M3-A1 > M3-A2 > M3-A3					
PRECIO	M3-A1	M3-A2	M3-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M3-A1		1	1	3,00	0,50
M3-A2	0		1	2,00	0,33
M3-A3	0	0		1,00	0,17
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

La tabla 2.31 presenta los resultados de la evaluación total para las alternativas de solución del módulo 3:

**Tabla 2.31.** M3 –Resultados

CONCLUSIÓN	FIABILIDAD	REGULACIÓN	MONTAJE	AUTOMATIZACIÓN	PRECIO	$\Sigma$	PRIORIDAD
M3-A1	0,044	0,056	0,033	0,078	0,100	0,311	3
M3-A2	0,089	0,056	0,033	0,078	0,067	0,322	2
M3-A3	0,133	0,056	0,067	0,078	0,033	0,367	1

### 2.2.3.4. Módulo 4 (M4)

Para el módulo 4, se evalúa las alternativas de solución tomando como criterios de valoración aquellos que se consideraron los más determinantes:

- Alta fiabilidad, para la recepción y recogida de segmentos de cartón de cualquier tamaño.
- Fácil operación, para limitar la cantidad de mano de obra involucrada en la recogida de los segmentos de cartón cortados.
- Volumen, en vista de que el tamaño del módulo debe ajustarse al espacio promedio de trabajo.
- Posibilidad de automatizar con PLC, para sincronizar el registro de la longitud de los segmentos de cartón a cortar, con la recepción y recogida de los mismos.
- Precio moderado, porque la máquina es prescindible y se busca que represente una opción de inversión para las empresas productoras y convertidoras de cartón.

A partir de la definición de los criterios de valoración que se consideraron más determinantes, en la siguiente tabla se lleva a cabo la evaluación del peso específico de cada criterio.

**Tabla 2.32.** Módulo 4 – Evaluación del peso específico de cada criterio

FIABILIDAD > OPERACIÓN = PRECIO > AUTOMATIZACIÓN > VOLUMEN							
CRITERIO	FIABILIDAD	OPERACIÓN	VOLUMEN	AUTOMATIZACIÓN	PRECIO	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
FIABILIDAD		0,5	1	1	0,5	4,00	0,27
OPERACIÓN	0,5		1	0,5	0,5	3,50	0,23
VOLUMEN	0	0		0	0	1,00	0,07
AUTOMATIZACIÓN	0	0,5	1		0,5	3,00	0,20
PRECIO	0,5	0,5	1	0,5		3,50	0,23
					<b>SUMA</b>	15,00	1,00

A continuación, se realiza la evaluación de los pesos específicos de las distintas alternativas de solución para cada criterio:

**Tabla 2.33.** M4– Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

M4-A3 > M4-A2 = M4-A1					
FIABILIDAD	M4-A1	M4-A2	M4-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M4-A1		0,5	0	1,50	0,25
M4-A2	0,5		0	1,50	0,25
M4-A3	1	1		3,00	0,50
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.34.** M4 – Evaluación del peso específico del criterio operación.

M4-A1 = M4-A3 > M4-A2					
OPERACIÓN	M4-A1	M4-A2	M4-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M4-A1		1	0,5	2,50	0,42
M4-A2	0		0	1,00	0,17
M4-A3	0,5	1		2,50	0,42
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.35.** M4– Evaluación del peso específico del criterio volumen.

M4-A1 = M4-A2 > M4-A3					
VOLUMEN	M4-A1	M4-A2	M4-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M4-A1		0,5	1	2,50	0,42
M4-A2	0,5		1	2,50	0,42
M4-A3	0	0		1,00	0,17
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.36.** M4– Evaluación del peso específico del criterio automatización.

M4-A3 > M4-A1 > M4-A2					
AUTOMATIZACIÓN	M4-A1	M4-A2	M4-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M4-A1		1	0	2,00	0,33
M4-A2	0		0	1,00	0,17
M4-A3	1	1		3,00	0,50
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

**Tabla 2.37.** M4– Evaluación del peso específico del criterio precio.

M4-A2 > M4-A1 = M4-A3					
PRECIO	M4-A1	M4-A2	M4-A3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
M4-A1		0	0,5	1,50	0,25
M4-A2	1		1	3,00	0,50
M4-A3	0,5	0		1,50	0,25
			<b>SUMA</b>	6,00	1,00

La tabla 2.38 presenta los resultados de la evaluación total para las alternativas de solución del módulo 4:

**Tabla 2.38.** M4 –Resultados

CONCLUSIÓN	FIABILIDAD	OPERACIÓN	VOLUMEN	AUTOMATIZACIÓN	PRECIO	$\Sigma$	PRIORIDAD
M4-A1	0,067	0,097	0,028	0,067	0,058	0,317	2
M4-A2	0,067	0,039	0,028	0,033	0,117	0,283	3
M4-A3	0,133	0,097	0,011	0,100	0,058	0,400	1

### 2.2.4. DIAGRAMA MORFOLÓGICO

El diagrama morfológico consiste en la agrupación de las alternativas de solución con mayor prioridad para cada módulo. El diagrama morfológico viene representado por la siguiente tabla:

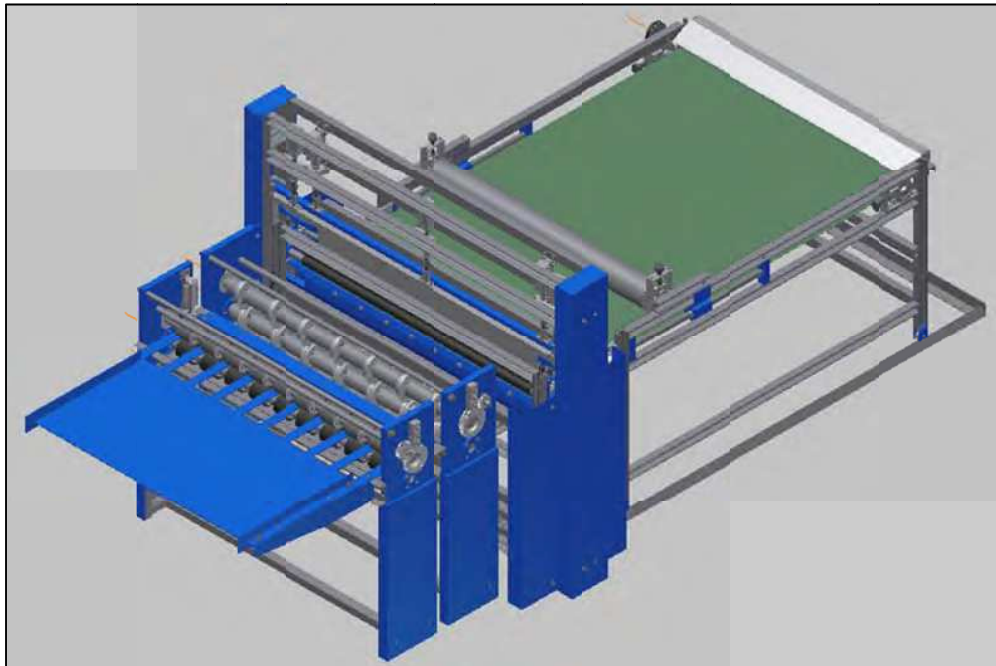
**Tabla 2.39.** Matriz Morfológica

MÓDULO	ALTERNATIVAS		
M1	A1	A2	A3
M2	A1	A2	A3
M3	A1	A2	A3
M4	A1	A2	A3

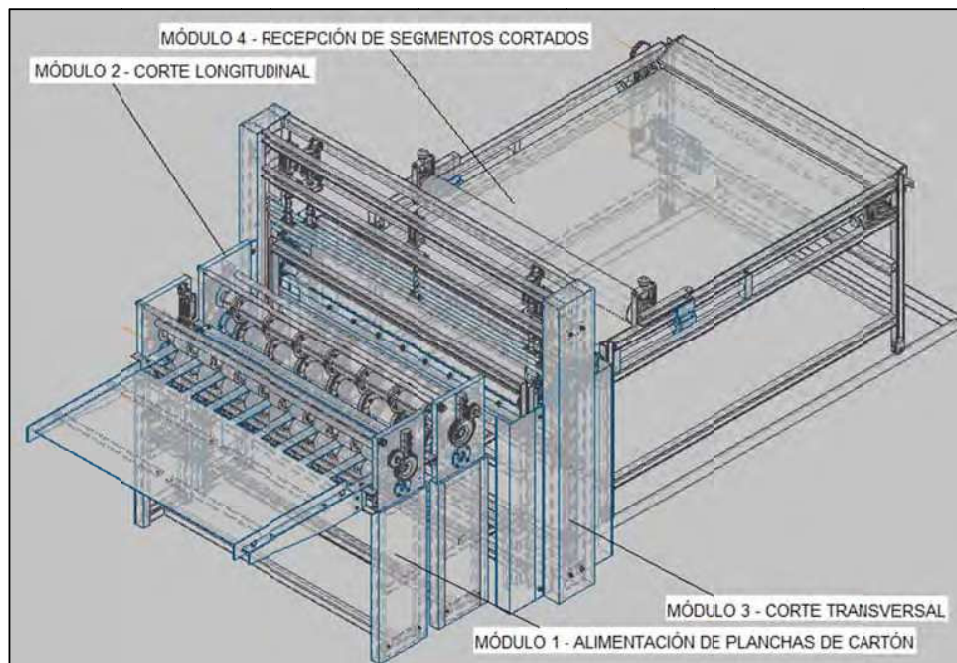
### 2.2.5. PROTOTIPO SELECCIONADO

A partir de la evaluación de soluciones por el método ordinal corregido de criterios ponderados, y por la agrupación de las alternativas de solución con mayor prioridad, se establece que el prototipo de la máquina (Figura 2.32 y 2.33) estará compuesto por:

- La alternativa 3 para el módulo 1. (M1 – A3)
- La alternativa 3 para el módulo 2. (M2 – A3)
- La alternativa 3 para el módulo 2. (M3 – A3)
- La alternativa 3 para el módulo 4. (M4 – A3)



**Figura 2.32.** Prototipo Seleccionado



**Figura 2.33.** Prototipo Seleccionado – Identificación de Módulos

## **CAPÍTULO 3.**

### **DISEÑO MECÁNICO**

#### **3.1. DISEÑO MECÁNICO PRELIMINAR**

Una vez elegido un principio de solución, debe materializarse el producto por medio de un conjunto organizado de piezas, componentes, enlaces, uniones y otros elementos que se harán realidad a través de los materiales, las formas, las dimensiones, los acabados superficiales y otras determinaciones. El resultado de esta etapa se da en forma de los planos de conjunto del producto o sistema, los cuales muestran cómo se articulan las diferentes partes para formar el conjunto montado, donde las piezas y elementos corresponden a la versión final materializada (es decir, con las formas y dimensiones reales).

Los trabajos en esta etapa son los que más se acercan a las actividades tradicionales de los departamentos de diseño. En ellas, profesionales que dominan las nuevas técnicas de modelización y simulación (CAD/CAE) así como las de prototipaje y ensayo, desarrollan las piezas, elementos y conjuntos que compondrán el producto. Estas actividades son típicamente iterativas y se dirigen hacia la optimización (en función de los recursos humanos, materiales y de tiempo disponibles).<sup>[40]</sup>

##### **3.1.1. REQUERIMIENTOS LIMITADORES**

Se identifican como requerimientos limitadores, aquellos requerimientos (o deseos) de la especificación que dan lugar a restricciones en el diseño mecánico preliminar, como son:

---

<sup>40</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002.

- Prestaciones exigidas (velocidades, fuerzas, tiempos, cadencias).
- Dimensiones exteriores, espacios disponibles, masas admisibles.
- Exigencias ergonómicas (fatiga, visión, seguridad, comprensión del control).
- Incidencias ambientales (evitar ruidos, contaminaciones y otros impactos).
- Tecnologías disponibles.
- Capacidades de producción.
- Requerimientos de mantenimiento.
- Limitaciones de coste.

Los requerimientos limitadores según las especificaciones de la máquina a diseñar son:

RL1) Longitud máxima de las planchas de cartón: Largo=2200 mm, Ancho=1300 mm

RL2) Máximo espesor de las planchas de cartón corrugado: 7 mm

RL2) Máximo espesor de las planchas de cartón prensado: 2,1 mm

RL3) Longitud de avance para corte transversal: Mínimo=50 mm, Máximo=500 mm

RL4) Número de cortes longitudinales: Máximo 7 / 6 segmentos resultantes

RL5) Máxima velocidad de avance: 20 m/min

RL6) Precisión de corte: +/- 0,20 mm

RL7) Vida útil: 25000 horas

### 3.1.2. FUNCIONES CRÍTICAS

Un primer esbozo del diseño mecánico pone de manifiesto la existencia de determinadas funciones (provinendo directamente de la especificación del producto o de las funciones técnicas incluidas en la solución conceptual aceptada) que son críticas en la resolución del problema y sobre las que habría que establecer compromisos de diseño. <sup>[41]</sup>

---

<sup>41</sup> RIBA C.; Diseño Concurrente; Documento PDF; 2002.



Las funciones que se consideran críticas en el diseño mecánico preliminar son:

- FC1) Avance y arrastre de las planchas de cartón.
- FC2) Posicionamiento de las planchas de cartón.
- FC3) Desplazamiento vertical del tope de inicio de carrera.
- FC4) Corte longitudinal de las planchas de cartón.
- FC5) Corte transversal de las planchas de cartón.
- FC6) Desplazamiento vertical de las cuchillas transversales superior e inferior.
- FC7) Sujeción y soporte de las masas porta cuchillas transversales.
- FC8) Recepción y recogida de los segmentos cortados.

### **3.1.3. PARÁMETROS CRÍTICOS**

Los parámetros críticos son aquellos que intervienen en la definición de las funciones críticas. Los parámetros críticos se identifican para cada módulo de la máquina.

#### **3.1.3.1. Módulo 1**

- PC1) Velocidad angular de las ruedas de arrastre.
- PC2) Dimensiones de las poleas sincrónicas.
- PC3) Torque máximo y torque efectivo del servomotor.
- PC4) Longitud y paso de la correa sincrónica.
- PC5) Dimensiones de sección de los ejes porta ruedas de arrastre para alimentación.
- PC6) Diámetros externos de los rodamientos (los diámetros interiores coinciden con los de los ejes).
- PC7) Fuerza para desplazar verticalmente el tope de inicio de carrera.
- PC8) Capacidad de los actuadores neumáticos que accionan el tope de inicio de carrera.
- PC9) Fuerza para accionar el piñón y engrane rectos del sistema de acercamiento por rueda excéntrica.
- PC10) Cargas sobre la estructura de soporte.

### **3.1.3.2. Módulo 2**

PC1) Velocidad angular de las cuchillas circulares.

PC2) Dimensiones de las poleas sincrónicas.

PC3) Torque máximo y torque efectivo del servomotor.

PC4) Longitud y paso de la correa sincrónica.

PC5) Dimensiones de sección de los ejes porta cuchillas circulares para corte longitudinal.

PC6) Diámetros externos de los rodamientos (los diámetros interiores coinciden con los de los ejes).

PC7) Fuerza para accionar el piñón y engrane rectos del sistema de acercamiento por rueda excéntrica.

PC8) Cargas sobre la estructura de soporte.

### **3.1.3.3. Módulo 3**

PC1) Velocidad angular de los rodillos de arrastre.

PC2) Dimensiones de las poleas sincrónicas.

PC3) Torque máximo y torque efectivo del servomotor.

PC4) Longitud y paso de las correas sincrónicas.

PC5) Dimensiones de sección de los ejes que soportan los rodillos de arrastre.

PC6) Dimensiones de sección de los ejes para la transmisión de movimiento en conjunto de los rodillos de arrastre de ingreso y salida.

PC7) Diámetros externos de los rodamientos (los diámetros interiores coinciden con los de los ejes).

PC8) Fuerza para desplazar verticalmente las cuchillas transversales.

PC9) Capacidad de los actuadores neumáticos que accionan las cuchillas transversales.

PC10) Dimensiones de los sujetadores roscados para soporte y regulación de las cuchillas transversales.

PC11) Número de pernos en los acoples de conexión de las cuchillas transversales.

PC12) Cargas sobre la estructura de soporte.

#### **3.1.3.4. Módulo 4**

- PC1) Velocidad angular de los rodillos que accionan la banda de transporte.
- PC2) Dimensiones de las poleas sincrónicas.
- PC3) Torque máximo y torque efectivo del servomotor.
- PC4) Longitud y paso de la correa sincrónica.
- PC5) Longitud y espesor de la banda transportadora.
- PC6) Dimensiones de sección del eje que soporta el rodillo móvil.
- PC7) Dimensiones de sección de los ejes que soportan los rodillos para accionamiento de la banda transportadora.
- PC8) Diámetros externos de los rodamientos (los diámetros interiores coinciden con los de los ejes).
- PC9) Cargas sobre la estructura de soporte.

#### **3.1.4. CONDICIONES CRÍTICAS**

Las funciones críticas junto con los requerimientos limitadores nombrados anteriormente imponen diversas condiciones cuantitativas (CCt) y cualitativas (CCI):

- CCt1) Las poleas y correas sincrónicas deben funcionar durante la vida útil prevista sin fallar.
- CCt2) Cada servomotor debe suministrar el torque necesario para la transmisión de potencia en cada módulo.
- CCt3) Los ejes de soporte no deben fallar por sobrecarga o por fatiga durante su vida útil (condiciones cuantitativas en las secciones más críticas de cada eje).
- CCt4) Los ejes de soporte no deben fallar por deflexión durante su vida útil (condiciones cuantitativas en las secciones más críticas de cada eje).
- CCt5) Los rodillos y ruedas de arrastre deben asegurar el traslado de las planchas de cartón y de los segmentos cortados (condición cuantitativa dada por los coeficientes de fricción de los materiales).
- CCt6) Los rodamientos no deben fallar durante la vida útil prevista.

CCt7) Los elementos accionados por pistones neumáticos no deben fallar por sobrecarga o por fatiga durante su vida útil.

CCt8) Los pistones neumáticos deben proporcionar la fuerza necesaria para sujetar, soportar y desplazar los componentes asociados, tanto en avance como en retroceso.

CCt9) Los sujetadores roscados para soporte y regulación de las cuchillas transversales, deben proporcionar la rigidez y resistencia necesaria para soportar las cargas externas.

CCt10) Las uniones por soldadura deben asegurar la rigidez y estabilidad de las estructuras de soporte y de sus componentes asociados.

CCt11) Los ejes tensores de las estructuras de soporte deben asegurar la estabilidad y el posicionamiento de todos los componentes asociados.

CCt12) La banda transportadora debe funcionar durante la vida útil prevista sin fallar.

CC11) Todos los componentes móviles giratorios deben estar sincronizados de acuerdo al establecimiento de las velocidades angulares máxima y mínima.

CC12) Las poleas y correas sincrónicas deben asegurar la transmisión de movimiento desde cada motor, cumpliendo las relaciones de transmisión establecidas.

CC13) El corte longitudinal y transversal debe ser realizado perfectamente a escuadra, cumpliendo las consideraciones señaladas en el punto 2.1.3.2.

CC14) Las cuchillas circulares y transversales deben dividir el material por efecto de corte tipo tijera.

CC15) Los componentes accionados por pistones neumáticos deben desplazarse sobre las guías correspondientes, alcanzando las posiciones máximas y mínimas en los tiempos establecidos.

### 3.1.5. ESTABLECIMIENTO DE LAS CONDICIONES CRÍTICAS

#### 3.1.5.1. Módulo 1

##### 3.1.5.1.1. Velocidad angular de las ruedas de arrastre

Para el cálculo de la velocidad angular de las ruedas de arrastre, se parte de los siguientes datos:

- Velocidad máxima de avance ( $V_{\text{máx.}}$ ): 20 m/min
- Velocidad mínima de avance ( $V_{\text{mín.}}$ ): 16 m/min
- Diámetro exterior de las ruedas de arrastre ( $\Phi_{\text{RA}}$ ): 120 mm = 0,12 m

La velocidad angular ( $w$ ) se calcula a partir de la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.1)

$$w = \frac{2V}{\Phi} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

Entonces:

$$w_{\text{máx.}} = \frac{2V_{\text{máx.}}}{\Phi_{\text{RA}}}$$

$$w_{\text{máx.}} = \frac{2(20)}{0,12} = 333,334 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

$$w_{\text{máx.}} = \frac{333,334 \text{ rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} = 53,052 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{máx.}} \cong 53 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{2V_{\text{mín.}}}{\Phi_{\text{RA}}}$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{2(16)}{0,12} = 266,667 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{266,667 \text{ rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} = 42,44 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{mín.}} \cong 42,5 \text{ [RPM]}$$

### 3.1.5.1.2. Dimensionamiento de las poleas sincrónicas

La relación de transmisión (i) de las poleas sincrónicas viene dada por la expresión:

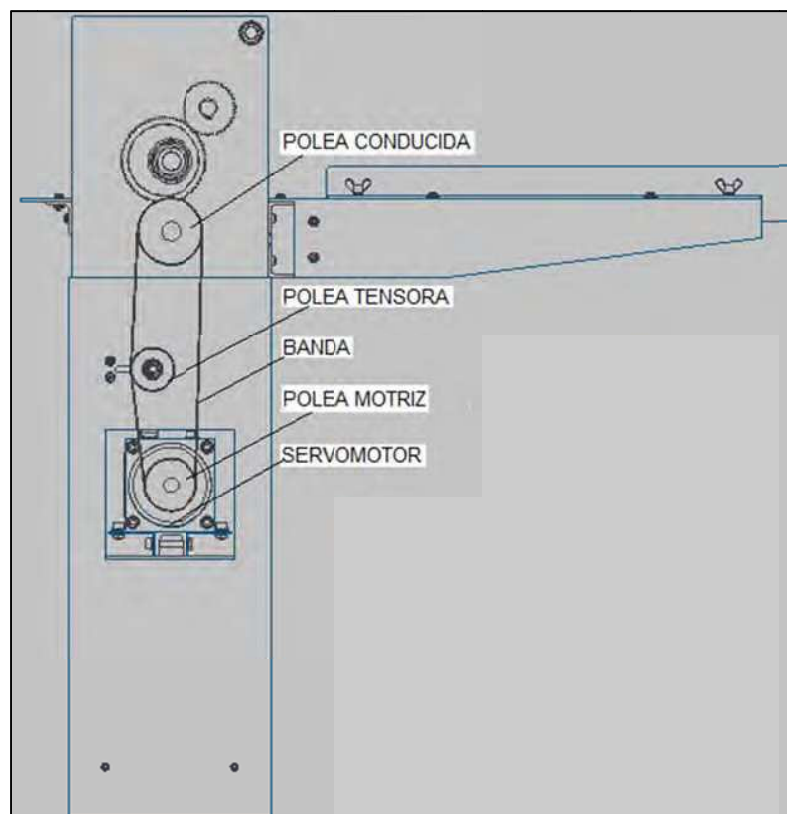
(Ec. 3.1.2)

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Siendo: Z1 y Z2 = Número de dientes de la polea 1 y 2 respectivamente.

n1 y n2 = Número de revoluciones de la polea 1 y 2 respectivamente.

En la siguiente figura se identifican los elementos del sistema de transmisión de movimiento del módulo 1.



**Figura 3.1.1.** Módulo 1– Identificación de elementos del sistema de transmisión de movimiento

El esfuerzo de flexión que se impone cuando la banda flexiona sobre la polea menor, es inversamente proporcional al diámetro primitivo de la misma, por lo que resulta conveniente utilizar poleas de tamaños grandes.<sup>[42]</sup>

Dado que desde el punto de vista económico conviene utilizar poleas pequeñas, los fabricantes adoptan una solución de compromiso, y recomiendan los tamaños mínimos y admisibles de poleas para cada banda que fabrican.

Como se muestra en el anexo 3.1.1, el mínimo diámetro primitivo recomendado está dado en función del paso de las poleas sincrónicas y de la velocidad de giro. En primera instancia, mediante la utilización de la gráfica mostrada en el anexo 3.1.2, asumiendo un rango de potencia de diseño comprendido entre 0,15 y 1,75 HP, y un rango de velocidad de giro entre 100 y 5000 rpm; se opta por utilizar poleas sincrónicas tipo H de 0,5 pulgadas de paso.

Una vez seleccionadas las poleas sincrónicas a utilizar, se asume para la polea motriz, un mínimo diámetro de paso igual a 80,85 mm, que corresponde a una polea sincrónica de 20 dientes. El valor seleccionado es el mínimo permisible para una velocidad de 3500 rpm, y satisface cualquier velocidad de giro menor.

Se asume una velocidad de giro mínima del servomotor igual a 60 RPM, con lo cual a partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.2.) se obtiene:

$$(20 \text{ dientes})(60 \text{ RPM}) = Z_2(42,5 \text{ RPM})$$

$$Z_2 = \frac{(20 \text{ dientes})(60 \text{ RPM})}{(42,5 \text{ RPM})} = 28,24 \approx 28 \text{ [dientes]}$$

**POLEA MOTRIZ:  $Z_1 = 20$  [dientes]**

**POLEA CONDUCTA:  $Z_2 = 28$  [dientes]**

---

<sup>42</sup> PIOVAN M.; Proyecto de Elementos de Transmisión Flexibles; División 1: Cálculo y selección de correas y cadenas; Documento PDF; 2004.

Por tanto la relación de transmisión (i) que se estaría manejando, viene dada por:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{28}{20} = 1,4$$

$$i = 1,4$$

La polea tensora debe tener un diámetro igual o mayor al diámetro de la polea más pequeña del sistema de transmisión de movimiento.<sup>[43]</sup> Por tanto:

$$\text{POLEA TENSORA: } Z_3 = 20 \text{ [dientes]}$$

### 3.1.5.1.3. Torque máximo y torque efectivo del servomotor

Para calcular el torque máximo y el torque efectivo del servomotor es necesario determinar:

- a) El momento de inercia aplicado a cada elemento.
- b) La aceleración angular de cada elemento.
- c) El torque necesario para arrastrar las planchas de cartón.
- d) El torque necesario para vencer la fricción de los rodamientos.
- e) El torque de aceleración/desaceleración.

a) *Momento de inercia aplicado a cada elemento (I)*

El momento de inercia de las masas en movimiento depende de la geometría de los elementos que componen los rodillos de arrastre. La mayoría de elementos giratorios son cilindros huecos o macizos.

El momento de inercia de un cilindro macizo ( $I_{CM}$ ) y el momento de inercia de un cilindro hueco ( $I_{CH}$ ) se calculan a partir de las siguientes ecuaciones:

(Ec. 3.1.3)

$$I_{CM} = \frac{m \times D^2}{8} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

<sup>43</sup> ANEXO 3.2.3: Instrucciones de Instalación de bandas sincrónicas: Idler Pulleys



(Ec. 3.1.4)

$$I_{CH} = \frac{m \times (D - d)^2}{8} \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

Siendo:  $m$  = Masa del cuerpo, [kg].

$D$  = Diámetro externo, [m].

$d$  = Diámetro interno, [m].

La masa de un cilindro macizo ( $m_{CM}$ ) y la masa de un cilindro hueco ( $m_{CH}$ ) se calculan a partir de las siguientes ecuaciones:

(Ec. 3.1.5)

$$m_{CM} = \frac{\pi \times D^2 \times L \times \rho}{4} \text{ [kg]}$$

(Ec. 3.1.6)

$$m_{CH} = \frac{\pi \times (D^2 - d^2) \times L \times \rho}{4} \text{ [kg]}$$

Siendo:  $D$  = Diámetro externo, [m].

$d$  = Diámetro interno, [m].

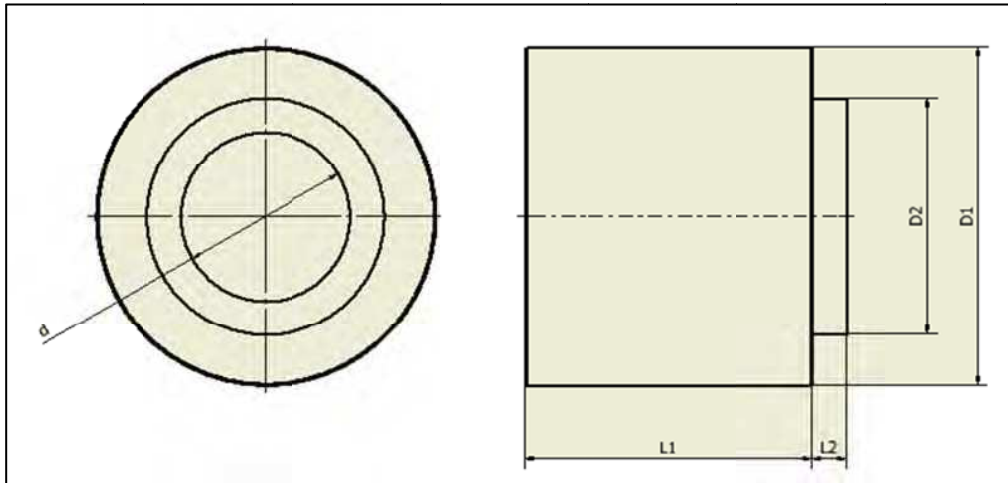
$L$  = Longitud del cilindro, [m].

$\rho$  = Densidad del material, [kg/m<sup>3</sup>].

Ejemplo de cálculo: Elemento mecánico - Rueda de arrastre del rodillo motriz.

- Material: Acero ASTM A36 –  $\rho = 7860 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- Diámetro externo 1 ( $D1$ ): 120 mm = 0,12 m
- Diámetro externo 2 ( $D2$ ): 90 mm = 0,09 m
- Diámetro interno ( $d$ ): 70 mm = 0,07 m
- Longitud 1 ( $L1$ ): 60 mm = 0,06 m
- Longitud 2 ( $L2$ ): 10 mm = 0,01 m

Dado que la rueda de arrastre presenta un cambio de sección (Figura 3.1.2), el cálculo se realiza considerando dos cilindros huecos.



**Figura 3.1.2.** Rueda de arrastre: vista frontal y vista lateral

Aplicando la ecuación (Ec. 3.1.6):

$$m_{CH1} = \frac{\pi \times (0,12^2 - 0,07^2) \times 0,06 \times 7860}{4} = 3,52 \text{ [kg]}$$

$$m_{CH2} = \frac{\pi \times (0,09^2 - 0,07^2) \times 0,01 \times 7860}{4} = 0,2 \text{ [kg]}$$

Aplicando la ecuación (Ec. 3.1.4):

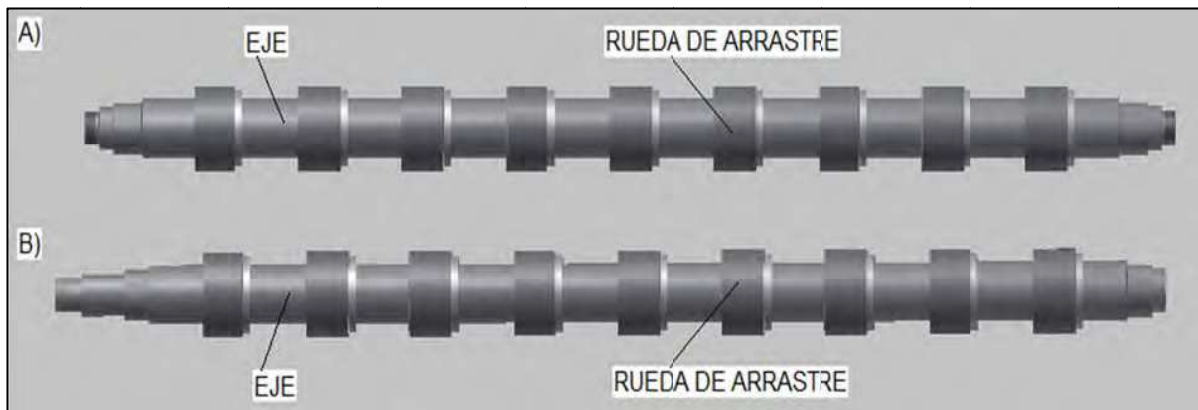
$$I_{CH1} = \frac{3,52 \times (0,12 - 0,07)^2}{8} = 1,1 \times 10^{-3} \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

$$I_{CH2} = \frac{0,2 \times (0,09 - 0,07)^2}{8} = 1 \times 10^{-5} \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

El momento de inercia total de la rueda de arrastre ( $I_{RA}$ ) está dado por:

$$I_{RA} = 1,1 \times 10^{-3} + 1,0 \times 10^{-5} = 1,11 \times 10^{-3} \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

$$I_{RA} = 1,11 \times 10^{-3} \text{ [kg. m}^2\text{]}$$



**Figura 3.1.3.** M1- Identificación de subcomponentes: A) Rodillo loco de arrastre, B) Rodillo motriz de arrastre

A continuación se presenta la tabla de resultados del cálculo de momento de inercia de los componentes que presentan movimiento rotacional (Figura 3.1.3).

**Tabla 3.1.1.** M1-Resultados de cálculo de momento de inercia

COMPONENTE	SUBCOMPONENTE	CANTIDAD	MATERIAL		MASA m [kg]	INERCIA I [kg.m <sup>2</sup> ]
			DENOMINACIÓN	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]		
RODILLO LOCO	Rueda de arrastre	9	Acero A36	7860	3,716	1,11E-03
	Eje	1	Acero A36	7860	45,119	2,70E-02
<b>SUBTOTAL</b>					<b>78,566</b>	<b>3,70E-02</b>
RODILLO MOTRIZ	Rueda de arrastre	9	Acero A36	7860	3,716	1,11E-03
	Eje	1	Acero A36	7860	45,382	2,71E-02
<b>SUBTOTAL</b>					<b>78,829</b>	<b>3,70E-02</b>
TRANSMISIÓN POR POLEAS	Polea 20H	2	Aleación Acero	7860	1,176	3,34E-04
	Polea 28H	1	Aleación Acero	7860	2,172	1,20E-03
<b>SUBTOTAL</b>					<b>4,524</b>	<b>1,87E-03</b>
<b>TOTAL</b>					<b>161,918</b>	<b>7,59E-02</b>

b) *Aceleración angular ( $\alpha$ )*

Dado que el sistema parte del reposo la aceleración angular está definida por:

(Ec. 3.1.7)

$$\alpha = \frac{w}{t} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

Siendo:  $w$  = Velocidad angular final, [rad/s].

$t$  = Tiempo, [s].

El tiempo en el que cada elemento alcanza la velocidad angular de funcionamiento se denomina tiempo de arranque. Debido a la alta eficiencia de los servomotores, el tiempo de arranque se fija en 0,25 segundos.

A partir de los cálculos realizados en la sección 3.1.5.1.1, se conoce que todos los componentes del rodillo motriz y del rodillo loco, además de la polea conducida, deben alcanzar una velocidad angular máxima de 333,334 [rad/min]; mientras que la polea motriz, dada la relación de transmisión ( $i= 1,4$ ), debe alcanzar una velocidad angular máxima de 466,67 [rad/min].

La aceleración angular de los rodillos de arrastre y de la polea conducida ( $\alpha_{\text{RIPC}}$ ) y la aceleración angular de la polea motriz ( $\alpha_{\text{PM}}$ ), se calculan aplicando la ecuación (Ec. 3.1.7).

$$\alpha_{\text{RIPC}} = \frac{\left( 333,334 \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 22,223 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\alpha_{\text{RIPC}} = 22,223 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\alpha_{\text{PM}} = \frac{\left( 466,67 \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 31,11 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\alpha_{\text{PM}} = 31,112 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

c) Torque para arrastrar las planchas de cartón ( $T_A$ )

El torque ( $T_A$ ) se calcula a partir de la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.8)

$$T_A = \text{NUM}_{\text{RA}} \times (T_{ei} + T_{es}) \text{ [N. m]}$$

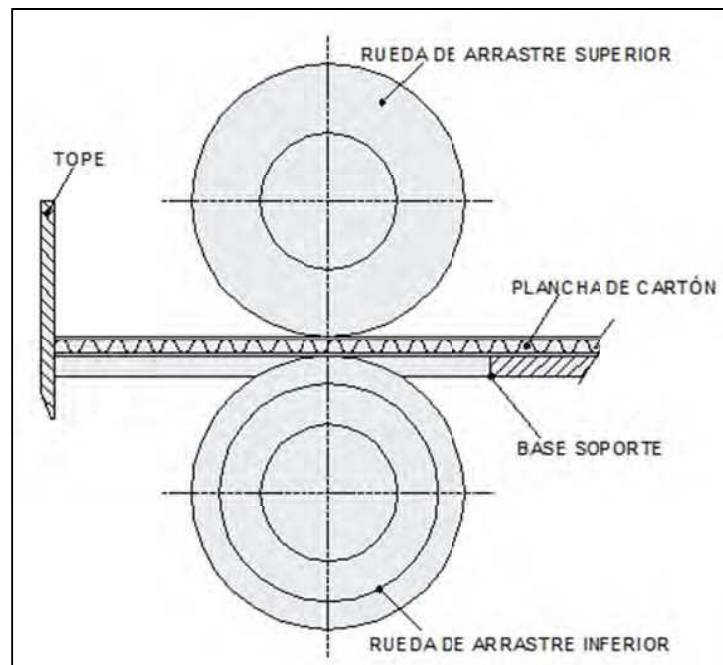
Siendo:  $\text{NUM}_{\text{RA}}$  = Número total de ruedas de arrastre, [-].

$T_{ei/s}$  = Torque que ejerce el eje contra la rueda de arrastre, [Nm].

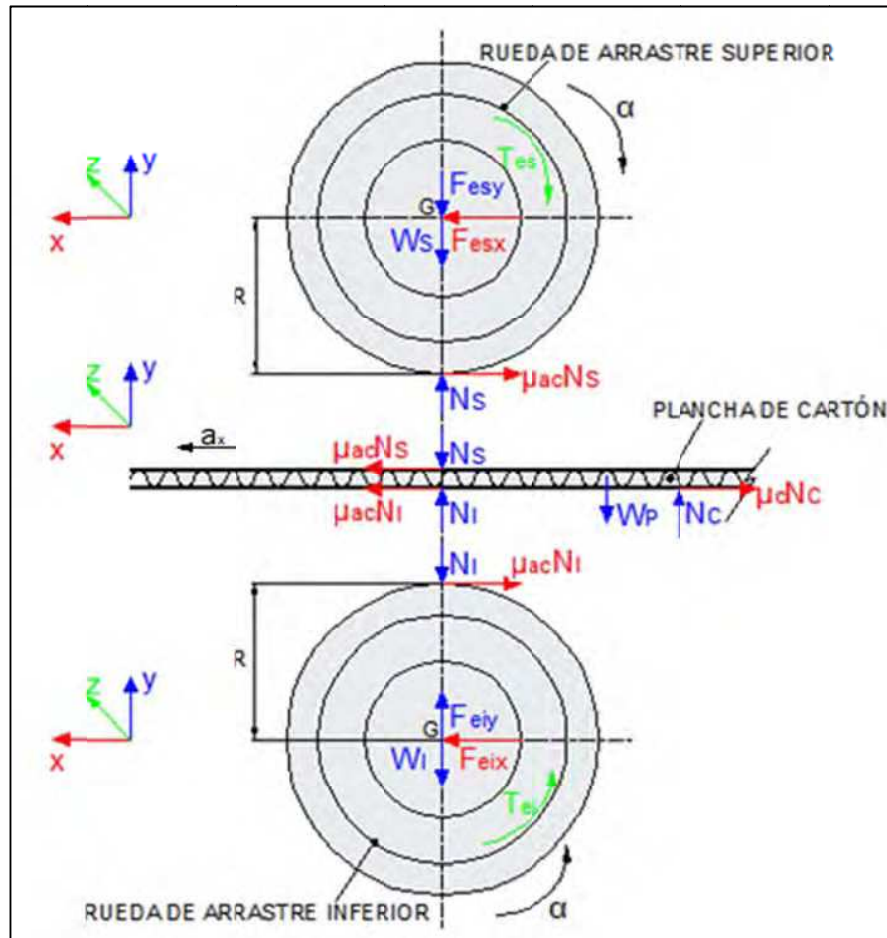
c.1) Torque que ejerce el eje sobre las ruedas de arrastre ( $T_e$ )

El torque que ejerce el eje sobre las ruedas de arrastre, se define como el torque que produce el movimiento rotacional de las ruedas de arrastre, generando la fuerza de fricción necesaria para arrastrar y trasladar las planchas de cartón.

Para el análisis pertinente se hace referencia a los esquemas presentados en las figuras 3.1.4 y 3.1.5.



**Figura 3.1.4.** Esquema de arrastre de las plancha de cartón



**Figura 3.1.5.** M1– Diagramas del cuerpo libre de elementos involucrados en el arrastre de las planchas de cartón.

Para el análisis en base a la figura 3.1.5, se establece la siguiente notación:

$N_S$  = Fuerza normal ejercida por la superficie de la plancha de cartón sobre la superficie de la rueda de arrastre superior, [N].

$N_I$  = Fuerza normal ejercida por la superficie de la rueda de arrastre inferior sobre la superficie de la plancha de cartón, [N].

$N_C$  = Fuerza normal ejercida por la superficie de la base soporte sobre la superficie de la plancha de cartón, [N].

$\mu_{ac}$  = Coeficiente de fricción por rodadura entre la superficie de la plancha de cartón y la superficie de las rueda de arrastre superior (acero – cartón), [-].

$\mu_c$  = Coeficiente de fricción por deslizamiento entre la superficie de la base soporte y la superficie de la plancha de cartón (acero – cartón), [-].

$W_s$  = Peso de la rueda de arrastre superior, [N].

$W_i$  = Peso de la rueda de arrastre inferior, [N].

$W_p$  = Peso de la plancha de cartón, [N].

$F_{es}$  = Fuerza que ejerce el eje contra la rueda de arrastre superior, [N].

$F_{ei}$  = Fuerza que ejerce el eje contra la rueda de arrastre inferior, [N].

$T_{es}$  = Torque que ejerce el eje contra la rueda de arrastre superior, [Nm].

$T_{ei}$  = Torque que ejerce el eje contra la rueda de arrastre inferior, [Nm].

En la siguiente tabla <sup>[44]</sup> se presentan coeficientes de fricción por rodadura para diferentes combinaciones de materiales en contacto:

**Tabla 3.1.2.** Coeficientes de fricción por rodadura

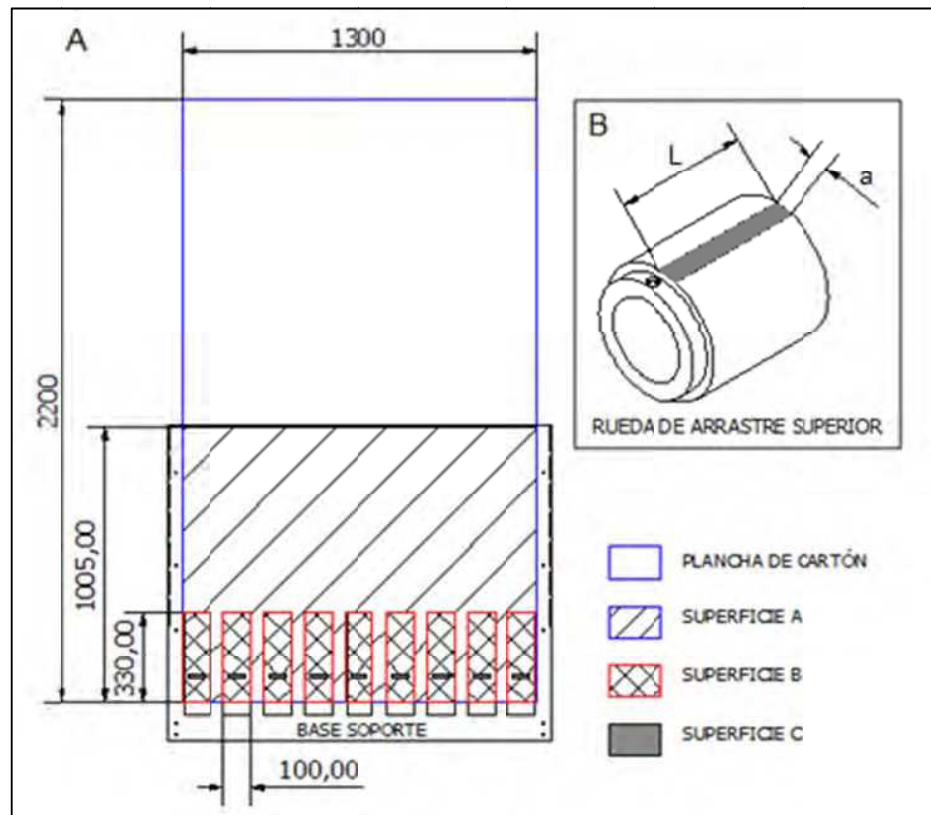
MATERIAL	METAL	PLÁSTICO	MADERA	CAUCHO	CARTÓN
ACERO	0,01 - 0,02	0,02 - 0,04	0,02 - 0,05	0,03 - 0,06	0,05 - 0,10
CAUCHO	0,01 - 0,02	0,02 - 0,04	0,02 - 0,05	0,03 - 0,06	0,05 - 0,10

FUENTE: [www.itohdenki.com]

En base a la figura 3.1.6, se establecen las siguientes consideraciones:

- La plancha de cartón presenta las máximas dimensiones (1300 x 2200 mm).
- La superficie A es la superficie de la plancha de cartón que se desliza sobre la base soporte.
- La superficie B es la superficie libre donde actúan las ruedas deslizantes.
- La superficie C es la superficie de contacto por rodadura entre las ruedas de arrastre y la superficie de la plancha de cartón.

<sup>44</sup> <http://www.itohdenki.com/technicalsupport/index.php>



**Figura 3.1.6.** A) Superficies deslizantes relativas a la plancha de cartón.  
B) Superficie C de contacto entre las ruedas de arrastre y la plancha de cartón.

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Longitud del área de contacto (L): 60 [mm]
- Gramaje del cartón prensado ( $G_{CP}$ ): 1,145 [kg/m<sup>2</sup>]
- Gramaje del cartón corrugado ( $G_{CC}$ ): 0,6574 [kg/m<sup>2</sup>] <sup>[45]</sup>
- Área total de la plancha de cartón ( $A_{TOTAL}$ ): (1,3 x 2,2) = 2,86 [m<sup>2</sup>]
- Coeficiente de fricción por rodadura -Acero-Cartón ( $\mu_{ac}$ ): 0,075 <sup>[46]</sup>
- Coeficiente de fricción por deslizamiento -Cartón-Acero ( $\mu_c$ ): 0,65 <sup>[47]</sup>

<sup>45</sup> ANEXO 3.3.1-3.3.4: Fichas Técnicas de Cartón Corrugado.

<sup>46</sup> TABLA 3.1.2: Coeficientes de Fricción por Rodadura.

<sup>47</sup> <http://www.paperonweb.com/paperpro.htm>



El máximo torque se produce en función de la máxima fuerza de fricción necesaria para arrastrar las planchas de cartón, la cual dadas las características del material, corresponde a la fuerza necesaria para arrastrar las planchas de cartón prensado. Por lo cual el cálculo detallado se realiza únicamente para dicho material.

Para las planchas de cartón y las ruedas de arrastre se considera un sistema de coordenadas xyz de origen coincidente con su centro de masa G. Entonces, las ecuaciones del movimiento son:

(Ec. 3.1.9)

$$\sum \mathbf{F}_x = ma_x ; \sum \mathbf{F}_y = ma_y ; \sum \mathbf{F}_z = ma_z$$

(Ec. 3.1.10)

$$\sum \mathbf{M}_{Gz} = I\alpha_z$$

Siendo:  $M_{Gz}$  = Momento alrededor del eje z respecto al centro de masa, [m/s<sup>2</sup>].

$I$  = Momento de inercia, [kgm<sup>2</sup>].

$\alpha$  = Aceleración angular, [rad/s<sup>2</sup>].

Para las planchas de cartón, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.1.5, y a partir de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = \mathbf{F}_{AVANCE} = (ma_x)_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}}$$

(Ec. 3.1.11)

$$9\mu_{ac}N_s + 9\mu_{ac}N_i - \mu_c N_c = (ma_x)_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}}$$

$$\sum \mathbf{F}_y = 0$$

(Ec. 3.1.12)

$$9N_i + N_c = 9N_s + W_p$$

Si se conoce que el sistema parte del reposo y que el tiempo de arranque es  $t = 0,25$  s, la aceleración en la dirección x ( $a_x$ ) está dada por:

(Ec. 3.1.13)

$$\mathbf{a}_x = \frac{V_{\text{máx}}}{t}$$

$$\mathbf{a}_x = \frac{20 \text{ m/min}}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 1,334 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\mathbf{a}_x = 1,334 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Al sustituir los valores correspondientes en la ecuación (Ec. 3.1.11), se obtiene:

$$\mathbf{F}_{\text{AVANCE}} = (2,86 \text{ m}^2) \left( \frac{1,145 \text{ kg}}{\text{m}^2} \right) \left( 1,334 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 4,4 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{\text{AVANCE}} = 4,4 \text{ [N]}$$

\*Nota: La masa de la plancha de cartón prensado se obtiene multiplicando el área de la plancha de cartón ( $A_{\text{TOTAL}}$ ) por el gramaje del cartón prensado ( $G_{\text{CP}}$ ).

A partir de modelos de cálculo desarrollados en base a la máxima resistencia de la plancha de cartón al aplastamiento horizontal, se deduce que la relación entre la fuerza normal ejercida por el rodillo superior y la fuerza normal ejercida sobre el rodillo inferior está dada por:

(Ec. 3.1.14)

$$\frac{N_i}{N_s} \approx 1,0625$$

Al reemplazar los valores correspondientes en la ecuación (Ec. 3.1.12), se obtiene:

(Ec. 3.1.15)

$$N_c = W_p - 0,5625N_s$$

En (Ec. 3.1.11)

$$9\mu_{ac}N_s + 9\mu_{ac}(1,065N_s) - \mu_c(W_p - 0,5625N_s) = (ma_x)_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}}$$

$$N_s = \frac{(3,275)(1,334) + (0,65)(3,275)(9,8)}{9(0,075)(2,0625) + (0,65)(0,5625)} = 14,35 \text{ [N]}$$

$$N_s = 14,35 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.1.14)

$$N_i = 1,0625N_s = 15,25 \text{ [N]}$$

$$N_i = 15,25 \text{ [N]}$$

Para las ruedas de arrastre superior, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.1.5, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum F_x = 0$$

$$\text{(Ec. 3.1.16)}$$

$$F_{esx} = \mu_{ac}N_s = (0,075)(14,35) = 1,08 \text{ [N]}$$

$$F_{esx} = 1,08 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\text{(Ec. 3.1.17)}$$

$$F_{esy} = W_s - N_s = (3,72)(9,8) - 14,35 = 22,106 \text{ [N]}$$

$$F_{esy} = 22,106 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{Gz} = I\alpha_z$$

$$\text{(Ec. 3.1.18)}$$

$$T_{es} = I\alpha_z + \mu_{ac}N_sR$$

$$T_{es} = (1,11E - 03)(22,223) + (0,075)(14,35)(0,06) = 0,09 \text{ [Nm]}$$

$$T_{es} = 0,09 \text{ [Nm]}$$

Para las ruedas de arrastre inferior, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.1.5, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = 0$$

(Ec. 3.1.19)

$$\mathbf{F}_{eix} = \mu_{cc} N_I = (0,075)(15,25) = 1,144 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{eix} = 1,144 \text{ [N]}$$

$$\sum \mathbf{F}_y = 0$$

(Ec. 3.1.20)

$$\mathbf{F}_{eiy} = N_I + W_I = 15,25 + (3,72)(9,8) = 51,71 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{eiy} = 51,71 \text{ [N]}$$

$$\sum \mathbf{M}_{Gz} = I\alpha_z$$

(Ec. 3.1.21)

$$\mathbf{T}_{ei} = I\alpha_z + \mu_{cc} N_I R$$

$$\mathbf{T}_{ei} = (11,11E - 03)(22,223) + (0,075)(15,25)(0,06) = 0,0933 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{ei} = 0,0933 \text{ [Nm]}$$

\*Nota: El peso (W) de las ruedas de arrastre se obtiene multiplicando su masa (Tabla 3.1.1) por el valor de la gravedad ( $g = 9,8 \text{ m/s}^2$ ).

A partir de la ecuación (Ec. 3.1.8), el torque total de arrastre está dado por:

$$\mathbf{T}_A = 9 \times (\mathbf{T}_{ei} + \mathbf{T}_{es}) \text{ [N.m]}$$

$$\mathbf{T}_A = 9 \times (0,0933 + 0,09) = 1,643 \text{ [N.m]}$$

$$\mathbf{T}_A = 1,643 \text{ [N.m]}$$

d) *Torque para vencer la fricción de los rodamientos ( $T_{FR}$ )*

Dadas las condiciones de operación del módulo de arrastre, es necesario que los rodamientos sean insensibles a las desalineaciones angulares del eje en relación al soporte, por lo cual se decide utilizar rodamientos de bolas a rótula.

Bajo determinadas condiciones es posible calcular el torque de fricción con una precisión suficiente, usando un coeficiente de fricción constante en la siguiente ecuación <sup>[48]</sup>:

(Ec. 3.1.22)

$$T_{FR} = 0,05\mu Cd \text{ [Nm]}$$

Siendo:  $\mu$  = Coeficiente de fricción constante del rodamiento.

C = Carga dinámica admisible del rodamiento, [kN].

d = Diámetro del agujero del rodamiento, [m].

A partir del dimensionamiento previo, y de la preselección de rodamientos, se tiene:

- Designación del rodamiento: SKF – 1210 ETN9 <sup>[49]</sup>
- Diámetro del agujero del rodamiento (d): 50 [mm] <sup>[49]</sup>
- Carga dinámica admisible del rodamiento (C): 26,5 [kN] <sup>[49]</sup>
- Coeficiente de fricción constante del rodamiento ( $\mu$ ): 0,001 <sup>[50]</sup>

$$T_{FR} = 0,05(0,001)(26500)(0,05) = 0,06625 \text{ [Nm]}$$

$$T_{FR} = 0,06625 \text{ [Nm]}$$

Cada rodillo de arrastre cuenta con 2 rodamientos, por lo cual el torque total para vencer la fricción de los rodamientos está dado por:

$$T_{FR-TOTAL} = 4 \times T_{FR} = 4 \times 0,06625 = 0,265 \text{ [Nm]}$$

$$T_{FR-TOTAL} = 0,265 \text{ [Nm]}$$

<sup>48</sup> <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/>

<sup>49</sup> ANEXO 3.4.2: Especificaciones rodamiento de bolas a rótula SKF – 1210 ETN9

<sup>50</sup> ANEXO 3.4.1: Coeficientes de fricción constante para rodamientos

e) *Torque de aceleración/desaceleración ( $T_\alpha$ )*

El torque de aceleración/desaceleración se calcula a partir de <sup>[51]</sup>:

(Ec. 3.1.23)

$$\mathbf{T}_\alpha = \frac{2\pi n}{60t_A} \times \left( I_{SM} + \frac{I_{TOTAL}}{\eta} \right) \text{ [Nm]}$$

Siendo:  $n$  = Velocidad máxima del servomotor en el régimen de trabajo, [rpm].

$t_A$  = Tiempo de aceleración, [s].

$I_{TOTAL}$  = Momento de inercia total aplicado a cada elemento, [kgm<sup>2</sup>].

$I_{SM}$  = Momento de inercia de salida del servomotor, [kgm<sup>2</sup>].

$\eta$  = Eficiencia de transmisión de movimiento, [-].

Para calcular el torque de aceleración/desaceleración se debe realizar una preselección del servomotor, en base a las siguientes condiciones:

(Ec. 3.1.24)

$$\mathbf{I}_{SM} \geq \frac{I_{TOTAL}}{30} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

(Ec. 3.1.25)

$$\mathbf{T}_N \geq \frac{T_L}{0,8} \text{ [Nm]}$$

Siendo:  $T_N$  = Torque nominal del servomotor, [Nm].

$T_L$  = Torque de carga externa total, [Nm].

El torque de carga total corresponde a la sumatoria del torque necesario para arrastrar las planchas de cartón y el torque para vencer la fricción de los rodamientos, por tanto:

(Ec. 3.1.26)

$$\mathbf{T}_L = T_A + T_{FR-TOTAL} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_L = 1,64 + 0,265 = 1,91 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_L = 1,91 \text{ [Nm]}$$

<sup>51</sup> OMRON; Servo Motor Selection; PDF. Pág.: 10

En (Ec. 3.1.24):

$$I_{SM} \geq \frac{0,0389}{30} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$I_{SM} \geq 1,3E - 03 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

En (Ec. 3.1.25):

$$T_N \geq \frac{1,91}{0,8} \text{ [Nm]}$$

$$T_N \geq 2,38 \text{ [Nm]}$$

A partir de la revisión del catálogo de servomotores SELEMA – SERIE ST115 [ANEXO 3.5.1], se verifica que el modelo que cumple con las condiciones de la ecuación (Ec. 3.1.24) y (Ec. 3.1.25) , es el servomotor de código: ST115-11:

$$I_{SM} = 1,3E - 03 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$T_N = 11 \text{ [Nm]}$$

La eficiencia de transmisión de movimiento por medio de poleas y bandas sincrónicas está en el intervalo de 97 a 99% <sup>[52]</sup>. Por tanto:

$$\eta = 0,97$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (Ec 3.1.26):

$$T_\alpha = \frac{2\pi(75)}{60(0,25)} \times \left( 1,3E - 03 + \frac{3,89E - 02}{0,97} \right) = 1,289 \text{ [Nm]}$$

$$T_\alpha = 1,289 \text{ [Nm]}$$

*TORQUE MÁXIMO DEL SERVOMOTOR ( $T_{MSM}$ )*

El torque máximo del servomotor está dado por la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.27)

$$T_{MSM} = T_\alpha + T_L \text{ [Nm]}$$

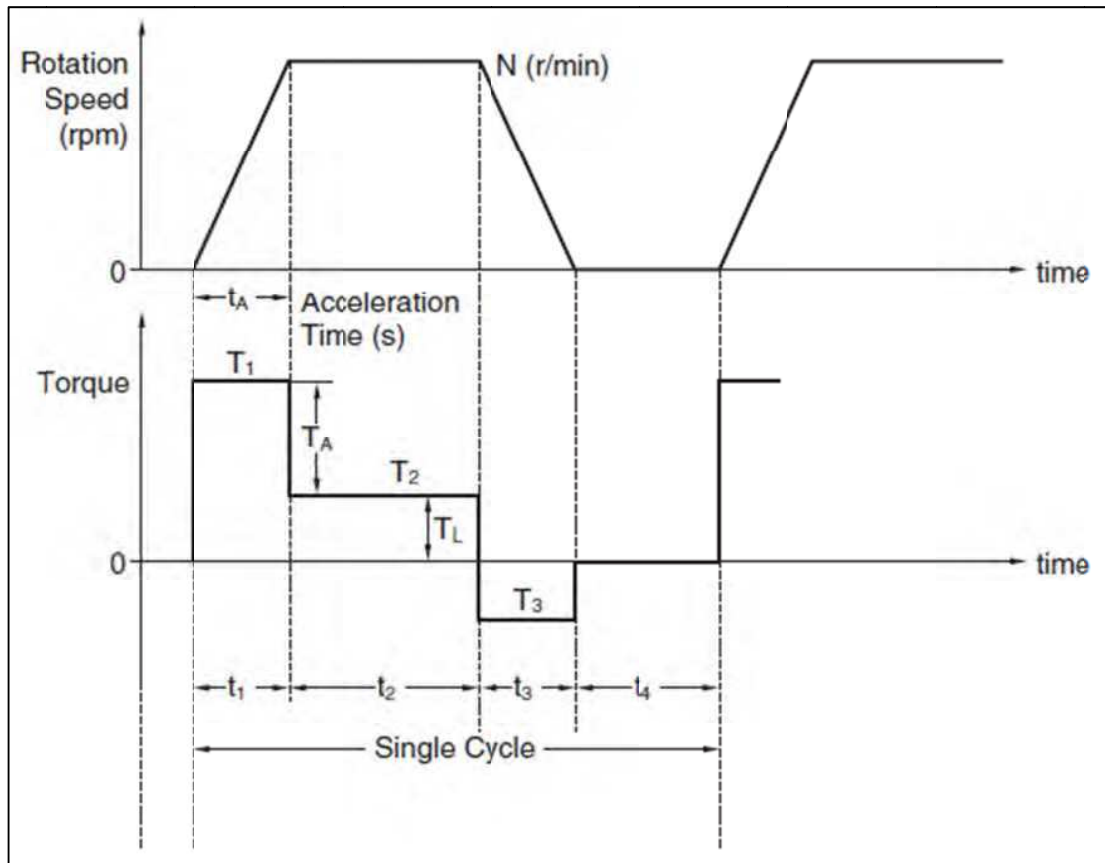
$$T_{MSM} = 1,289 + 1,91 = 3,2 \text{ [Nm]}$$

$$T_{MSM} = 3,2 \text{ [Nm]}$$

<sup>52</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Ed.; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 887.

*TORQUE EFECTIVO DEL SERVOMOTOR ( $T_{rms}$ )*

El torque efectivo del servomotor se determina en relación a la siguiente figura:



**Figura 3.1.7.** Perfil de avance para el servomotor

FUENTE: [OMRON; Servo Motor Selection; PDF]<sup>[53]</sup>

Para el análisis en base a la figura 3.1.7, se establece la siguiente notación:

$T_1$  = Torque máximo del servomotor, [Nm].

$T_2$  = Torque de carga externa total, [Nm].

$T_3$  = Torque de frenado, [Nm].

$t_1 = t_3$  = Tiempo de aceleración/desaceleración (tiempo de arranque), [s].

$t_2$  = Tiempo efectivo de trabajo, [s].

$t_4$  = Tiempo de pausa, [s].

<sup>53</sup> OMRON; Servo Motor Selection; PDF. Pág.: 10



El torque efectivo del servomotor está dado por la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.28)

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{(T_1^2 \times t_1) + (T_2^2 \times t_2) + (T_3^2 \times t_3)}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} \text{ [Nm]}$$

El torque de frenado está dado por la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.29)

$$T_3 = -|T_L - T_\alpha| \text{ [Nm]}$$

$$T_3 = -|1,91 - 1,28| = -0,63 \text{ [Nm]}$$

$$T_3 = -0,63 \text{ [Nm]}$$

Para determinar el tiempo efectivo de trabajo, se calcula el tiempo en el que la plancha de cartón avanza la distancia equivalente a la longitud de los segmentos cortados, a una velocidad constante ( $v$ ) de 20 m/min. El tiempo efectivo de trabajo se calcula para la máxima longitud de segmento de cartón cortado ( $d = 500$  mm), a partir de la ecuación de movimiento rectilíneo uniforme, dado por:

(Ec. 3.1.30)

$$t_2 = \frac{d}{v} \text{ [s]}$$

Siendo:  $d$  = Distancia recorrida (Longitud del segmento cortado), [mm].

$v$  = Velocidad de avance, [m/s].

En (Ec. 3.1.30):

$$t_2 = \frac{500}{333,334} = 1,5 \text{ [s]}$$

$$t_2 = 1,5 \text{ [s]}$$

El tiempo de pausa corresponde al tiempo en el que se produce el corte transversal de las plancha de cartón en el módulo 3. Para efectos de cálculo se define un tiempo de 0,25 s. Por tanto:

$$t_4 = 0,25 \text{ [s]}$$

En (Ec. 3.1.28):

$$T_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{[(3,2)^2 \times 0,25] + [(1,91)^2 \times 1,5] + [(-0,62)^2 \times 0,25]}{0,25 + 1,5 + 0,25 + 0,25}} = 1,89[\text{Nm}]$$

$$T_{\text{rms}} = 1,89[\text{Nm}]$$

A partir de la obtención del torque máximo y del torque efectivo del servomotor, se comprueba que el modelo de servomotor preseleccionado cumple con todos los requerimientos y condiciones establecidas.

**SERVOMOTOR<sub>M1</sub>: SELEMA – ST115 – 11**

#### 3.1.5.1.4. Selección de la banda sincrónica

La banda sincrónica se selecciona a partir del procedimiento detallado en el anexo 3.2.1. Los pasos a seguir son los siguientes:

a) *Determinar la potencia de diseño.*

La potencia de diseño se calcula a partir de la siguiente formula:

(Ec. 3.1.31)

$$P_{\text{DISEÑO}} = \frac{0,8 \times T_N \times n}{9550} \times F.S \text{ [kW]}$$

Siendo:  $n$  = Velocidad máxima del servomotor en el régimen de trabajo, [rpm].

$T_N$  = Torque nominal del servomotor, [Nm].

F.S = Factor de servicio, [-]

Para determinar el factor de servicio se requiere los siguientes datos:

- Tipo de motor: Servomotor Clase II [Anexo 3.2.1 – Tabla 1.a]
- Tipo de máquina: Convertidora de cartón Clase II [Anexo 3.2.1 – Tabla 1.b]
- Condiciones de operación: Intermitente [Anexo 3.2.1 – Tabla 1.c]

Con los datos encontrados y en base a las tablas a las que se hace referencia, se determina un factor de servicio de: 1,3. Entonces, la potencia de diseño es:

$$P_{\text{DISEÑO}} = \frac{0,8 \times 11 \times 75}{9550} \times 1,3 = 0,09[\text{kW}]$$

$$P_{\text{DISEÑO}} = 0,09 [\text{kW}]$$

$$P_{\text{DISEÑO}} = 0,120 [\text{HP}]$$

b) *Seleccionar el paso de la banda.*

El paso de la banda fue determinado en la sección 3.1.5.1.2. La banda que se utilizará será tipo H de 0,5 pulgadas de paso.

c) *Determinar la relación de transmisión.*

La relación de transmisión se determinó en la sección 3.1.5.1.2. La relación de transmisión es:  $i = 1,2$ .

d) *Determinar el tamaño de las poleas.*

El tamaño de las poleas se determinó en la sección 3.1.5.1.2.:

- Polea Motriz: 20H
- Polea Conducida: 28 H
- Polea Tensora: 20H

e) *Determinar la longitud de la banda y la distancia entre centros.*

Para calcular la longitud de la banda ( $L_b$ ) se aplica la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.32)

$$L_b = 2C + 1,57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

Siendo: C = Distancia entre centros. (C = 389,75 mm)

$D_p$  = Diámetro de paso de la polea grande. ( $D_p = 113,2$  mm)

$d_p$  = Diámetro de paso de la polea pequeña. ( $d = 80,85$  mm)

Entonces:

$$L_b = 2(379,75) + 1,57(113,2 + 80,85) + \frac{(113,2 - 80,85)^2}{4(379,75)} = 1064,85 \text{ [mm]}$$

$$L_b = 1064,85 \text{ [mm]}$$

Según las tablas de selección <sup>[54]</sup>, la longitud normalizada de paso es 42 pulgadas (1066,8 mm), por lo cual si no se utiliza polea tensora, será necesario ajustar la distancia entre centros.

(Ec. 3.1.33)

$$C_{\text{CORREGIDO}} = C_{\text{ANTERIOR}} - \frac{L_{\text{b-CALCULADA}} - L_{\text{b-NORMALIZADA}}}{2}$$

$$C_{\text{CORREGIDO}} = 379,75 - \frac{1064,85 - 1066,8}{2} = 380,73 \text{ [mm]}$$

$$C_{\text{CORREGIDO}} = 380,73 \text{ [mm]}$$

$$L_{\text{b-NORMALIZADA}} = 1066,8 \text{ [mm]} \text{ (Denominación: 420H)}$$

f) *Determinar el ancho de la banda*

Para determinar el ancho de la banda ( $a_b$ ) se aplica la siguiente relación:

(Ec. 3.1.34)

$$a_b = \frac{P_{\text{DISEÑO}}}{P_{ab}}$$

Siendo:  $P_{ab}$  = Potencia por ancho de banda. ( $P_{ab} = 0,2688 \text{ HP/in}$ )<sup>[55]</sup>

$$a_b = \frac{0,120}{0,2688} = 0,45 \text{ [in]}$$

$$a_{\text{b-NORMALIZADA}} = 0,75 \text{ [in]} = 19,05 \text{ [mm]}$$

**DENOMINACIÓN BANDA SINCRÓNICA<sub>M1</sub>: 420H075**

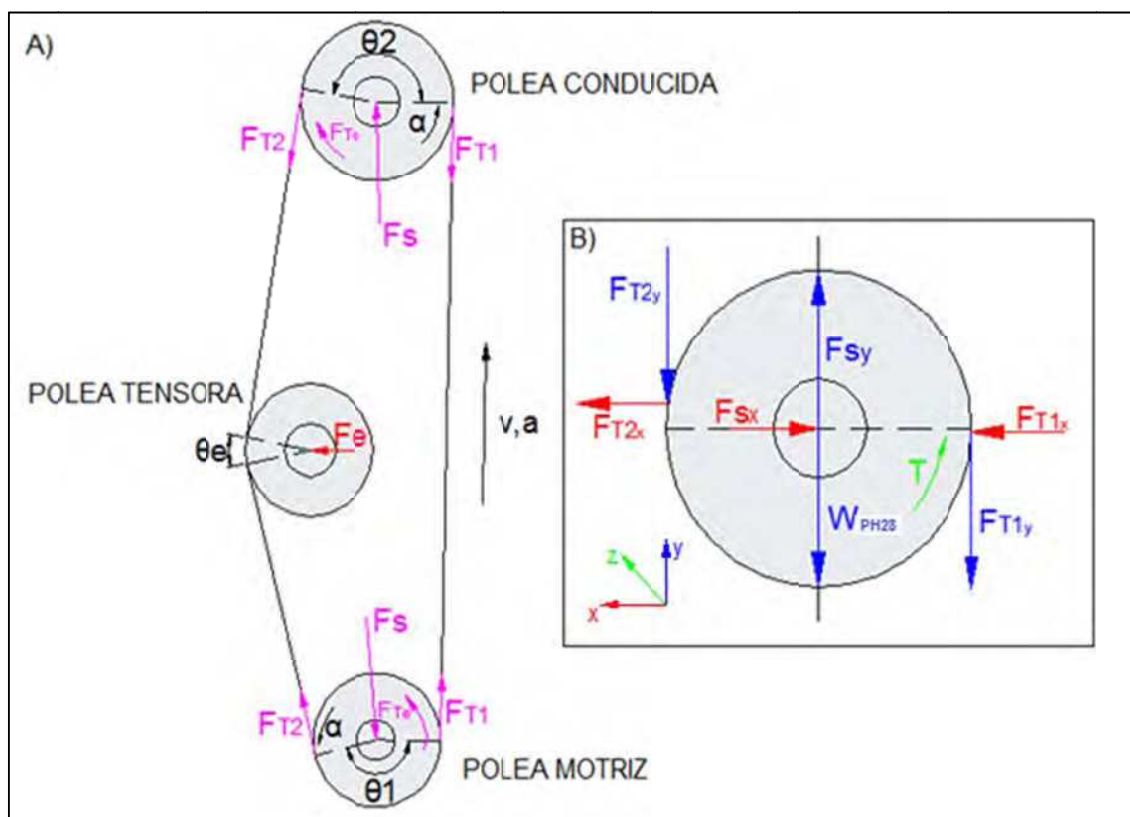
<sup>54</sup> ANEXO 3.2.2: Selección de bandas sincrónicas (H) HEAVY -38mm WIDE BELT – Belt Designation

<sup>55</sup> ANEXO 3.2.2: Selección de bandas sincrónicas – TABLE11: POWER RATINGS, HEAVY (H) PITCH

### 3.1.5.1.5. Dimensiones de sección de los ejes porta ruedas de arrastre para alimentación

Las dimensiones de sección de los ejes se definieron inicialmente a partir del diseño preliminar para la selección de alternativas, y variaron en función de los resultados de la evaluación de parámetros (sección 3.1.6.1). En el presente apartado, se identifican las secciones críticas de cada eje en base a los resultados de momento flector y deflexión máximos.

En primera instancia se determinan las fuerzas que ejerce la polea conducida sobre el eje porta ruedas de arrastre inferior, para lo cual se hace referencia a la figura 3.1.8.



**Figura 3.1.8. M1–** A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida.

Para el análisis en base a la figura 3.1.8, se establece la siguiente notación:

$F_S$  = Fuerza de reacción en el eje, [N].

$F_e$  = Fuerza de tensión en la polea tensora, [N].

$F_{T1}$  = Fuerza de tensión en el lado apretado, [N].

$F_{T2}$  = Fuerza de tensión en el lado con holgura, [N].

$F_{Te}$  = Fuerza equivalente de tensión, [N].

$W_{PH24}$  = Peso de la polea conducida, [N].

$\Theta_e$  = Arco de contacto de la polea tensora, [°].

$\Theta_1$  = Arco de contacto de la polea motriz, [°].

$\Theta_2$  = Arco de contacto de la polea conducida, [°].

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Masa de la polea conducida ( $m_{PH28}$ ): 2 [kg] <sup>[56]</sup>
- Fuerza de tensión en la polea tensora ( $F_e$ ): 11 [N] <sup>[57]</sup>
- Arco de contacto de la polea tensora ( $\Theta_e$ ): 11,18 [°]
- Arco de contacto de la polea motriz ( $\Theta_1$ ): 169,23 [°]
- Arco de contacto de la polea conducida ( $\Theta_2$ ): 179,6 [°]
- Torque nominal del servomotor ( $T_N$ ): 11 [Nm]
- Diámetro de paso de la polea motriz ( $D_p$ ): 0,08085 [m]

Las fuerzas de tensión se calculan a partir de las siguientes ecuaciones <sup>[58]</sup>:

(Ec. 3.1.35)

$$F_{Te} = \frac{2}{D_p} \times 0,8 \times T_N [N]$$

Siendo:  $T_N$  = Torque nominal del servomotor, [kW].

$D_p$  = Diámetro de paso de la polea motriz, [m].

<sup>56</sup> ANEXO 3.1.5: Especificaciones Polea Sincrónica SKF 24H075

<sup>57</sup> ANEXO 3.2.3: Instrucciones de Instalación de bandas sincrónicas: Idler Pulleys

<sup>58</sup> GATES; Timing Belt Theory; PDF. Págs. 5, 6, 12.

(Ec. 3.1.36)

$$F_{T2} = \frac{F_e}{2 \times \sin\left(\frac{\theta_e}{2}\right)} [\text{N}]$$

(Ec. 3.1.37)

$$F_{T1} = F_{Te} + F_{T2} [\text{N}]$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

En (Ec. 3.1.35):

$$F_{Te} = \frac{2}{0,08085} \times 0,8 \times 11 = 217,7 [\text{N}]$$

$$F_{Te} = 217,7 [\text{N}]$$

En (Ec. 3.1.36):

$$F_{T2} = \frac{11}{2 \times \sin\left(\frac{11,18}{2}\right)} = 56,5 [\text{N}]$$

$$F_{T2} = 56,5 [\text{N}]$$

En (Ec. 3.1.37):

$$F_{T1} = 217,7 + 56,5 = 274,15 [\text{N}]$$

$$F_{T1} = 274,15 [\text{N}]$$

La fuerza de reacción en los ejes es igual en magnitud y está dada por <sup>[59]</sup>:

(Ec. 3.1.38)

$$F_S = \sqrt{F_{T1}^2 + F_{T2}^2 - F_{T1}F_{T2}\cos\theta_1} [\text{N}]$$

$$F_S = \sqrt{(274,15)^2 + (56,5)^2 - (274,15)(56,5)\cos(169,23^\circ)} = 305,86 [\text{N}]$$

$$F_S = 305,86 [\text{N}]$$

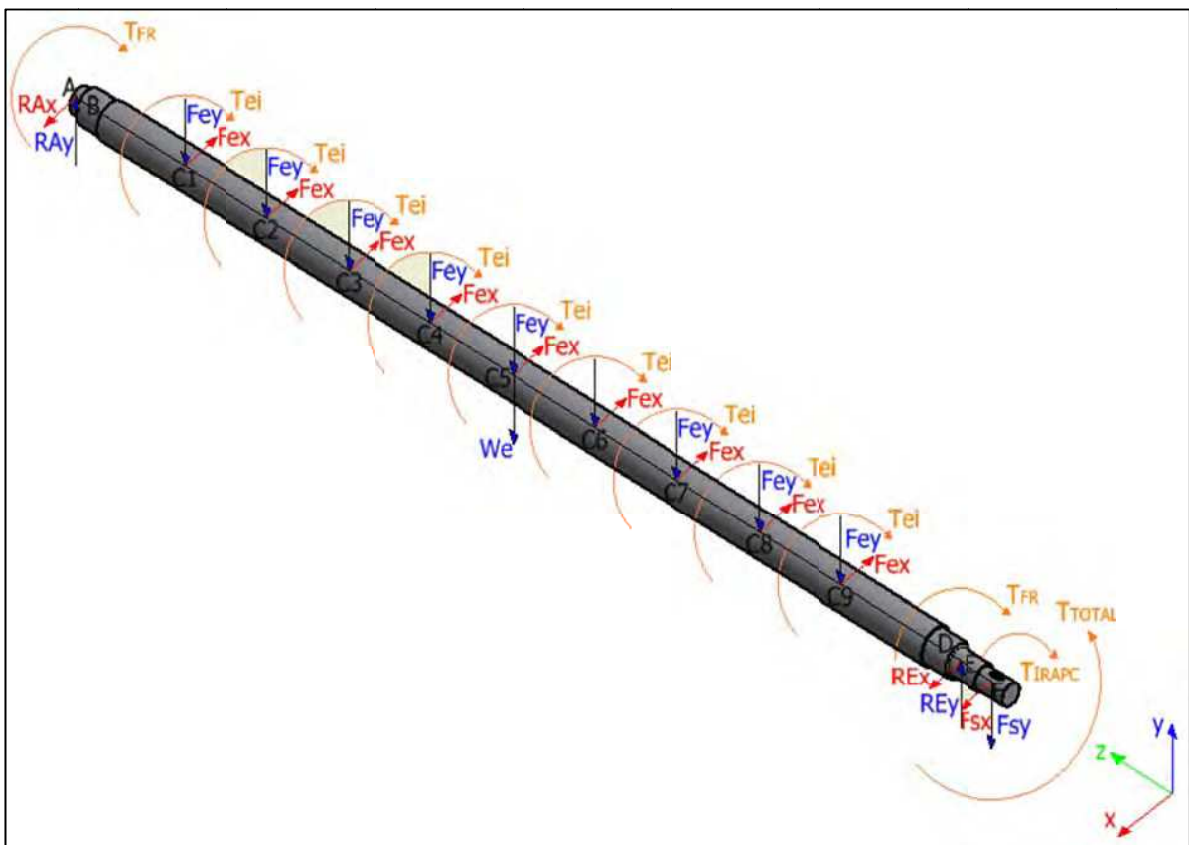
<sup>59</sup> GATES; Timing Belt Theory; PDF. Pág. 10.

Las fuerzas de reacción en el eje, en el sentido X y Y, se determinan a partir del diagrama del cuerpo libre de la polea conducida, por la definición de la orientación de los vectores de fuerzas involucradas mediante la esquematización a escala del sistema de transmisión de potencia en AutoCAD.

$$F_{Sx} = 21,92[N]$$

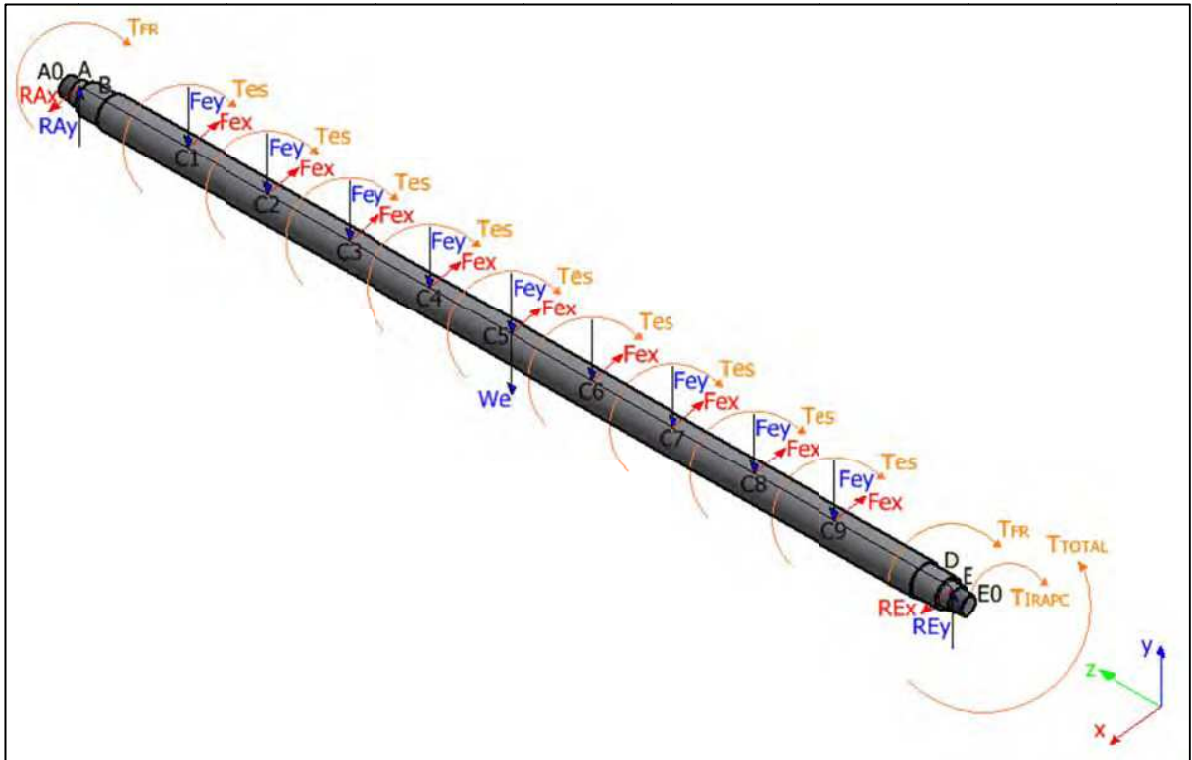
$$F_{Sy} = 305,06[N]$$

Una vez que se han determinado todas las cargas exteriores que actúan sobre los ejes, se realiza el análisis de fuerzas de cuerpo libre para cada eje (Figuras 3.1.9 y 3.1.10) y se obtienen los diagramas de cortante, momento flector, ángulo de flexión y deflexión.



**Figura 3.1.9.** M1– Diagrama de cuerpo libre del eje porta ruedas de arrastre inferior





**Figura 3.1.10.** M1–Diagrama de cuerpo libre del eje porta ruedas de arrastre superior

Para el análisis en base a la figura 3.1.9 y 3.1.10, se establece la siguiente notación:

$W_e$  = Peso del eje, [N].

$F_{ex/y}$  = Fuerzas que ejercen las ruedas de arrastre sobre el eje, [N].

$F_{sx/y}$  = Fuerza que ejerce la polea conducida sobre el eje, [N].

$R_{Ax/y}$  = Reacción en el apoyo del rodamiento en el extremo izquierdo, [N].

$R_{Ex/y}$  = Reacción en el apoyo del rodamiento en el extremo derecho, [N].

$T_{ei}$  = Torque que ejercen las ruedas de arrastre sobre el eje inferior, [Nm].

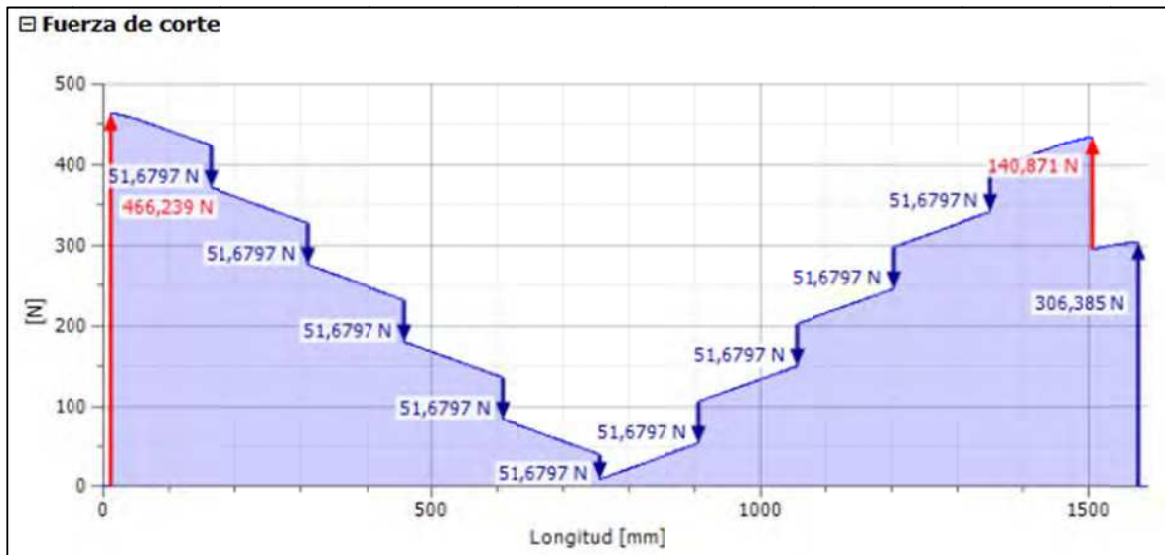
$T_{es}$  = Torque que ejercen las ruedas de arrastre sobre el eje superior, [Nm].

$T_{FR}$  = Torque para vencer la fuerza de rozamiento de los rodillos, [Nm].

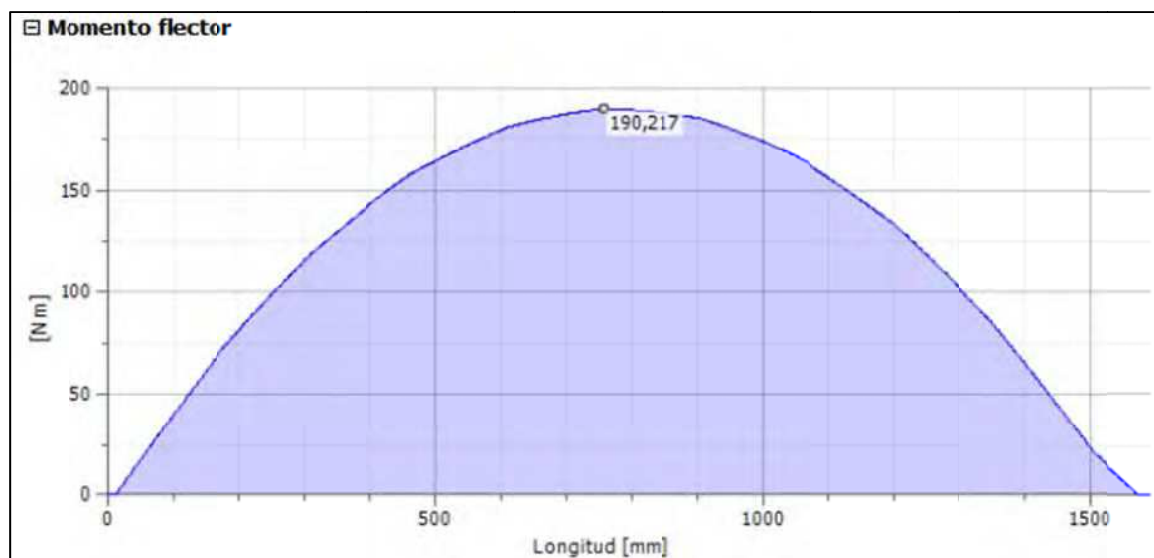
$T_{IRAPC}$  = Torque para vencer la inercia de los rodillos de arrastre, [Nm].

$T_{TOTAL}$  = Torque total transmitido, [Nm].

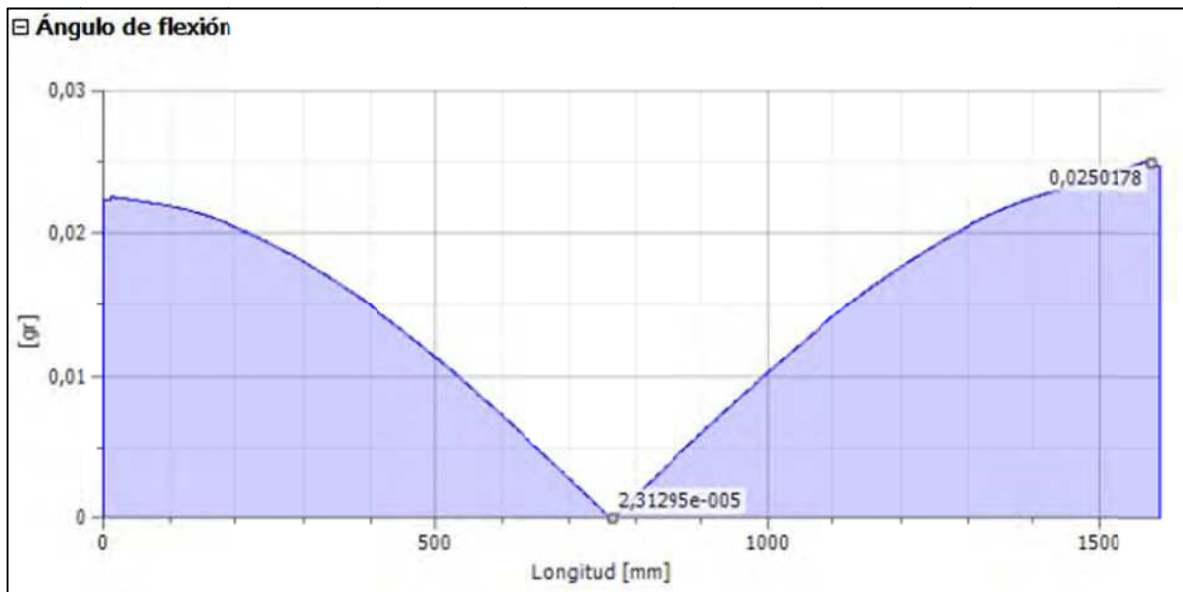
Los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión se obtienen mediante el módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.



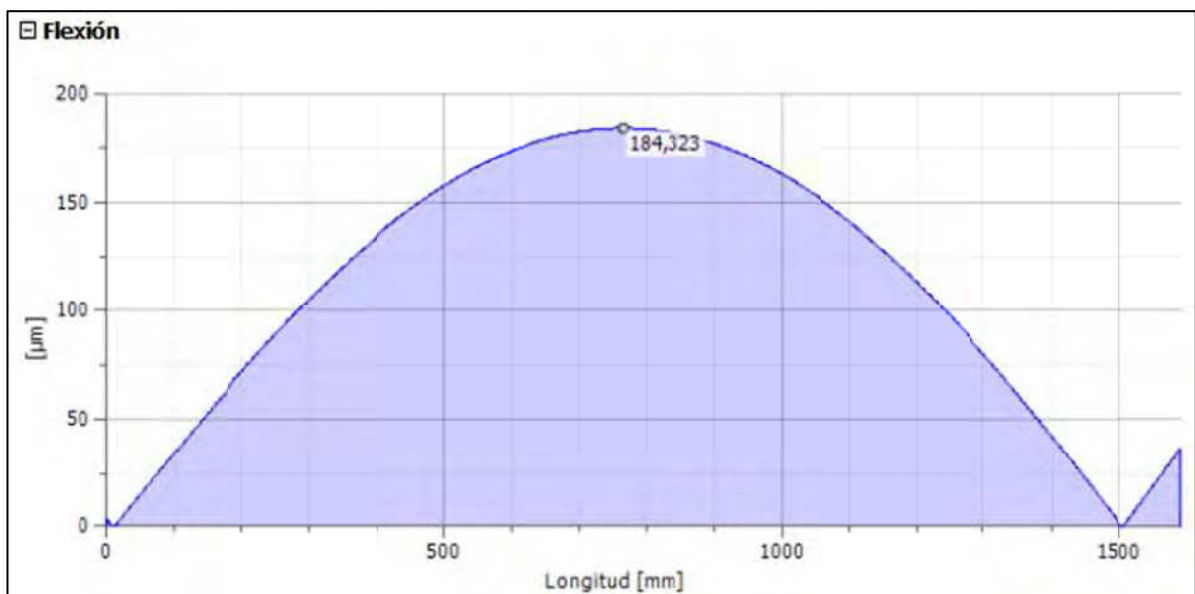
**Figura 3.1.11.** M1– Diagrama de cortante para el eje porta ruedas de arrastre inferior



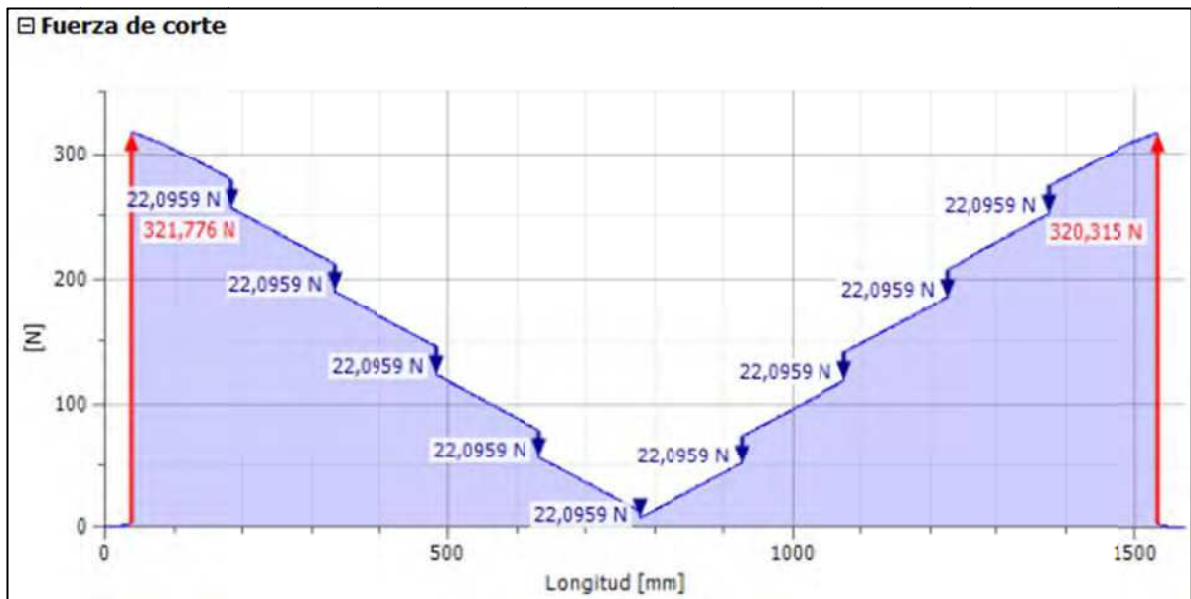
**Figura 3.1.12.** M1– Diagrama de momento flector para el eje porta ruedas de arrastre inferior



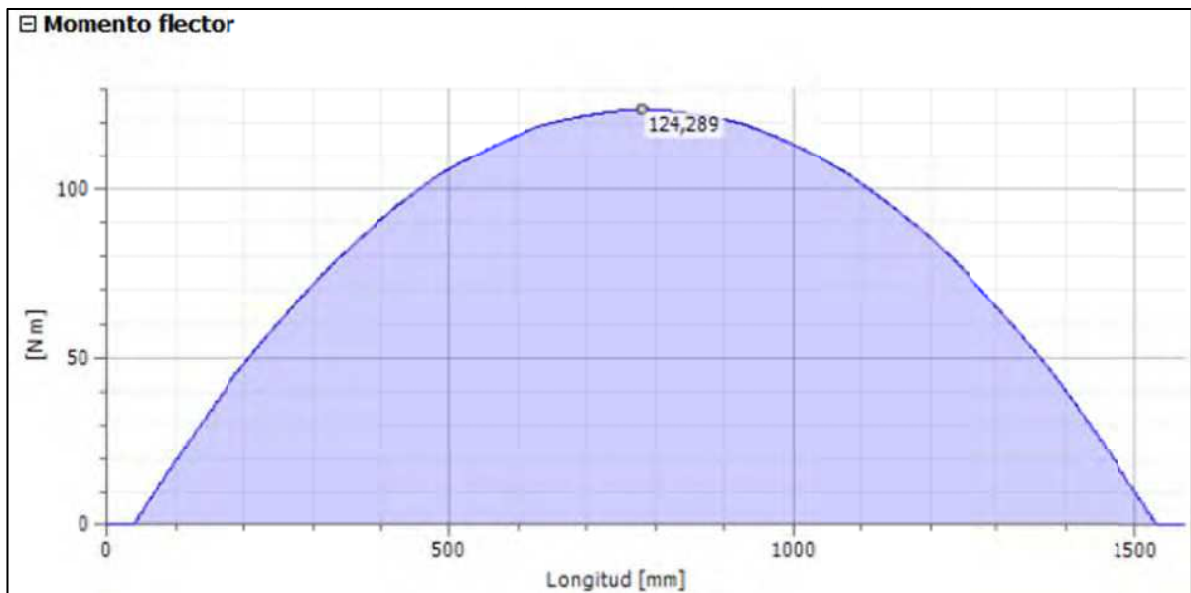
**Figura 3.1.13.** M1– Diagrama de ángulo de flexión para el eje porta ruedas de arrastre inferior.



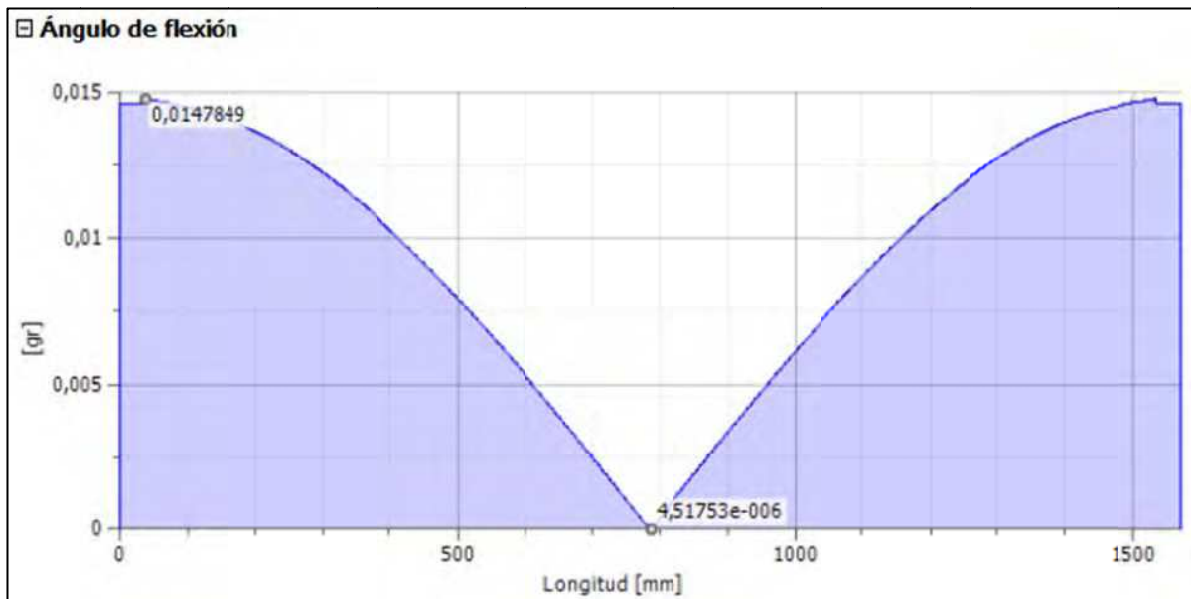
**Figura 3.1.14.** M1– Diagrama de deflexión para el eje porta ruedas de arrastre inferior.



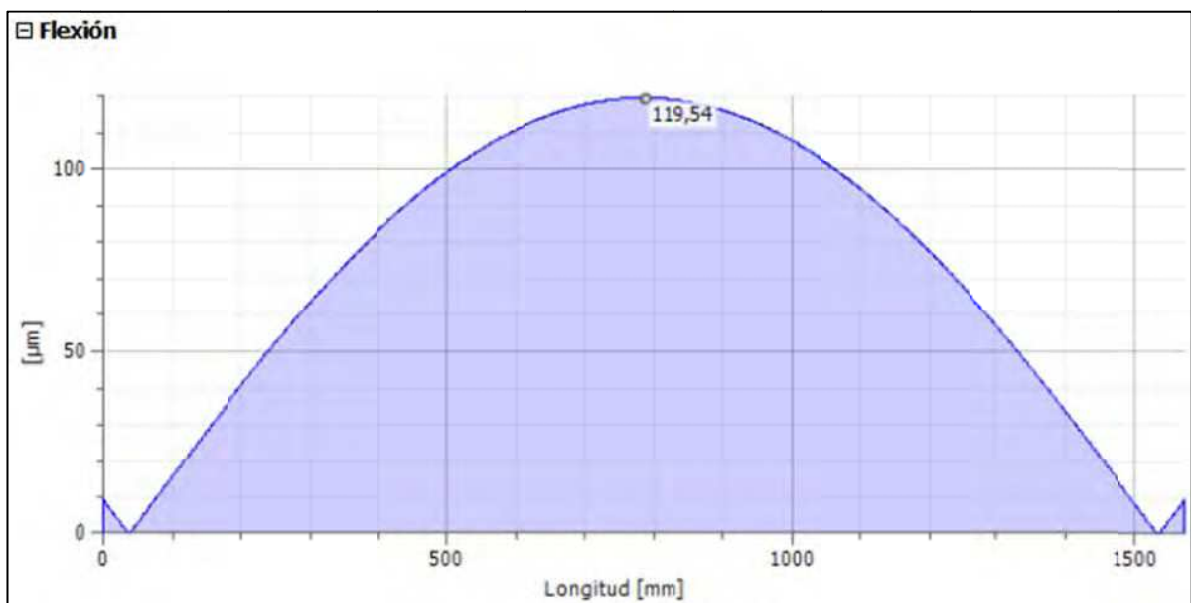
**Figura 3.1.15. M1–** Diagrama de cortante para el eje porta ruedas de arrastre superior.



**Figura 3.1.16. M1–** Diagrama de momento flector para el eje porta ruedas de arrastre superior.



**Figura 3.1.17.** M1– Diagrama de ángulo de flexión para el eje porta ruedas de arrastre superior.



**Figura 3.1.18.** M1– Diagrama de deflexión para el eje porta ruedas de arrastre superior.

Las tablas 3.1.3 y 3.1.4 presentan los resultados del dimensionamiento de las secciones de los ejes porta ruedas de arrastre para alimentación:

**Tabla 3.1.3.** M1-Resultados de cálculos para ejes porta ruedas de arrastre

COMPONENTE	EJE SUPERIOR		EJE INFERIOR	
	SECCIÓN	TOTAL	SECCIÓN	TOTAL
FUERZA DE REACCIÓN EN LOS SOPORTES (R <sub>#</sub> ) [N]	A	321,776	A	466,239
	E	320,315	E	140,871
MOMENTO MÁXIMO [Nm]	C5	124,289	C5	190,217
PENDIENTE MÁXIMA [rad]	A	0,0002	A	0,0003
	E	0,0002	E	0,0003
	-----	-----	F	0,0005
DEFLEXIÓN MÁXIMA [mm]	C5	0,119	C5	0,184
	-----	-----	F	0,030
ESFUERZO MÁXIMO [MPa]	C5	3,691	C5	5,650

\*Nota: \*Los puntos de sección se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

**Tabla 3.1.4.** M1-Dimensionamiento de ejes porta ruedas de arrastre

EJE SUPERIOR		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A0	39	25
A	50	20
B	60	40
C	70	1400
D	60	40
E	50	20
E0	39	25
EJE INFERIOR		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A	50	20
B	60	35
C	70	1400
D	60	35
E	50	60
F	40	40

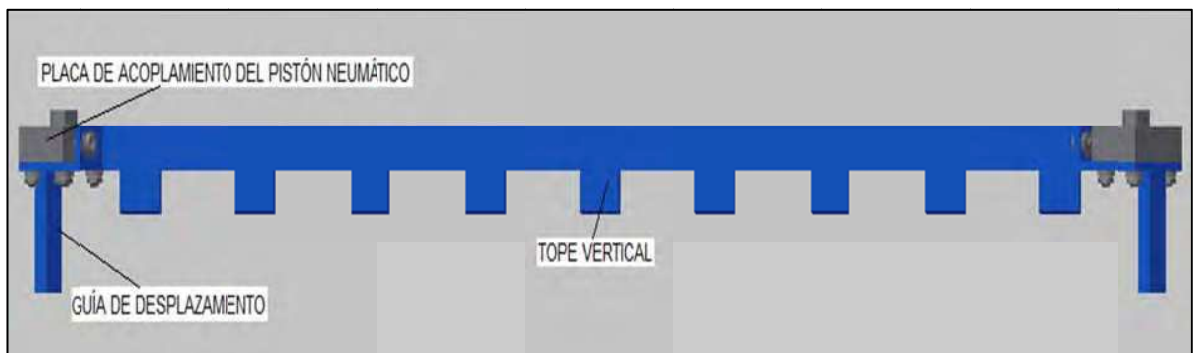
\*Nota: \*Las secciones se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

### 3.1.5.1.6. Fuerza para desplazar el tope de inicio de carrera

La fuerza para desplazar el tope de inicio de carrera, es la fuerza que deben ejercer los actuadores neumáticos para sujetar, soportar y desplazar todo el conjunto de piezas, tanto en avance como en retroceso.

El tope de inicio de carrera está compuesto por 3 piezas principales señaladas en la figura 3.1.19:

- El tope vertical, hasta el cual se ingresa la plancha de cartón para el posicionamiento inicial de la misma.
- La placa de acoplamiento, es la pieza que permite conectar el conjunto con el vástago de un actuador neumático en cada extremo.
- La guía de desplazamiento, la cual se desliza en cada extremo sobre un canal adyacente al bastidor del módulo.



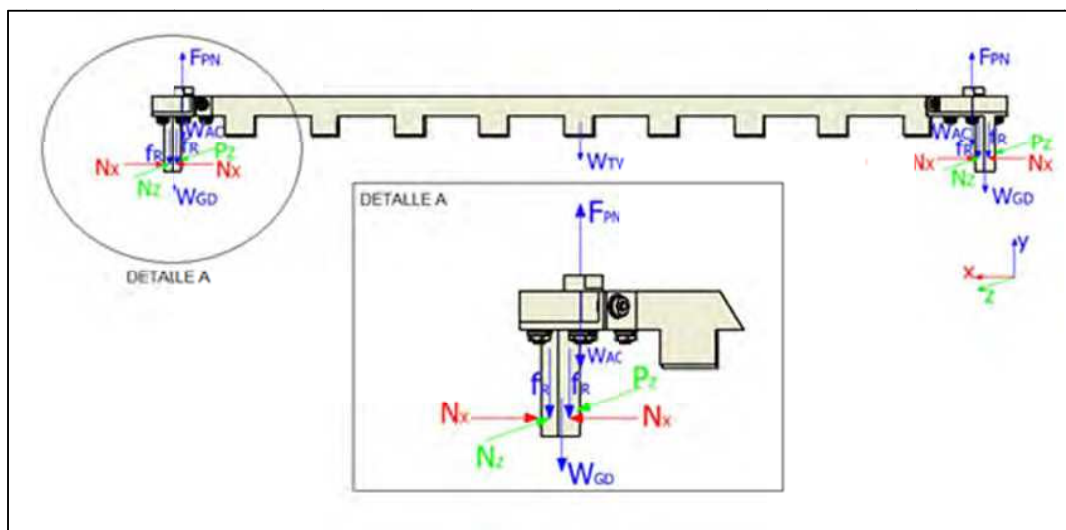
**Figura 3.1.19.** M1– Identificación de las piezas que componen el tope de inicio de carrera.

Para determinar la fuerza necesaria para desplazar el tope de inicio de carrera es necesario conocer el peso total del conjunto, por lo que en la siguiente tabla se especifican las características principales de cada pieza.

**Tabla 3.1.5.** M1-Especificación piezas del tope de inicio de carrera

PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD	VOLUMEN [m3]	MASA UNITARIA [kg]	MASA TOTAL [kg]
TOPE VERTICAL	Acero Dulce	1	2,24E-04	1,757	1,757
ACOPLAMIENTO	Acero Cincado	2	5,81E-05	0,457	0,913
GUÍA	Acero Dulce	2	4,89E-05	0,384	0,769
<b>TOTAL</b>					<b>3,439</b>

El análisis se realiza para el instante en el que se eleva el tope de inicio de carrera, ya que se requiere mayor fuerza para el desplazamiento del conjunto. Las fuerzas externas se definen a partir del diagrama de cuerpo libre presentado en la siguiente figura:

**Figura 3.1.20.** M1– Diagrama de cuerpo libre del tope de inicio de carrera.

Para el análisis en base a la figura 3.1.20, se establece la siguiente notación:

$W_{TV}$  = Peso del tope vertical, [N].

$W_{AC}$  = Peso del acoplamiento, [N].

$W_{GD}$  = Peso de la guía de desplazamiento, [N].

$F_{PN}$  = Fuerza ejercida por el pistón neumático, [N].



$N$  = Fuerza normal ejercida por la superficie de la guía de desplazamiento sobre la superficie del canal adyacente al bastidor, [N].

$P$  = Fuerza de presión lateral entre la superficie de la guía de desplazamiento y la superficie del canal adyacente al bastidor, [N].

$f_R$  = Fuerza de rozamiento entre la guía de desplazamiento y el canal adyacente al bastidor del módulo 1, [N].

La fuerza de rozamiento entre la guía de desplazamiento y el canal adyacente al bastidor se produce en las tres superficies que entran en contacto, por lo cual para efecto de cálculo, se considera que las fuerzas de rozamiento sobre cada superficie son iguales.

Para elevar el tope inicial de carrera, se produce una aceleración en la dirección y ( $a_y$ ), determinada a partir de la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.39)

$$a_y = \frac{2d_y}{t_d^2} \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

Siendo:  $d_y$  = Distancia de desplazamiento vertical, [m].

$t_d$  = Tiempo de desplazamiento vertical, [s].

Si se conoce y define los siguientes datos:

- Distancia de desplazamiento vertical ( $d_y$ ): 0,025 [m]
- Tiempo de desplazamiento vertical ( $t_d$ ): 0,25 [s]

En (Ec. 3.1.39)

$$a_y = \frac{2 \times 0,025}{(0,25)^2} = 0,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$a_y = 0,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

A partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

$$\sum F_y = ma_y \quad (\text{Ec. 3.1.40})$$

$$2F_{PN} = ma_y + W_{TV} + 2W_{AC} + 2W_{GD} + f_{R-TOTAL} [N]$$

$$\sum F_z = 0 \quad (\text{Ec. 3.1.41})$$

$$N_z = P_z [N]$$

La fuerza de rozamiento se determina mediante la siguiente expresión:

$$(\text{Ec. 3.1.42})$$

$$f_R = \mu_{aa} N [N]$$

Siendo:  $\mu_{aa}$  = Coeficiente de fricción entre las superficies en contacto, [-].

Reemplazando la ecuación (Ec. 3.1.42) en (Ec. 3.1.40):

$$(\text{Ec. 3.1.43})$$

$$2F_{PN} = ma_y + W_{TV} + 2W_{AC} + 2W_{GD} + 6\mu_{aa} N [N]$$

Por la ecuación (Ec. 3.1.41), se verifica que la magnitud de la fuerza normal ejercida por las superficies de la guía de desplazamiento sobre las superficies del canal adyacente al bastidor del módulo, estará dada por la fuerza de presión lateral entre las superficies en contacto; la cual se produce por efecto de la holgura de ajuste para acople entre la guía de desplazamiento y el canal.

Al asumir que la fuerza de presión lateral es mínima y tiende a cero, en (Ec. 3.1.43):

$$2F_{PN} = (3,44)(0,8) + (1,76)(9,8) + 2(0,457)(9,8) + 2(0,384)(9,8) + 6\mu_{aa}(0) = 36,5 [N]$$

$$F_{PN} = 18,25 [N]$$

### 3.1.5.1.7. Selección de los actuadores neumáticos que accionan el tope de inicio de carrera

Para seleccionar los actuadores neumáticos, se determina la fuerza teórica de avance y/o retroceso en el caso más desfavorable. Para accionar el tope de inicio de carrera, el caso más desfavorable es aquel en el que se eleva la carga y el vástago del pistón se introduce en el cilindro. La fuerza teórica en el cilindro ( $F_{TC}$ ) se determina a partir de la siguiente ecuación <sup>[60]</sup>:

(Ec. 3.1.44)

$$F_{TC} = \frac{F_{PN}}{\lambda \times \eta_{RJ}} \times n_d \text{ [N]}$$

Siendo:  $\lambda$  = Factor de carga, [-].

$n_d$  = Factor de diseño, [-].

$F_{PN}$  = Fuerza ejercida por el pistón neumático, [N].

$\eta_{RJ}$  = Rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las juntas, [-].

Si se conoce los siguientes datos:

- Fuerza ejercida por el pistón neumático ( $F_{PN}$ ): 18,25 [N]
- Factor de carga ( $\lambda$ ): 0,7 para aceleraciones normales  
0,4 y 0,5 para aceleraciones grandes
- Factor de diseño ( $n_d$ ): 1,5
- Rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las junta ( $\eta_{RJ}$ ): 0,8

En (Ec. 3.1.44)

$$F_{TC} = \frac{18,25}{0,7 \times 0,8} \times 1,5 = 48,88 \text{ [N]}$$

$$F_{TC} = 48,88 \text{ [N]}$$

\*Nota: El factor de diseño considera los efectos del rozamiento y el funcionamiento inadecuado de los elementos mecánicos debido a deficiencias de montaje y tolerancias incorrectas de ajuste para acople entre las piezas deslizantes.

<sup>60</sup> [www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica\\_4SOL.pdf](http://www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica_4SOL.pdf)

En base a los resultados obtenidos, se preselecciona los actuadores neumáticos a partir de la revisión del catálogo [ANEXO 3.8.1.] de cilindros normalizados FESTO – DSNU – ISO 6432. El modelo que cumple con los requerimientos de fuerza teórica en retroceso es el cilindro de código: DSNU – 12 – 25 – P – A.

Para la selección de los pistones neumáticos, adicionalmente se debe comprobar que el actuador es capaz de amortiguar la energía cinética que se produce durante el movimiento. La energía cinética a disipar ( $E_{CD}$ ), se calcula a partir de la siguiente expresión <sup>[61]</sup>:

(Ec. 3.1.45)

$$E_{CD} = \frac{m_{TOTAL} \times v^2}{2} \quad [J]$$

Siendo:  $m_{TOTAL}$  = Masa total desplazada (incluyendo la masa del actuador) <sup>[62]</sup>, [kg].

$v$  = Velocidad final de desplazamiento, [m/s].

La velocidad final de desplazamiento está dada por:

(Ec. 3.1.46)

$$v = a_y t_d = 0,8(0,25) = 0,2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$v = 0,2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Al reemplazar los valores correspondientes en (Ec. 3.1.45):

$$E_{CD} = \frac{(3,44 + 0,085) \times (0,2)^2}{2 \times 2} = 0,03525 \quad [J]$$

$$E_{CD} = 0,0353 \quad [J]$$

Los actuadores preseleccionados resisten una energía de impacto mayor en las posiciones finales (0,07 [J]), por tanto su selección es acertada para el módulo 3.

**ACTUADORES NEUMÁTICOS<sub>M1</sub>**: FESTO – DSNU – 12 – 25 – P – A

<sup>61</sup> [www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica\\_4SOL.pdf](http://www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica_4SOL.pdf)

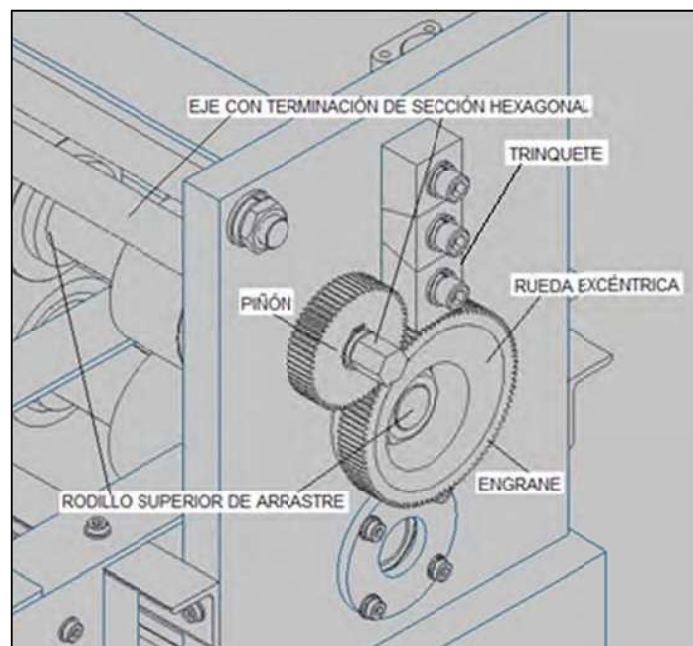
<sup>62</sup> ANEXO 3.8.1. Especificación Cilindros Normalizados DSNU – ISO 6432

### 3.1.5.1.8. *Fuerza para accionar el piñón y engrane rectos del sistema de acercamiento por rueda excéntrica*

El sistema de acercamiento por rueda excéntrica mostrado en la figura 3.1.21, permite aproximar el rodillo superior de arrastre para alimentación y ejercer la fuerza de presión sobre las planchas de cartón. Éste sistema está compuesto por dos piñones y dos engranes rectos.

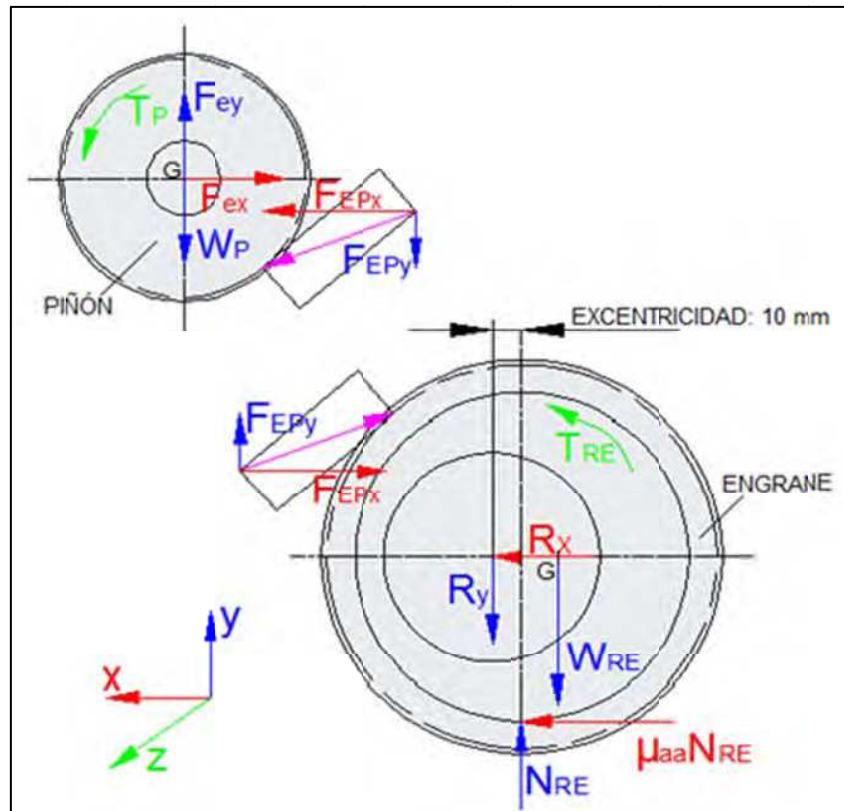
Los piñones son accionados simultáneamente al aplicar un torque determinado en el extremo del eje que los conecta. El eje presenta en uno de sus extremos una terminación de sección hexagonal, la cual permite acoplar una llave de boca hexagonal y transmitir la fuerza necesaria para producir el torque de giro.

Cada engrane forma parte de la rueda excéntrica que aloja los rodamientos que soportan el eje correspondiente al rodillo superior de arrastre. Por lo cual al producirse el giro simultáneo de los piñones, se produce también el giro de los engranes y el acercamiento o alejamiento del rodillo superior respecto a la superficie de las planchas de cartón.



**Figura 3.1.21.** M1– Identificación del sistema de acercamiento por rueda excéntrica.

Para determinar la fuerza necesaria para transmitir el torque de giro a la rueda excéntrica, se parte del diagrama de cuerpo libre tanto para el piñón como para la rueda excéntrica (Figura 3.1.22). El torque de giro transmitido debe permitir vencer la fuerza de fricción entre la rueda excéntrica y el bastidor del módulo.



**Figura 3.1.22.** M1– Diagrama de cuerpo libre del piñón y el engrane del sistema de acercamiento por rueda excéntrica.

Para el análisis en base a la figura 3.1.22, se establece la siguiente notación:

$R_{x/y}$  = Fuerza de reacción en el rodamiento del rodillo de arrastre, [N].

$F_{EP}$  = Fuerza que ejerce el piñón contra el engrane, [N].

$F_{ex/y}$  = Fuerza que ejerce el eje contra el piñón, [N].

$T_P$  = Torque que ejerce el eje contra el piñón, [Nm].

$T_{RE}$  = Torque ejercido sobre la rueda excéntrica, [Nm].

$\mu_{aa}$  = Coeficiente de fricción entre la superficie del bastidor y la superficie de la rueda excéntrica (acero – acero), [-].

$N_{RE}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie del bastidor sobre la superficie de la rueda excéntrica, [N].

$W_{RE}$  = Peso de la rueda excéntrica (incluido el engrane), [N].

$W_P$  = Peso del piñón, [N].

Para el piñón, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.1.22, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \quad (\text{Ec. 3.1.47})$$

$$\mathbf{F}_{ex} = F_{EPx} \text{ [N]}$$

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \quad (\text{Ec. 3.1.48})$$

$$\mathbf{F}_{ey} = F_{EPy} + W_P \text{ [N]}$$

$$\sum \mathbf{M}_{Gz} = (I\alpha_z)_P \quad (\text{Ec. 3.1.49})$$

$$\mathbf{T}_P = I\alpha_z + 0,03034F_{EPx} + 0,0247F_{EPy} \text{ [Nm]}$$

Para el engrane, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.1.22, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \quad (\text{Ec. 3.1.50})$$

$$\mathbf{fr} = \mu_{aa}N_{RE} = F_{EPx} - R_x \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

(Ec. 3.1.51)

$$N_{RE} = W_{RE} - F_{EPY} + R_y [N]$$

\*Nota: Para la rueda excéntrica, dado que el centro de masa (G) no corresponde al centro geométrico, no es válido aplicar la ecuación (Ec. 3.1.10).

Por análisis de fuerzas para engranes rectos, el par de torsión que se aplica y la carga que se transmite se relaciona mediante la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.52)

$$T_P = \frac{d_p}{2} F_{EP} (\cos \phi) [Nm]$$

Siendo:  $\phi$  = Angulo de presión, [°].

$d_p$  = Diámetro del piñón, [m].

$F_{EP}$  = Fuerza que ejerce el piñón contra el eje, [N].

Por la definición de la orientación de los vectores de fuerzas involucradas mediante la esquematización a escala en AutoCAD, se tiene:

(Ec. 3.1.53)

$$F_{EPX} = F_{EP} (\cos 59^\circ)$$

(Ec. 3.1.54)

$$F_{EPY} = F_{EP} (\sen 59^\circ)$$

La aceleración angular se obtiene al asumir que se produce un giro ( $\Theta$ ) de  $180^\circ$  ( $\pi$  rad) en un tiempo de 1,5 segundos, a partir de la siguiente ecuación:

(Ec. 3.1.55)

$$\alpha = 2\theta t^2 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$



Para realizar los cálculos restantes se parte de los siguientes datos:

- Ángulo de presión ( $\Phi$ ): 20 [°]
- Diámetro del piñón ( $d_P$ ): 78,375 [mm]
- Masa del piñón ( $m_P$ ): 0,678 [kg]
- Masa de la rueda excéntrica (incluido el engrane) ( $m_{RE}$ ): 3,507 [kg]
- Momento de inercia del piñón ( $I_P$ ): 573,137 [kgmm<sup>2</sup>]
- Fuerza de reacción X en el rodamiento del rodillo de arrastre ( $R_x$ ): 4,85 [N]
- Fuerza de reacción Y en el rodamiento del rodillo de arrastre ( $R_y$ ): 316,582 [N]

\*Nota: Las fuerzas de reacción en los rodamientos se obtienen por la descomposición de las fuerzas de reacción de los ejes (Tabla 3.1.3) y la adición del peso del rodamiento.

En (Ec. 3.1.55):

$$\alpha = 2\pi(1,5)^2 = 14,14 \left[ \frac{rad}{s^2} \right]$$

$$\alpha = 14,14 \left[ \frac{rad}{s^2} \right]$$

En (Ec. 3.1.53):

$$\mathbf{T}_P = \frac{(0,078375)}{2} F_{EP}(\cos 20) = 0,037F_{EP} \text{ [Nm]}$$

(Ec. 3.1.56)

$$\mathbf{T}_P = 0,037F_{EP} \text{ [Nm]}$$

Reemplazando los valores correspondientes en (Ec. 3.1.49):

$$\mathbf{F}_{EP} = \frac{(8,1042 \times 10^{-3})}{(2,6 \times 10^{-5})} = 312,705 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{EP} = 312,705 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.1.47):

$$F_{ex} = 312,705(\cos 59^\circ) = 161,055 \text{ [N]}$$

$$F_{ex} = 161,055 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.1.48):

$$F_{ey} = 312,705(\sin 59^\circ) + (0,678)(9,8) = 274,685 \text{ [N]}$$

$$F_{ey} = 274,685 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.1.56):

$$T_p = 0,037(312,705) = 11,57 \text{ [Nm]}$$

$$T_p = 11,57 \text{ [Nm]}$$

Se supone que para transmitir el torque al piñón, se va a utilizar una llave de boca hexagonal cuya longitud es de 290 mm (llave STANLEY 87-085 <sup>[63]</sup>), entonces la fuerza para accionar el piñón y engranes rectos está dada por:

(Ec. 3.1.57)

$$F_{APE} = \frac{2T_p}{L_{LLAVE}} \text{ [N]}$$

Siendo:  $F_{APE}$  = Fuerza para accionar el piñón y el engrane, [N].

$L_{LLAVE}$  = Longitud de la llave de boca hexagonal, [m].

En (Ec. 3.1.57)

$$F_{APE} = \frac{2(11,57)}{(0,29)} = 79,8 \text{ [N]}$$

$$F_{APE} = 79,8 \text{ [N]}$$

\*Nota: Se introduce el factor (2) en la ecuación (Ec. 3.1.57) porque a partir de la fuerza  $F_{APE}$ , se accionan simultáneamente los dos piñones.

<sup>63</sup> [http://www.stanleyworks.es/product\\_detail/Llaves+Combinadas+Maxi-Drive+Plus.ctlg](http://www.stanleyworks.es/product_detail/Llaves+Combinadas+Maxi-Drive+Plus.ctlg)

### 3.1.5.1.9. Cargas sobre la estructura de soporte

El análisis de cargas de la estructura de soporte identificada en la figura 3.1.23, comprende un análisis estático para evaluar las condiciones de carga estructural. Para el análisis se consideran las cargas que actúan directa y/o indirectamente sobre la estructura de soporte:

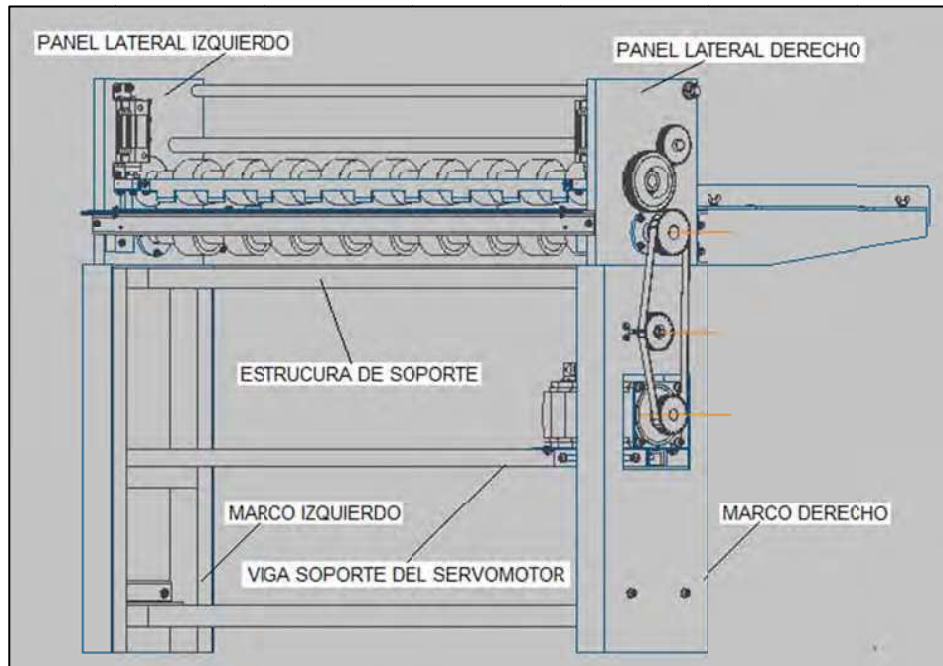
- Cargas de reacción, son las cargas en los soportes de los ejes y las cargas que ejercen los actuadores neumáticos para subir y bajar el tope de inicio de carrera. Las cargas de reacción incluyen la acción del peso de los elementos que las produce.
- Cargas muertas, son las cargas correspondientes a los pesos de todos los componentes que se apoyan sobre la estructura de soporte, y cuya acción es permanente e inamovible.

De las cargas de reacción existentes, resta por determinar la reacción en los apoyos del eje tensor y del eje con terminación hexagonal. En la siguiente tabla se presentan los resultados obtenidos a partir del módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.

**Tabla 3.1.6. M1-Reacción en los soportes de los ejes**

COMPONENTES	PANEL LATERAL IZQUIERDO		PANEL LATERAL DERECHO	
	Rx [N]	Ry [N]	Rx [N]	Ry [N]
EJE RODILLO DE ARRASTRE SUPERIOR	4,850	321,739	4,780	320,279
EJE RODILLO DE ARRASTRE INFERIOR	-17,828	139,738	6,204	466,198
EJE CON TERMINACIÓN HEXAGONAL	-161,055	314,565	-161,055	401,720
EJE TENSOR DE LA ESTRUCTURA	174,033	28,935	150,071	28,935
<b>CARGA TOTAL</b>	<b><u>0,000</u></b>	<b><u>804,977</u></b>	<b><u>0,000</u></b>	<b><u>1217,132</u></b>

\*Nota: Los signos representan el sentido de la carga sobre los ejes.



**Figura 3.1.23.** M1– Identificación estructura de soporte

Las siguientes tablas presentan las cargas muertas en correspondencia al marco estructural sobre el cual actúan.

**Tabla 3.1.7.** M1-Cargas muertas – Marco estructural izquierdo

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO [N]	
		UNITARIO	TOTAL
PANEL LATERAL IZQUIERDO	1	250,85	250,85
RODAMIENTO SKF – 1210ETN9	2	5,19	10,39
ACTUADOR NEUMÁTICO FESTO - DSNU 12 -25	1	52,68	52,68
TRINQUETE - ENGRANE	1	13,23	13,23
TAPA LATERAL	1	159,57	159,57
RUEDA EXCÉNTRICA - ENGRANE	1	26,07	26,07
BASE SOPORTE	NA	347,36	347,36
ÁNGULOS	NA	81,00	81,00
PERNOS - TUERCAS - ARANDELAS	NA	10,98	10,98
<b>TOTAL</b>			<b><u>952,12</u></b>

**Tabla 3.1.8.** M1-Cargas muertas – Marco estructural derecho

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO [N]	
		UNITARIO	TOTAL
PANEL LATERAL DERECHO	1	250,85	250,85
RODAMIENTO SKF – 1210ETN9	2	5,19	10,39
RODAMIENTO SKF – 6201	1	0,36	0,36
ACTUADOR NEUMÁTICO FESTO - DSNU 12 -25	1	52,68	52,68
TAPA LATERAL	1	159,57	159,57
RUEDA EXCÉNTRICA - ENGRANE	1	26,07	26,07
BASE SOPORTE	NA	347,36	347,36
ÁNGULOS	NA	81,00	81,00
PERNOS - TUERCAS - ARANDELAS	NA	10,98	10,98
<b>TOTAL</b>			<b>939,26</b>

La carga total sobre la estructura de soporte está dada por la sumatoria total de las cargas de reacción y las cargas muertas. Los resultados se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3.1.9.** M1- Cargas Totales – Estructura Soporte

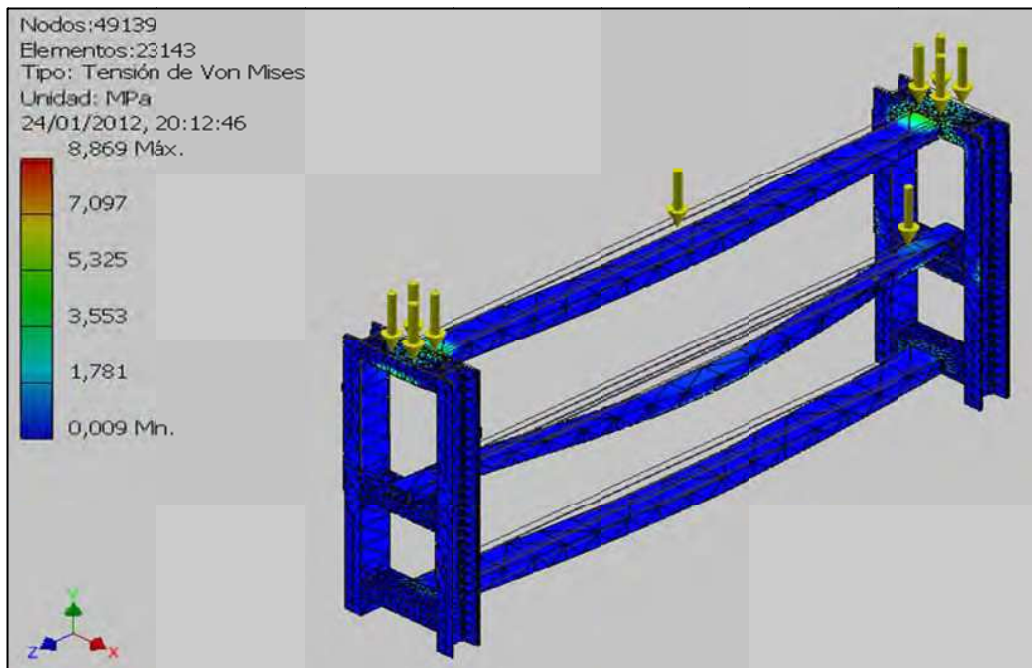
COMPONENTE ESTRUCTURAL	CARGAS DE REACCIÓN [N]	CARGAS MUERTAS [N]	TOTAL [N]
MARCO IZQUIERDO	804,98	952,12	1757,10
MARCO DERECHO	1217,13	939,26	2156,39
VIGA SOPORTE DEL SERVOMOTOR	0,00	120,69	120,69

\*Nota: La carga muerta sobre la viga del servomotor corresponde al peso del servomotor y de las placas de soporte.

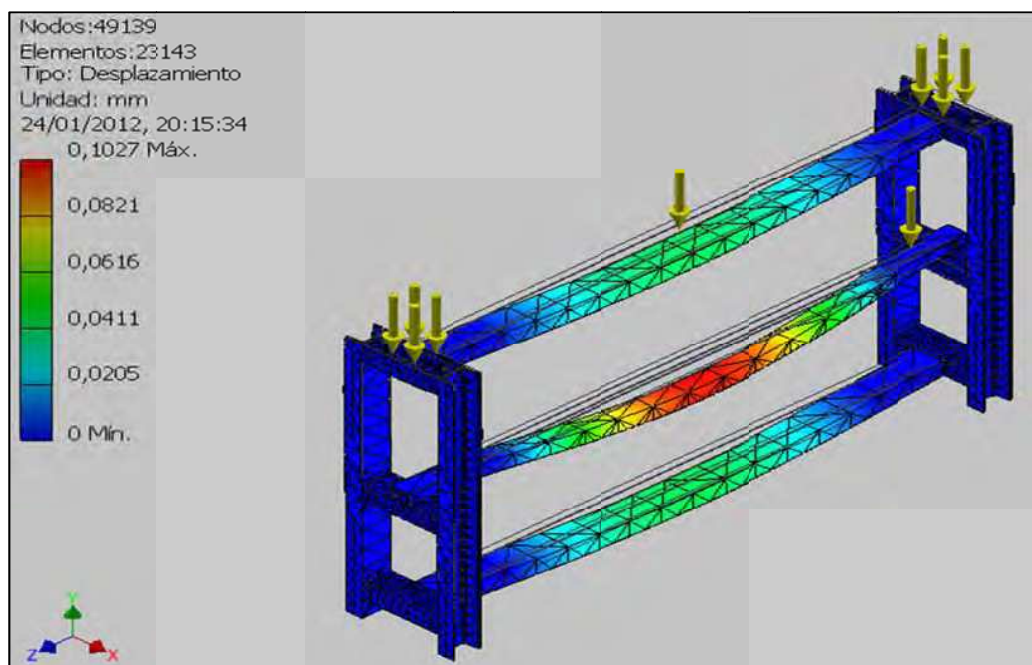
A partir del diseño preliminar para la selección de alternativas, se definió la utilización de los siguientes perfiles estructurales:

- Estructura de soporte en general: Canal C 80 x 45 x 6
- Viga soporte del servomotor: Canal C 50 x 38 x 5

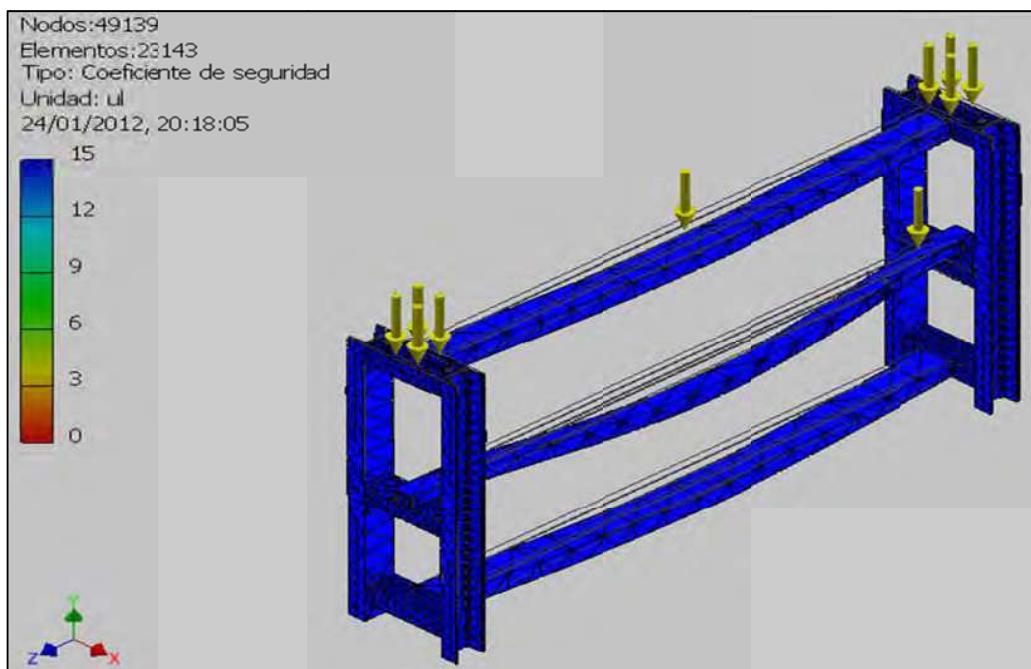
El análisis de cargas se realiza a partir del módulo de análisis de tensión del programa INVENTOR. Los resultados parciales se presentan a partir de las siguientes figuras:



**Figura 3.1.24.** M1– Estructura de soporte – Tensión de Von Mises



**Figura 3.1.25.** M1– Estructura de soporte – Desplazamiento



**Figura 3.1.26.** M1– Estructura de soporte – Coeficiente de seguridad

Los resultados globales del análisis de cargas sobre la estructura de soporte se presentan en la tabla 3.1.10:

**Tabla 3.1.10.** M1- Estructura de Soporte – Resumen de resultados – Análisis estático

DENOMINACIÓN	MÍNIMO	MÁXIMO
Volumen [mm <sup>3</sup> ]	9247980,0	9247980,0
Masa [kg]	72,7	72,7
Tensión de Von Mises [MPa]	0,009	8,869
Primera tensión principal [MPa]	-2,343	9,228
Tercera tensión principal [MPa]	-7,620	0,600
Desplazamiento [mm]	0,000	0,103
Coeficiente de seguridad [-]	15 su	15 su

### 3.1.5.2. Módulo 2

#### 3.1.5.2.1. Velocidad angular de las cuchillas circulares

Para el cálculo de la velocidad angular de las cuchillas circulares, se parte de los siguientes datos:

- Velocidad máxima de avance (V máx.): 20 m/min
- Velocidad mínima de avance (V mín.): 16 m/min
- Diámetro exterior de las cuchillas circulares ( $\Phi_{CC}$ ): 150 mm = 0,15 m

La velocidad angular ( $w$ ) se calcula a partir de la ecuación (Ec 3.1.1):

$$w_{\text{máx.}} = \frac{2V_{\text{máx.}}}{\Phi_{CC}}$$

$$w_{\text{máx.}} = \frac{2(20)}{0,15} = 266,667 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

$$w_{\text{máx.}} = \frac{266,667 \text{ rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} = 42,441 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{máx.}} \cong 43 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{2V_{\text{mín.}}}{\Phi_{C.C.}}$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{2(16)}{0,15} = 213,334 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{213,334 \text{ rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} = 33,95 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{mín.}} \cong 34 \text{ [RPM]}$$

#### 3.1.5.2.2. Dimensionamiento de las poleas sincrónicas

Para el dimensionamiento de las poleas sincrónicas se sigue el mismo procedimiento detallado en la sección 3.1.5.1.2., para lo cual se toma en cuenta las siguientes consideraciones:



- Tipo de poleas: Poleas tipo H de 0,5 pulgadas de paso.
- Diámetro mínimo de la polea motriz: 64,66 mm (16 dientes).
- Velocidad mínima de giro del servomotor: 60 RPM.

A partir de la ecuación (Ec. 3.1.2.) se obtiene:

$$(16 \text{ dientes})(60 \text{ RPM}) = Z_2(34 \text{ RPM})$$

$$Z_2 = \frac{(16 \text{ dientes})(60 \text{ RPM})}{(34 \text{ RPM})} = 28,23 \approx 28 \text{ [dientes]}$$

**POLEA MOTRIZ:  $Z_1 = 16$  [dientes]**

**POLEA CONDUCTA 1:  $Z_2 = 28$  [dientes]**

Por tanto la relación de transmisión ( $i$ ) que se estaría manejando, viene dada por:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{28}{16} = 1,75$$

$$i = 1,75$$

Para producir el efecto de corte por tijera en las cuchillas circulares, las cuchillas inferiores deben tener una velocidad mayor que la velocidad de las cuchillas superiores, en una proporción del 3 al 5%.<sup>[64]</sup> Por tanto:

$$(16 \text{ dientes})(60 \text{ RPM}) = Z_3(1 - 0,05)(34 \text{ RPM})$$

$$Z_3 = \frac{(16 \text{ dientes})(60 \text{ RPM})}{(0,95)(34 \text{ RPM})} = 29,72 \approx 30 \text{ [dientes]}$$

**POLEA CONDUCTA 2:  $Z_3 = 30$  [dientes]**

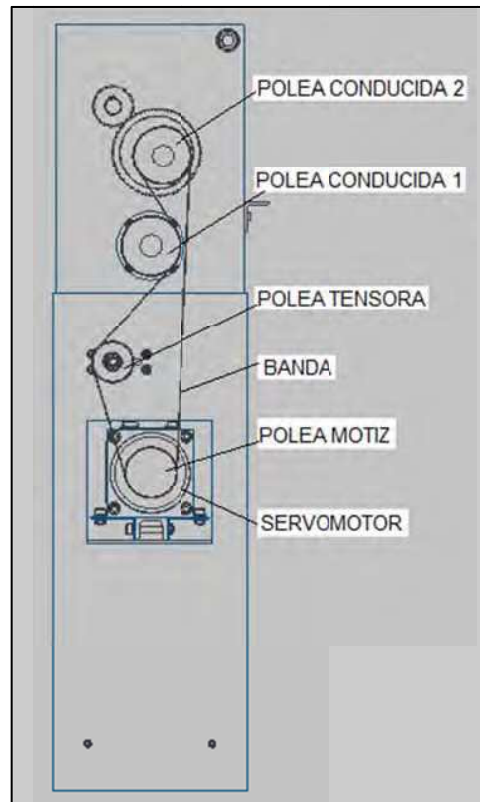
La polea tensora debe tener un diámetro igual o mayor al diámetro de la polea más pequeña del sistema de transmisión de movimiento. Por tanto:

**POLEA TENSORA:  $Z_4 \geq 16$  [dientes]**

---

<sup>64</sup> ANEXO 3.6.1. Incremento de la velocidad

En la siguiente figura se identifican los elementos del sistema de transmisión de movimiento del módulo 2.



**Figura 3.2.1.** Módulo 2– Identificación de elementos del sistema de transmisión de movimiento.

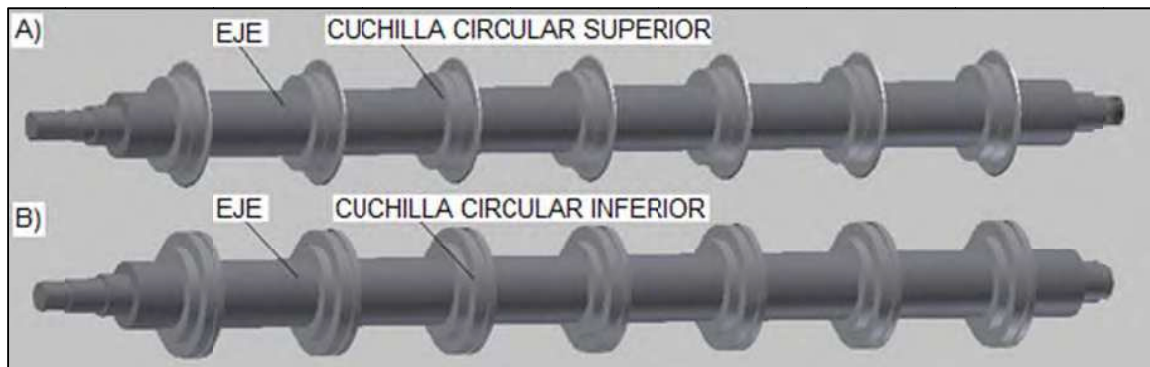
### 3.1.5.2.3. Torque máximo y torque efectivo del servomotor

Para calcular el torque máximo y el torque efectivo del servomotor es necesario determinar:

- El momento de inercia aplicado a cada elemento.
- La aceleración angular de cada elemento.
- El torque necesario para cortar las planchas de cartón.
- El torque necesario para vencer la fricción de los rodamientos.
- El torque de aceleración/desaceleración.

a) *Momento de inercia aplicado a cada elemento (I)*

El momento de inercia y la masa de los elementos móviles se calcula a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.4-3.1.6).



**Figura 3.2.2.** M2- Identificación de subcomponentes: A) Rodillo de corte superior, B) Rodillo de corte inferior.

A continuación se presenta la tabla de resultados del cálculo del momento de inercia de los componentes del módulo 2 que presentan movimiento rotacional (Figura 3.2.2).

**Tabla 3.2.1.** M2-Resultados de cálculo de momento de inercia

COMPONENTE	SUBCOMPONENTE	CANTIDAD	MATERIAL		MASA m [kg]	INERCIA I [kg.m <sup>2</sup> ]
			DENOMINACIÓN	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]		
RODILLO SUPERIOR	Cuchilla Circular	7	Acero A36	7860	1,840	5,91E-04
	Eje	1	Acero A36	7860	46,040	2,73E-02
<b>SUBTOTAL</b>					<b>58,921</b>	<b>3,14E-02</b>
RODILLO INFERIOR	Cuchilla Circular	7	Acero A36	7860	3,454	2,67E-03
	Eje	1	Acero A36	7860	45,660	2,71E-02
<b>SUBTOTAL</b>					<b>69,840</b>	<b>4,58E-02</b>
TRANSMISIÓN POR POLEAS	Polea 16H	2	Aleación Acero	7860	0,568	4,06E-05
	Polea 28H	1	Aleación Acero	7860	2,551	1,46E-03
	Polea 30H	1	Aleación Acero	7860	2,978	2,17E-03
<b>SUBTOTAL</b>					<b>6,665</b>	<b>3,71E-03</b>
<b>TOTAL</b>					<b>135,426</b>	<b>8,09E-02</b>

b) *Aceleración angular ( $\alpha$ )*

Para determinar la aceleración angular, se parte de los siguientes datos:

- El sistema parte del reposo:  $w_0 = 0$  [rad/min]
- Tiempo de arranque:  $t = 0,25$  s
- Máxima velocidad angular de la polea motriz:  $w = 75,25$  [rpm] =  $472,81$  [rad/min]
- Máxima velocidad angular del rodillo de corte inferior y de la polea conducida 1:  
 $w = 43$  [rpm] =  $266,667$  [rad/min]
- Máxima velocidad angular del rodillo de corte superior y de la polea conducida 2:  
 $w = 40,85$  [rpm] =  $256,667$  [rad/min]

La aceleración angular se calcula mediante la ecuación (Ec. 3.1.7). La simbología utilizada es la siguiente:

$\alpha_{RP1}$ : Aceleración angular del rodillo de corte inferior y de la polea conducida 1.

$\alpha_{RP2}$ : Aceleración angular del rodillo de corte superior y de la polea conducida 2.

$\alpha_{PM}$ : Aceleración angular de la polea motriz

$$\alpha_{RP1} = \frac{\left(266,667 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 17,778 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{RP1} = 17,778 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{RP2} = \frac{\left(256,667 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 17,112 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{RP2} = 17,112 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{PM} = \frac{\left(472,81 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 31,52 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{PM} = 31,52 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

c) Torque para cortar las planchas de cartón ( $T_C$ )

El torque para cortar las planchas de cartón se determina según dos metodologías diferentes:

- El análisis cinético en base a los diagramas del cuerpo libre.
- El análisis a partir de la resistencia al esfuerzo cortante del cartón.

b.1) Análisis cinético en base a los diagramas del cuerpo libre.

Para el análisis cinético se hace referencia a los esquemas presentados en las figuras 3.2.3 y 3.2.4.

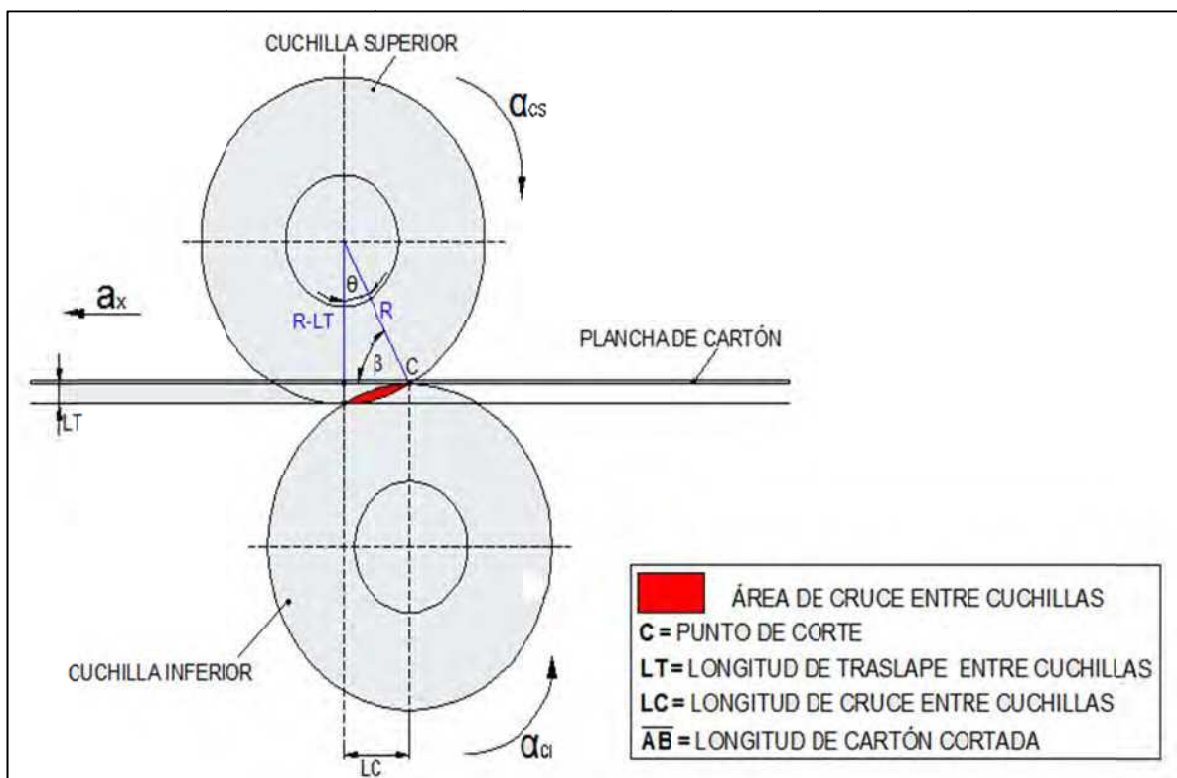
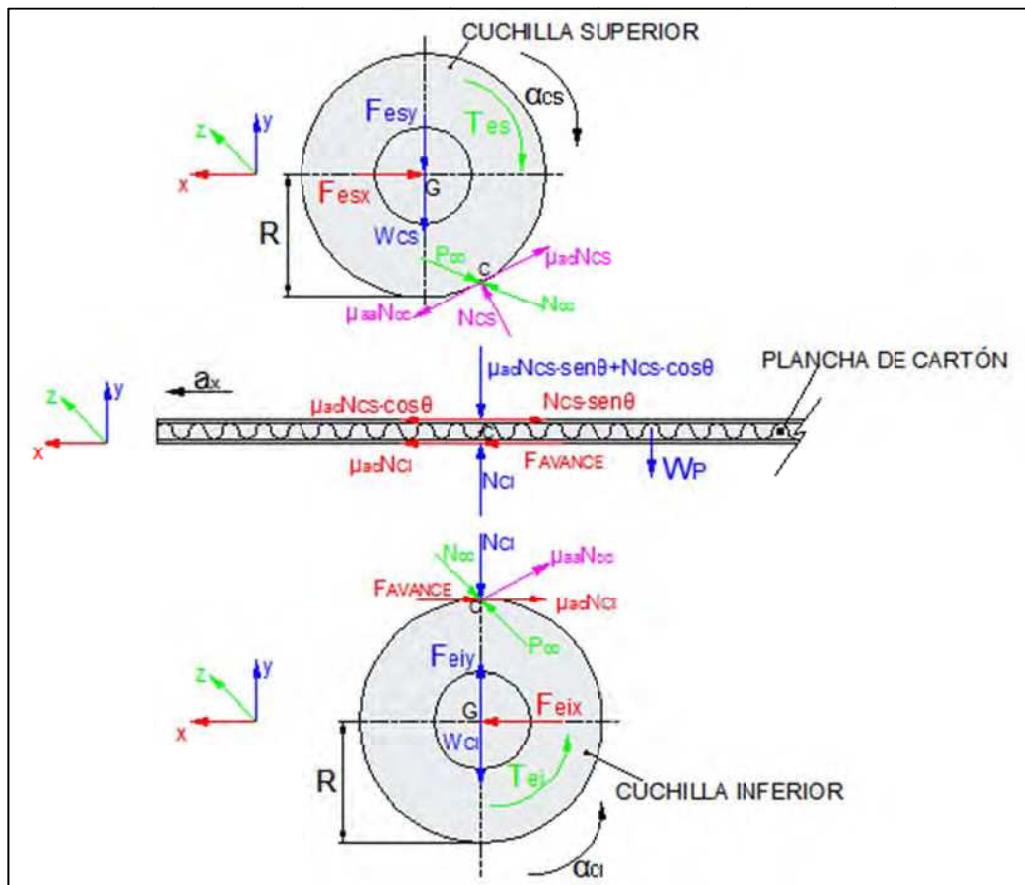


Figura 3.2.3. M2- Esquema de corte longitudinal de las planchas de cartón

En base a la figura 3.2.3 se definen los siguientes parámetros:

- Para cortar cartón con cuchillas circulares de 150 mm de diámetro, según las recomendaciones de fabricantes de cuchillas, la longitud de cruce debe ser de 0,692 in ( $LC = 0,692 \text{ in} = 17,6 \text{ mm}$ ), y la longitud de traslape debe ser de 0,040 in ( $LT = 0,04 \text{ in} = 1 \text{ mm}$ ).<sup>[65]</sup>
- A partir del punto de corte, dada la configuración trigonométrica, el ángulo  $\beta$  es igual a  $80,63^\circ$  y el ángulo  $\Theta$  es igual a  $9,34^\circ$ .
- La longitud cortada de cartón es igual a la longitud de cruce entre las cuchillas circulares ( $\overline{AB} = 17,6 \text{ mm}$ )



**Figura 3.2.4.** M2- Diagrama de cuerpo libre de las cuchillas circulares

<sup>65</sup> ANEXO 3.6.3. Cruce de cuchillas circulares.

Para el análisis en base a la figura 3.2.4, se establece la siguiente notación:

$F_{AVANCE}$  = Fuerza con la que la plancha de cartón llega al punto de corte, [N].

$F_{es}$  = Fuerza que ejerce el eje contra la cuchilla superior, [N].

$F_{ei}$  = Fuerza que ejerce el eje contra la cuchilla inferior, [N].

$T_{es}$  = Torque que ejerce el eje contra la cuchilla superior, [Nm].

$T_{ei}$  = Torque que ejerce el eje contra la cuchilla inferior, [Nm].

$N_{CS}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie de la plancha de cartón sobre la superficie de la cuchilla superior, [N].

$N_{CI}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie de la rueda de arrastre inferior sobre la superficie de la plancha de cartón, [N].

$N_{CC}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie de la cuchilla superior sobre la superficie de la cuchilla inferior, [N].

$\mu_{ac}$  = Coeficiente de fricción por rodadura entre la superficie de la plancha de cartón y la superficie de las cuchillas (acero – cartón), [-].

$\mu_{aa}$  = Coeficiente de fricción por deslizamiento entre la superficie de las cuchillas circulares (acero – acero), [-].

$P_{cc}$  = Fuerza de presión lateral entre las cuchillas circulares, [N].

Los cálculos se realizan en base al conocimiento de los siguientes datos:

- Masa de la plancha de cartón prensado ( $m_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}}$ ): 3,275 [kg]
- Aceleración lineal en la dirección x ( $a_{x \text{ PLANCHA DE CARTÓN}}$ ): 1,334 [m/s<sup>2</sup>]
- Fuerza de avance ( $F_{AVANCE}$ ): 4,4 [N] (Sección 3.1.5.1.3 – c.1)
- Coeficiente de fricción por rodadura -Acero-Cartón ( $\mu_{ac}$ ): 0,075 <sup>[66]</sup>
- Coeficiente de fricción por deslizamiento -Acero-Acero ( $\mu_{aa}$ ): 0,15 <sup>[67]</sup>
- Fuerza de presión lateral entre las cuchillas circulares ( $P_{cc}$ ): 20 [N] (promedio entre 2 y 7 lbf) <sup>[68]</sup>

<sup>66</sup> TABLA 3.1.2: Coeficientes de Fricción por Rodadura.

<sup>67</sup> [http://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Tribology/co\\_of\\_frict.htm](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm)

<sup>68</sup> ANEXO 3.6.2. Presión lateral entre cuchillas.

Para las planchas de cartón, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.2.4, y a partir de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = (ma_x)_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}} \quad (\text{Ec. 3.2.1})$$

$$\mu_{ac}N_{CS}\cos\theta - N_{CS}\sin\theta + \mu_{ac}N_{CI} + F_{\text{AVANCE}} = (ma_x)_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}}$$

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \quad (\text{Ec. 3.2.2})$$

$$N_{CI} = \mu_{ac}N_{CS}\sin\theta + W_P + N_{CS}\cos\theta$$

Al combinar las ecuaciones (Ec. 3.2.1) y (Ec. 3.2.2) y reemplazar los valores correspondientes, se obtiene:

$$(\text{Ec. 3.2.3})$$

$$N_{CS} = \frac{(ma_x)_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}} - F_{\text{AVANCE}} - \mu_{ac}W_P}{2\mu_{ac}\cos\theta - \sin\theta + \mu_{ac}^2\sin\theta} \text{ [N]}$$

$$N_{CS} = \frac{4,4 - 4,4 - 0,075(3,275/7)(9,8)}{2(0,075)(\cos 9,34^\circ) - (\sin 9,34^\circ) + (0,075)^2(\sin 9,34^\circ)} = 25,72 \text{ [N]}$$

$$N_{CS} = 25,72 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.2)

$$N_{CI} = \mu_{ac}N_{CS}\sin\theta + W_P + N_{CS}\cos\theta$$

$$N_{CI} = 0,075(25,72)(\sin 9,34^\circ) + (3,275/7)(9,8) + 25,72(\cos 9,34^\circ) = 30,3 \text{ [N]}$$

$$N_{CI} = 30,3 \text{ [N]}$$



Para la cuchilla circular superior, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.2.4, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.13) y (Ec. 3.1.14) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_z = 0$$

(Ec. 3.2.4)

$$P_{CC} - N_{CC} = 0$$

$$P_{CC} = N_{CC} = 20 \text{ [N]}$$

$$N_{CC} = 20 \text{ [N]}$$

$$\sum \mathbf{F}_x = 0$$

(Ec. 3.2.5)

$$\mathbf{F}_{esx} = \mu_{aa}N_{cc}\cos\theta + N_{CS}\text{sen}\theta - \mu_{ac}N_{CS}\cos\theta \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{esx} = 0,15(20)(\cos 9,34^\circ) + 25,72(\text{sen} 9,34^\circ) - 0,075(25,72)(\cos 9,34^\circ) = 5,23 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{esx} = 5,23 \text{ [N]}$$

$$\sum \mathbf{F}_y = 0$$

(Ec. 3.2.6)

$$\mathbf{F}_{esy} = -W_{CS} - \mu_{aa}N_{cc}\text{sen}\theta + N_{CS}\cos\theta + \mu_{ac}N_{CS}\text{sen}\theta \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{esy} = -1,84(9,8) - 0,15(20)(\text{sen} 9,34^\circ) + 25,72(\cos 9,34^\circ) + 0,075(25,72)(\text{sen} 9,34^\circ) = 7,2 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{esy} = 7,2 \text{ [N]}$$

$$\sum \mathbf{M}_{Gz} = I\alpha_z$$

(Ec. 3.2.7)

$$\mathbf{T}_{es} = I\alpha_z - (R - LT)(\mu_{aa}N_{cc}\cos\theta + N_{CS}\text{sen}\theta - \mu_{ac}N_{CS}\cos\theta) - (LC)(\mu_{aa}N_{cc}\text{sen}\theta - N_{CS}\cos\theta - \mu_{ac}N_{CS}\text{sen}\theta) \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{es} = (5,91 - 04)(17,112) - (0,074)(5,231) - (0,0176)(-25,21) = 0,067 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{es} = 0,067 \text{ [Nm]}$$

Para la cuchilla circular inferior, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.2.4, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum F_x = 0$$

(Ec. 3.2.8)

$$F_{eix} = F_{AVANCE} + \mu_{ac}N_{CI} + \mu_{aa}N_{cc}\cos\theta \text{ [N]}$$

$$F_{eix} = 4,4 + 0,075(30,3) + 0,15(20)(\cos 9,34^\circ) = 9,633 \text{ [N]}$$

$$F_{eix} = 9,633 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

(Ec. 3.2.9)

$$F_{eiy} = N_{CI} + W_{CI} + \mu_{aa}N_{cc}\sin\theta \text{ [N]}$$

$$F_{eiy} = 30,3 + (3,454)(9,8) - (0,15)(20)(\sin 9,34^\circ) = 63,7 \text{ [N]}$$

$$F_{eiy} = 63,7 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{Gz} = I\alpha_z$$

(Ec. 3.2.10)

$$T_{ei} = I\alpha_z + R(F_{AVANCE} + \mu_{ac}N_{CI} + \mu_{aa}N_{cc}\sin\theta)$$

$$T_{ei} = (2,67E - 03)(17,778) + (0,075)[4,4 + (0,075)(30,3) + (0,15)(20)(\sin 9,34^\circ)][Nm]$$

$$T_{ei} = 0,584[Nm]$$

\*Nota: El peso (W) de las cuchillas circulares se obtiene multiplicando su masa (Tabla 3.2.1) por el valor de la gravedad ( $g = 9,8 \text{ m/s}^2$ ).

El torque para cortar las planchas de cartón corresponde al torque que ejercen los ejes, respectivamente contra las cuchillas circulares superiores e inferiores, produciendo la fuerza necesaria para cortar y trasladar las planchas de cartón hacia el siguiente módulo.

Entonces, el torque para cortar las planchas de cartón ( $T_C$ ) está dado por:

(Ec. 3.2.11)

$$T_C = \text{NUM}_{CC} \times T_e [\text{N. m}]$$

Siendo:  $\text{NUM}_{CC}$  = Número total de cuchillas circulares soportadas sobre el eje, [-].

$T_{es}$  = Torque que ejerce el eje contra la cuchilla, [Nm].

Para el rodillo de corte superior:

$$T_{CS} = \text{NUM}_{CC} \times T_{es} [\text{N. m}]$$

$$T_{CS} = 7 \times 0,067 = 0,47 [\text{N. m}]$$

$$T_{CS} = 0,47 [\text{N. m}]$$

Para el rodillo de corte inferior:

$$T_{CI} = \text{NUM}_{CC} \times T_{ei} [\text{N. m}]$$

$$T_{CI} = 7 \times 0,584 = 4,1 [\text{N. m}]$$

$$T_{CI} = 4,1 [\text{N. m}]$$

### *b.2) Análisis a partir de la resistencia al esfuerzo cortante del cartón*

La fuerza de corte debe producir un esfuerzo cortante mayor a la resistencia al esfuerzo cortante del cartón. <sup>[69]</sup>

La resistencia al esfuerzo cortante (ZDTS) está definida como la fuerza requerida para producir una fractura de una unidad de área, perpendicular al plano del cartón. <sup>[70]</sup>

La resistencia al esfuerzo cortante está dada para las cartulinas que componen el cartón corrugado y/o cartón prensado. La cartulina que mayor resistencia presenta es la cartulina kraft no blanqueada de fibra de madera (NBHK - Nonbleached hardwood kraft). <sup>[71]</sup>

<sup>69</sup> ANEXO 3.6.4. Fuerza de corte (Nip Force)

<sup>70</sup> ANEXO 3.6.5. Resistencia al esfuerzo cortante (ZDTS)

<sup>71</sup> ANEXO 3.6.6. Valores de resistencia al esfuerzo cortante del cartón

La fuerza de corte a partir de la resistencia del material está dada por:

(Ec. 3.2.12)

$$F_{CL} = ZDTS \times \overline{AB} \times e \text{ [N]}$$

Siendo: ZDTS = Resistencia al esfuerzo cortante [kPa].

$\overline{AB}$  = Longitud cortada de cartón, [m].

e = Espesor del cartón, [m].

Para realizar el cálculo se conoce los siguientes datos:

- Resistencia al esfuerzo cortante <sup>[72]</sup> (ZDTS): 730,4 [kPa]
- Longitud cortada de cartón ( $\overline{AB}$ ): 0,0176 [m] (Figura 3.9)
- Máximo espesor de cartón prensado a cortar (e): 0,0021 [m]

$$F_{CL} = 730400 \times 0,0176 \times 0,0021 = 26,995 \approx 27 \text{ [N]}$$

$$F_{CL} = 27 \text{ [N]}$$

La fuerza de corte encontrada es equivalente a la sumatoria de las fuerzas perpendiculares que ejerce cada cuchilla circular sobre la respectiva superficie de cartón. Por tanto a partir del diagrama de cuerpo libre de la plancha de cartón presentado en la figura 3.2.4, se tiene:

Para la cuchilla circular superior:

(Ec. 3.2.13)

$$F_{CL} = \mu_{ac} N_{CS} \text{sen}\theta + N_{CS} \text{cos}\theta \text{ [N]}$$

(Ec. 3.2.14)

$$N_{CS} = \frac{F_{CL}}{\mu_{ac} \text{sen}\theta + \text{cos}\theta} \text{ [N]}$$

$$N_{CS} = \frac{27}{0,075(\text{sen}9,34^\circ) + (\text{cos}9,34^\circ)} = 27,03 \text{ [N]}$$

$$N_{CS} = 27,03 \text{ [N]}$$

<sup>72</sup> ANEXO 3.6.6. Valores de resistencia al esfuerzo cortante del cartón

Para la cuchilla circular inferior:

(Ec. 3.2.15)

$$\mathbf{F}_{CL} = N_{CI} \text{ [N]}$$

$$N_{CI} = 27 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.5):

$$\mathbf{F}_{esx} = \mu_{aa}N_{cc}\cos\theta + N_{CS}\sin\theta - \mu_{ac}N_{CS}\cos\theta \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{esx} = 0,15(20)(\cos 9,34^\circ) + 27,03(\sin 9,34^\circ) - 0,075(27,03)(\cos 9,34^\circ) = 5,35 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{esx} = 5,35 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.6):

$$\mathbf{F}_{esy} = -W_{CS} - \mu_{aa}N_{cc}\sin\theta + N_{CS}\cos\theta + \mu_{ac}N_{CS}\sin\theta \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{esy} = -1,936(9,8) - 0,15(20)(\sin 9,34^\circ) + 27,03(\cos 9,34^\circ) + 0,075(27,03)(\sin 9,34^\circ) = 8,5 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{esy} = 8,5 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.7):

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{es} = I\alpha_z - (R - LT)(\mu_{aa}N_{cc}\cos\theta + N_{CS}\sin\theta - \mu_{ac}N_{CS}\cos\theta) \\ - (LC)(\mu_{aa}N_{cc}\sin\theta - N_{CS}\cos\theta - \mu_{ac}N_{CS}\sin\theta) \text{ [Nm]} \end{aligned}$$

$$\mathbf{T}_{es} = (5,91E - 04)(17,112) - (0,074)(5,351) - (0,0176)(-26,52) = 0,081 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{es} = 0,081 \text{ [Nm]}$$

En (Ec. 3.2.8)

$$\mathbf{F}_{eix} = F_{AVANCE} + \mu_{ac}N_{CI} + \mu_{aa}N_{cc}\cos\theta \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{eix} = 4,4 + 0,075(27) + 0,15(20)(\cos 9,34^\circ) = 9,38 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{eix} = 9,38 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.9):

$$\mathbf{F}_{eiy} = N_{CI} + W_{CI} + \mu_{aa}N_{cc}\sin\theta \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{eiy} = 27 + (3,454)(9,8) - (0,15)(20)(\sin 9,34^\circ) = 60,4 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{eiy} = 60,4 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.10):

$$\mathbf{T}_{ei} = I\alpha_z + R(F_{AVANCE} + \mu_{ac}N_{CI} + \mu_{aa}N_{CC}\text{sen}\theta)$$

$$\mathbf{T}_{ei} = (2,67E - 03)(17,778) + (0,075)[4,4 + (0,075)(27) + (0,15)(20)(\text{sen}9,34^\circ)] = 0,566[\text{Nm}]$$

$$\mathbf{T}_{ei} = 0,566 [\text{Nm}]$$

Por (Ec. 3.2.11); para el rodillo de corte superior:

$$\mathbf{T}_{CS} = \text{NUM}_{CC} \times T_{es}[\text{N. m}]$$

$$\mathbf{T}_{CS} = 7 \times 0,081 = 0,567 [\text{N. m}]$$

$$\mathbf{T}_{CS} = 0,567 [\text{N. m}]$$

Para el rodillo de corte inferior:

$$\mathbf{T}_{CI} = \text{NUM}_{CC} \times T_{ei}[\text{N. m}]$$

$$\mathbf{T}_{CI} = 7 \times 0,566 = 3,96 [\text{N. m}]$$

$$\mathbf{T}_{CI} = 3,96 [\text{N. m}]$$

Para el cálculo del torque máximo y torque efectivo del motor, se utilizan los valores determinados a partir del análisis de la resistencia al esfuerzo cortante del cartón.

*d) Torque para vencer la fricción de los rodamientos. ( $T_{FR}$ )*

Dadas las condiciones de operación del módulo de corte, es necesario que los rodamientos sean insensibles a las desalineaciones angulares del eje en relación al soporte, por lo cual se decide utilizar rodamientos de bolas a rótula.

A partir del dimensionamiento previo, y de la preselección de rodamientos, se tiene:

- Designación del rodamiento: SKF – 1210 ETN9 <sup>[73]</sup>
- Diámetro del agujero del rodamiento (d): 50 [mm] <sup>[73]</sup>
- Carga dinámica admisible del rodamiento (C): 26,5 [kN] <sup>[73]</sup>
- Coeficiente de fricción constante del rodamiento ( $\mu$ ): 0,001 <sup>[74]</sup>

<sup>73</sup> ANEXO 3.4.2: Especificaciones rodamiento de bolas a rótula SKF – 1210 ETN9

<sup>74</sup> ANEXO 3.4.1: Coeficientes de fricción constante para rodamientos

A partir de la ecuación (Ec. 3.1.22):

$$\mathbf{T_{FR}} = 0,05(0,001)(26500)(0,05) = 0,06625 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_{FR}} = 0,06625 \text{ [Nm]}$$

Cada rodillo de corte longitudinal cuenta con 2 rodamientos, por lo cual el torque total para vencer la fricción de los rodamientos está dado por:

$$\mathbf{T_{FR-TOTAL}} = 4 \times \mathbf{T_{FR}} = 4 \times 0,06625 = 0,265 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_{FR-TOTAL}} = 0,265 \text{ [Nm]}$$

*e) Torque de aceleración/desaceleración (Ta)*

En primera instancia, se determina el torque de carga total, equivalente a la sumatoria del torque necesario para cortar las planchas de cartón y el torque para vencer la fricción de los rodamientos, por tanto:

(Ec. 3.2.16)

$$\mathbf{T_L} = \mathbf{T_{CS}} + \mathbf{T_{CI}} + \mathbf{T_{FR-TOTAL}} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_L} = 0,567 + 3,96 + 0,265 = 4,792 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_L} = 4,792 \text{ [Nm]}$$

Para calcular el torque de aceleración/desaceleración se realiza una preselección del servomotor, en base a las condiciones de la ecuación (Ec. 3.1.24) y (Ec. 3.1.25):

En (Ec. 3.1.24):

$$\mathbf{I_{SM}} \geq \frac{\mathbf{I_{TOTAL}}}{30} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$\mathbf{I_{SM}} \geq \frac{0,0809}{30} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$\mathbf{I_{SM}} \geq 2,7\text{E} - 03 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

En (Ec. 3.1.25):

$$\mathbf{T}_N \geq \frac{T_L}{0,8} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_N \geq \frac{4,792}{0,8} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_N \geq 5,99 \text{ [Nm]}$$

A partir de la revisión del catálogo de servomotores SELEMA–SERIE ST142 [ANEXO 3.5.2], se constata que el modelo que cumple con las condiciones de la ecuación (Ec. 3.1.24) y (Ec. 3.1.25), es el servomotor de código: ST142-16,5:

$$\mathbf{I}_{SM} = 2,7E - 03 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$\mathbf{T}_N = 16,5 \text{ [Nm]}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (Ec 3.1.23):

$$\mathbf{T}_\alpha = \frac{2\pi n}{60t_A} \times \left( I_{SM} + \frac{I_{TOTAL}}{\eta} \right) \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_\alpha = \frac{2\pi(75,25)}{60(0,25)} \times \left( 2,7E - 03 + \frac{8,04E - 02}{0,97} \right) = 2,7 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_\alpha = 2,7 \text{ [Nm]}$$

#### *TORQUE MÁXIMO DEL SERVOMOTOR ( $T_{MSM}$ )*

El torque máximo del servomotor está dado por la ecuación (Ec. 3.1.27):

$$\mathbf{T}_{MSM} = T_\alpha + T_L \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{MSM} = 2,7 + 4,792 = 7,5 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{MSM} = 7,5 \text{ [Nm]}$$



*TORQUE EFECTIVO DEL SERVOMOTOR ( $T_{rms}$ )*

El torque efectivo del servomotor se determina en relación a la figura 3.1.7, para lo cual se conoce los siguientes datos:

- Torque máximo ( $T_1$ ): 7,5 [Nm]
- Torque de carga externa total ( $T_2$ ): 4,792 [Nm]
- Tiempo de aceleración/desaceleración ( $t_1/t_3$ ): 0,25 [s]
- Tiempo efectivo de trabajo ( $t_2$ ): 1,5 [s]
- Tiempo de pausa ( $t_4$ ): 0,25 [s]

El torque de frenado está dado por la ecuación (Ec. 3.1.32):

$$\mathbf{T}_3 = -|T_L - T_\alpha| \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_3 = -|4,792 - 2,7| = -2,1 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_3 = -2,1 \text{ [Nm]}$$

El torque efectivo del servomotor se calcula a partir de la ecuación (Ec. 3.1.31):

$$\mathbf{T}_{rms} = \sqrt{\frac{(T_1^2 \times t_1) + (T_2^2 \times t_2) + (T_3^2 \times t_3)}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{rms} = \sqrt{\frac{[(7,5)^2 \times 0,25] + [(4,792)^2 \times 1,5] + [(-2,1)^2 \times 0,25]}{0,25 + 1,5 + 0,25 + 0,25}} = 4,7 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{rms} = 4,7 \text{ [Nm]}$$

A partir de la obtención del torque máximo y del torque efectivo del servomotor, se comprueba que el modelo de servomotor preseleccionado cumple con todos los requerimientos y condiciones establecidas.

**SERVOMOTOR<sub>M2</sub>**: SELEMA – ST142 – 16,5

#### 3.1.5.2.4. Selección de la banda sincrónica

La banda sincrónica se selecciona a partir del procedimiento detallado en el anexo 3.2.1. Los pasos a seguir son los siguientes:

a) *Determinar la potencia de diseño.*

La potencia de diseño se calcula a partir de la ecuación (Ec. 3.1.31):

$$P_{\text{DISEÑO}} = \frac{0,8 \times T_N \times n}{9550} \times F.S \text{ [kW]}$$

El factor de servicio (F.S) es el mismo definido para el módulo 1. Entonces, la potencia de diseño es:

$$P_{\text{DISEÑO}} = \frac{0,8 \times 16,5 \times 75,25}{9550} \times 1,3 = 0,135 \text{ [kW]}$$

$$P_{\text{DISEÑO}} = 0,135 \text{ [kW]}$$

$$P_{\text{DISEÑO}} = 0,1813 \text{ [HP]}$$

b) *Seleccionar el paso de la banda.*

El paso de la banda fue determinado en la sección 3.1.5.2.2. La banda que se utilizará será tipo H de 0,5 pulgadas de paso.

c) *Determinar la relación de transmisión.*

La relación de transmisión se determinó en la sección 3.1.5.2.2. La relación de transmisión es:  $i = 1,75$ .

d) *Determinar el tamaño de las poleas.*

El tamaño de las poleas se determinó en la sección 3.1.5.2.2.:

- Polea Motriz: 16H
- Polea Conducida 1: 28H
- Polea Conducida 2: 30H
- Polea Tensora: 16H

e) *Determinar la longitud de la banda y la distancia entre centros.*

La longitud de la banda se define a partir del generador de componentes de correas síncronas del programa Inventor. No es factible aplicar la ecuación (Ec. 3.1.32) porque existe más de una polea conducida, y la correa síncrona es de doble lado.

$$\mathbf{L_{b-NORMALIZADA}} = 1447,8 \text{ [mm]} (\text{Denominación: A 570 D – H})$$

f) *Determinar el ancho de la banda*

Para determinar el ancho de la banda ( $a_b$ ) se aplica la ecuación (Ec.3.1.34):

$$\mathbf{a_b} = \frac{P_{DISEÑO}}{P_{ab}}$$

Siendo:  $P_{ab}$  = Potencia por ancho de banda. ( $P_{ab} = 0,2107 \text{ HP/in}$ )<sup>[75]</sup>

$$\mathbf{a_b} = \frac{0,1813}{0,2107} = 0,8605 \text{ [in]}$$

$$\mathbf{a_{b-NORMALIZADA}} = 1,00 \text{ [in]} = 25,4 \text{ [mm]}$$

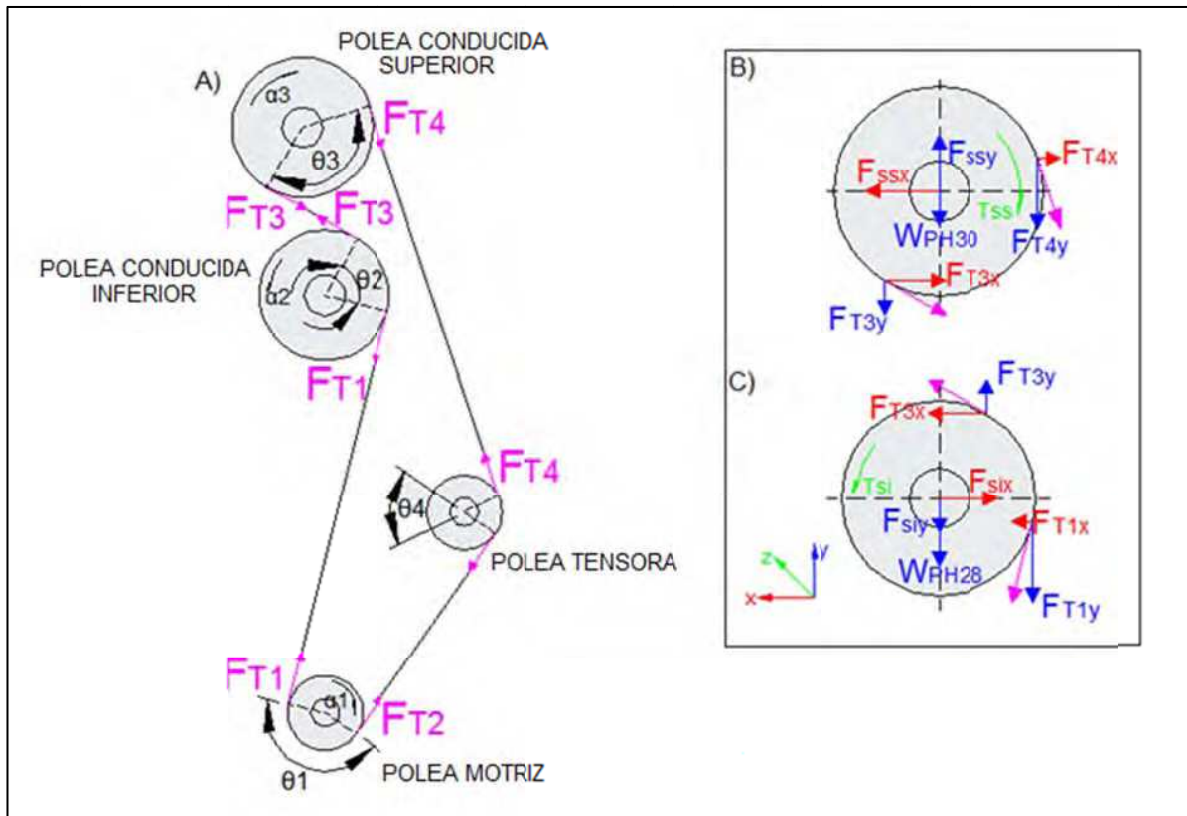
**DENOMINACIÓN BANDA SINCRÓNICA<sub>M2</sub>: A570D – H100**

### ***3.1.5.2.5. Dimensiones de sección de los ejes porta cuchillas circulares para corte longitudinal***

Las dimensiones de sección de los ejes se definieron inicialmente a partir del diseño preliminar para la selección de alternativas, y variaron en función de los resultados de la evaluación de parámetros (sección 3.1.6.1). A continuación se identifican las secciones críticas de cada eje en base a los resultados de momento flector y deflexión máximos.

<sup>75</sup> ANEXO 3.2.2: Selección de bandas síncronas – TABLE11: POWER RATINGS, HEAVY (H) PITCH

Se parte del cálculo de las fuerzas que ejercen las poleas conducidas sobre cada eje porta cuchillas circulares, para lo cual se hace referencia a la figura 3.2.5.



**Figura 3.2.5.** M2– A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida superior. C) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida inferior.

Para el análisis en base a la figura 3.2.5, se establece la siguiente notación:

$F_S$  = Fuerza de reacción en el eje, [N].

$F_{T\#}$  = Fuerza de tensión en entrada/salida, [N].

$\Theta\#$  = Arco de contacto de la polea #, [°].

$W_{PH28}$  = Peso de la polea conducida inferior, [N].

$W_{PH30}$  = Peso de la polea conducida superior, [N].

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Masa de la polea conducida inferior ( $m_{PH28}$ ): 2,551 [kg] <sup>[76]</sup>
- Masa de la polea conducida superior ( $m_{PH30}$ ): 2,978 [kg] <sup>[77]</sup>
- Fuerza de tensión en entrada de la polea conducida inferior ( $F_{T1}$ ): 81,64 [N].
- Fuerza de tensión en salida de la polea conducida inferior ( $F_{T3}$ ): 326,535 [N].
- Fuerza de tensión en salida de la polea conducida superior ( $F_{T4}$ ): 489,8 [N].

\*Nota: Los valores correspondientes a la magnitud de las fuerzas de tensión en entrada/salida se obtienen a partir del módulo de cálculo del generador de componentes de correas síncronas del programa INVENTOR.

Para la polea conducida inferior, a partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.2.17)

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{S_{ix}} = F_{T_{1x}} + F_{T_{3x}} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S_{ix}} = 81,64(\cos 76^\circ) + 326,535(\cos 30^\circ) = 302,54 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S_{ix}} = 302,54 \text{ [N]}$$

(Ec. 3.2.18)

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{S_{iy}} = -W_{PH28} - F_{T_{1y}} + F_{T_{3y}} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S_{iy}} = -(2,551)(9,8) - 81,64(\sin 76^\circ) + 326,535(\sin 30^\circ) = 59,053 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S_{iy}} = 59,053 \text{ [N]}$$

Para la polea conducida superior, a partir de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.2.19)

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{S_{sx}} = F_{T_{4x}} + F_{T_{3x}} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S_{sx}} = 489,8 (\cos 72^\circ) + 326,535(\cos 30^\circ) = 434,144 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S_{sx}} = 434,144 \text{ [N]}$$

<sup>76</sup> ANEXO 3.1.8: Especificaciones Polea Sincrónica SKF 28H100

<sup>77</sup> ANEXO 3.1.9: Especificaciones Polea Sincrónica SKF 30H100

(Ec. 3.2.20)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{Ssy} = W_{PH30} + F_{T4y} + F_{T3y} \text{ [N]}$$

$$F_{Ssy} = (2,978)(9,8) + 489,8(\text{sen}72^\circ) + 326,535(\text{sen}30^\circ) = 658,28 \text{ [N]}$$

$$F_{Ssy} = 658,28 \text{ [N]}$$

\*Nota: La definición de la orientación (ángulos de acción) de los vectores de fuerzas involucradas, se realiza mediante la esquematización a escala del sistema de transmisión de potencia en AutoCAD.

Una vez que se han determinado todas las cargas exteriores que actúan sobre los ejes porta cuchillas circulares, se realiza el análisis de fuerzas de cuerpo libre para cada eje (Figura 3.2.6 y 3.2.7) y se obtienen los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión.

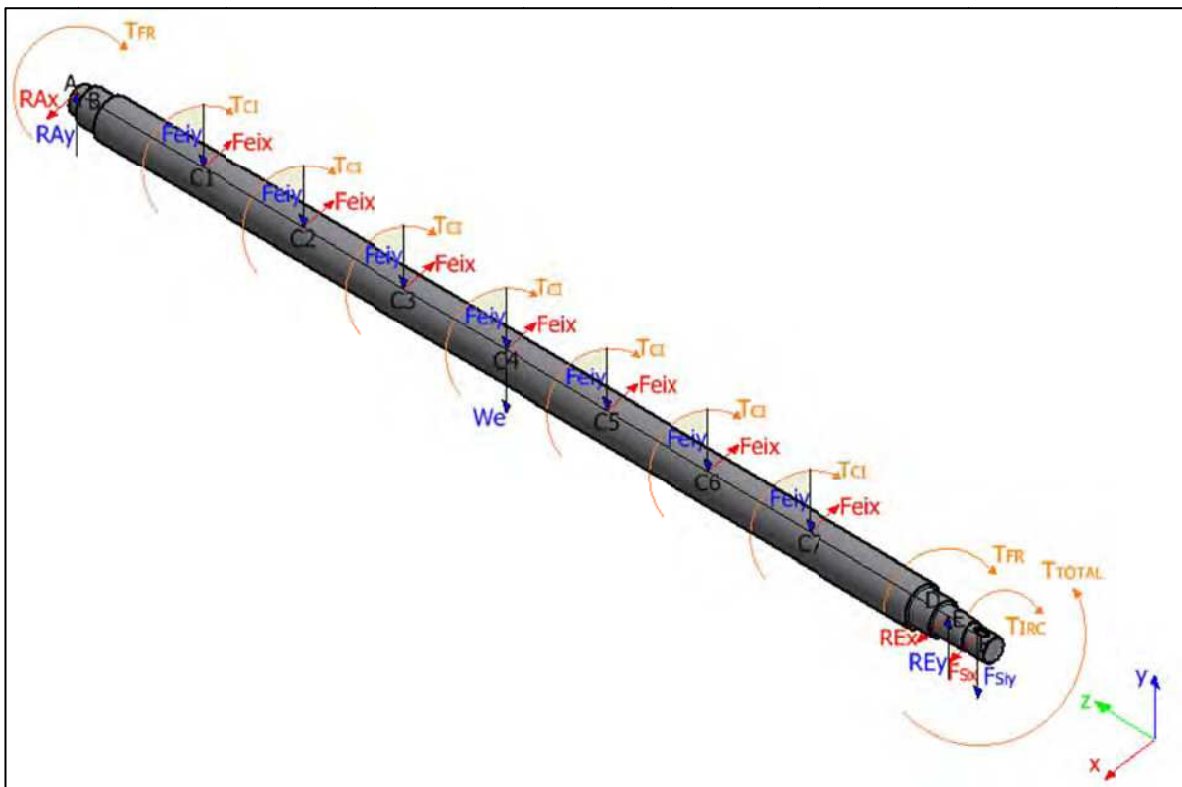
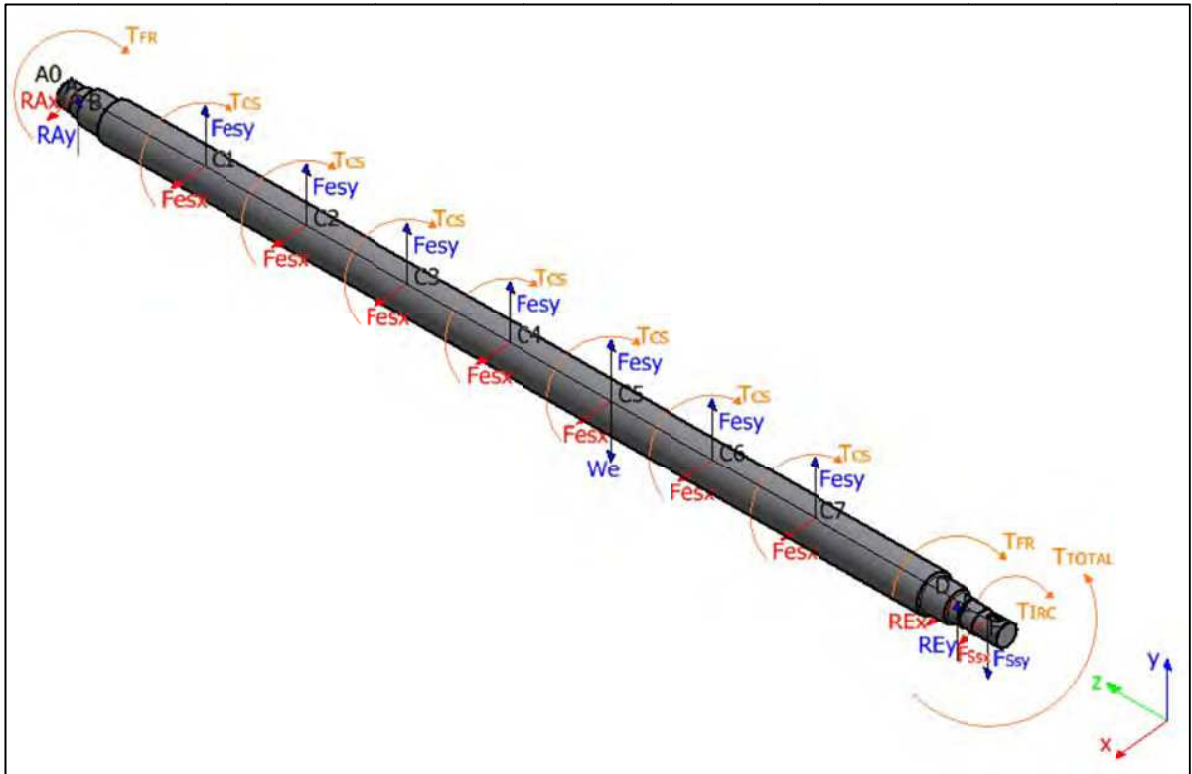


Figura 3.2.6. M2– Diagrama del cuerpo libre del eje inferior porta cuchillas.



**Figura 3.2.7.** M1– Diagrama del cuerpo libre del eje superior porta cuchillas.

Para el análisis en base a la figura 3.2.6 y 3.2.7, se establece la siguiente notación:

$W_e$  = Peso del eje, [N].

$F_{ex/y}$  = Fuerzas que ejercen las cuchillas circulares sobre el eje, [N].

$F_{sx/y}$  = Fuerza que ejerce la polea conducida sobre el eje, [N].

$R_{Ax/y}$  = Reacción en el apoyo del rodamiento en el extremo izquierdo, [N].

$R_{Ex/y}$  = Reacción en el apoyo del rodamiento en el extremo derecho, [N].

$T_{Ci}$  = Torque que ejercen las cuchillas circulares sobre el eje inferior, [Nm].

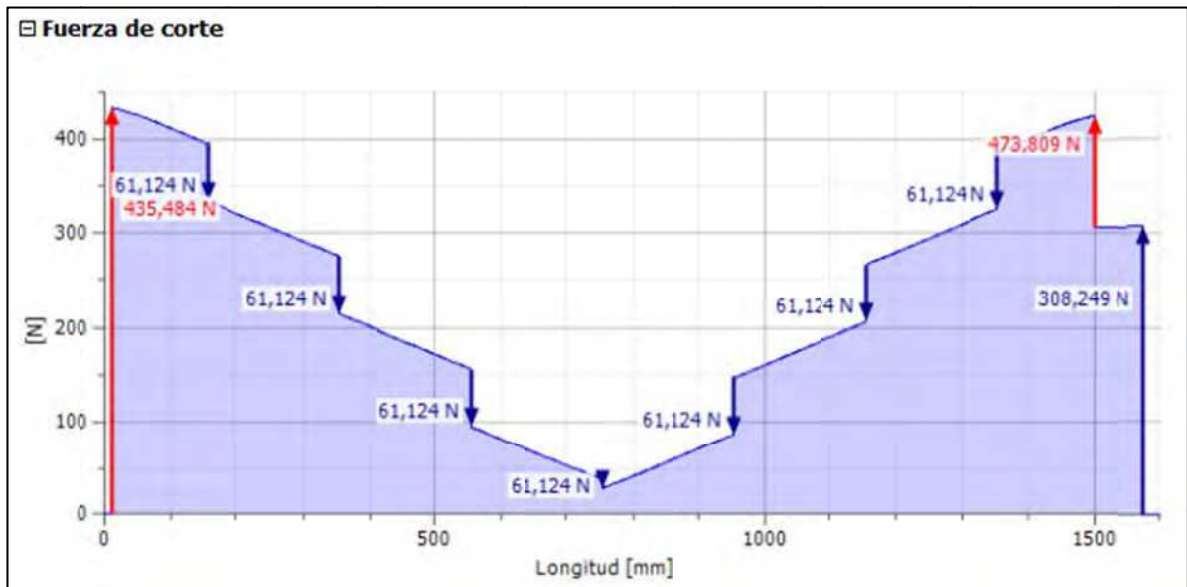
$T_{Cs}$  = Torque que ejercen las cuchillas circulares sobre el eje superior, [Nm].

$T_{FR}$  = Torque para vencer la fuerza de rozamiento de los rodamientos, [Nm].

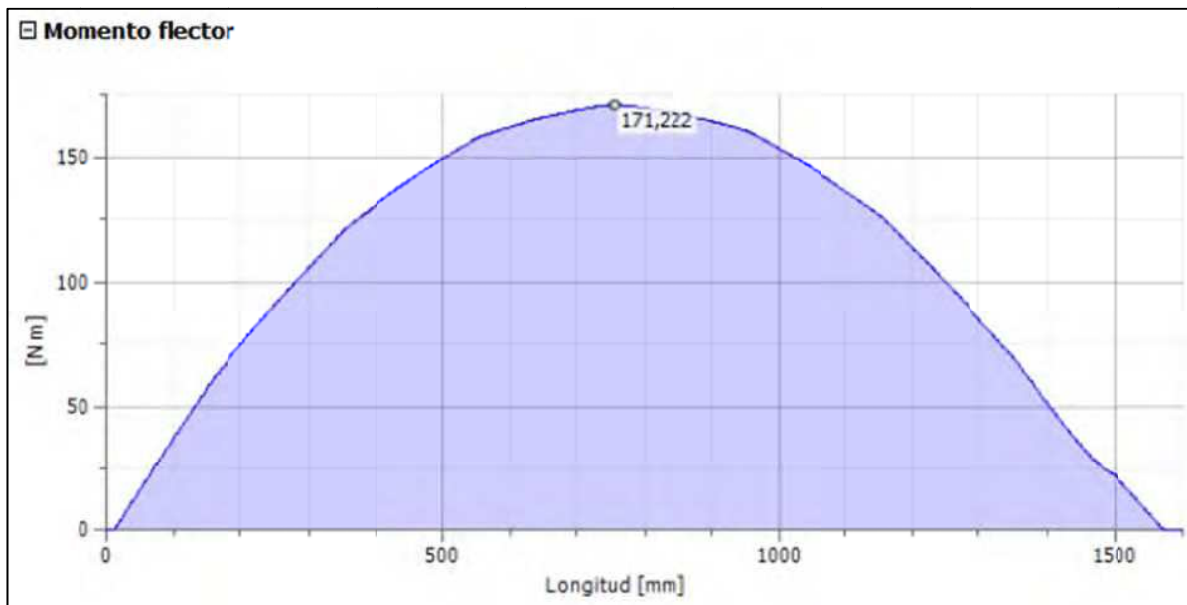
$T_{IRC}$  = Torque para vencer la inercia de los rodillos de corte, [Nm].

$T_{TOTAL}$  = Torque total transmitido, [Nm].

Los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión se obtienen mediante el módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.



**Figura 3.2.8.** M2– Diagrama de cortante para el eje inferior porta cuchillas.



**Figura 3.2.9.** M2– Diagrama de momento flector para el eje inferior porta cuchillas.



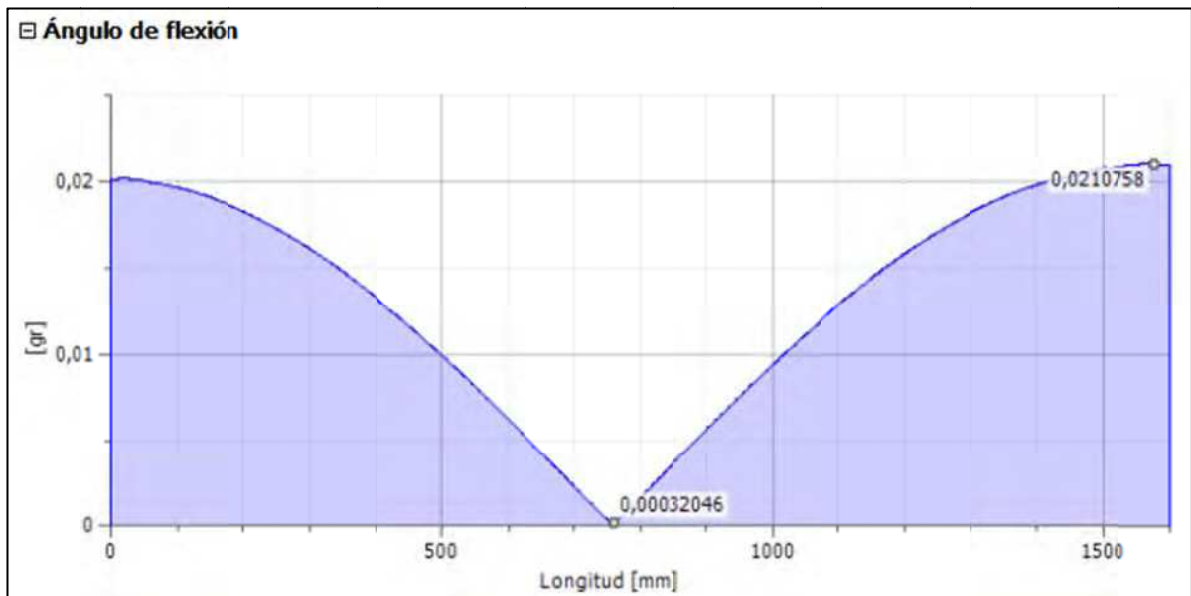


Figura 3.2.10. M2– Diagrama de ángulo de flexión para el eje inferior porta cuchillas.

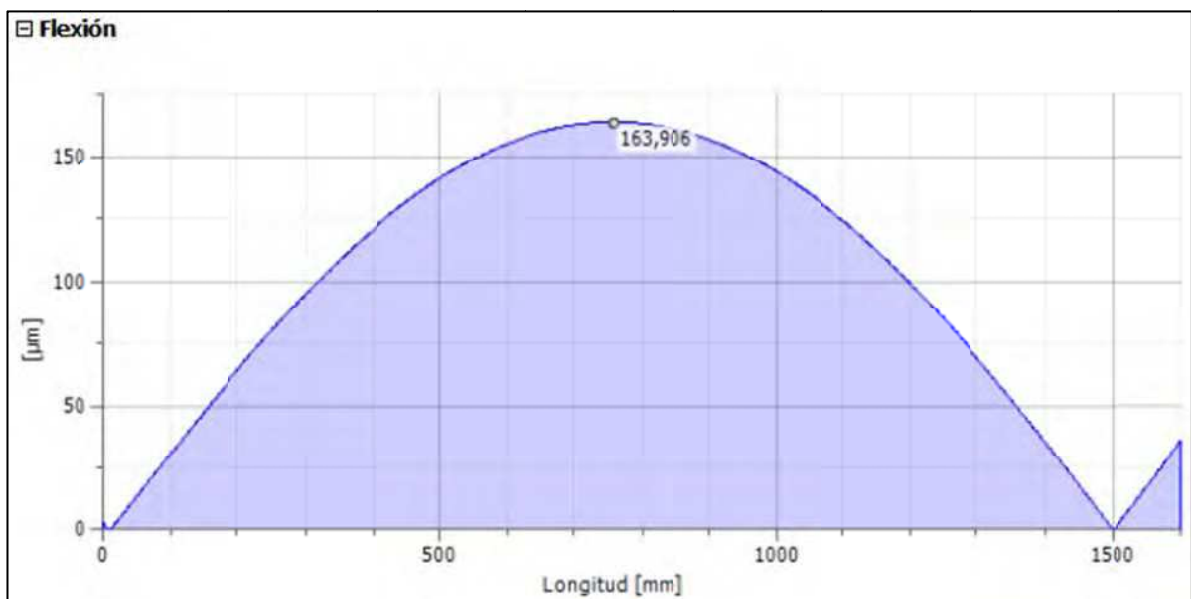


Figura 3.2.11. M2– Diagrama de deflexión para el eje inferior porta cuchillas.

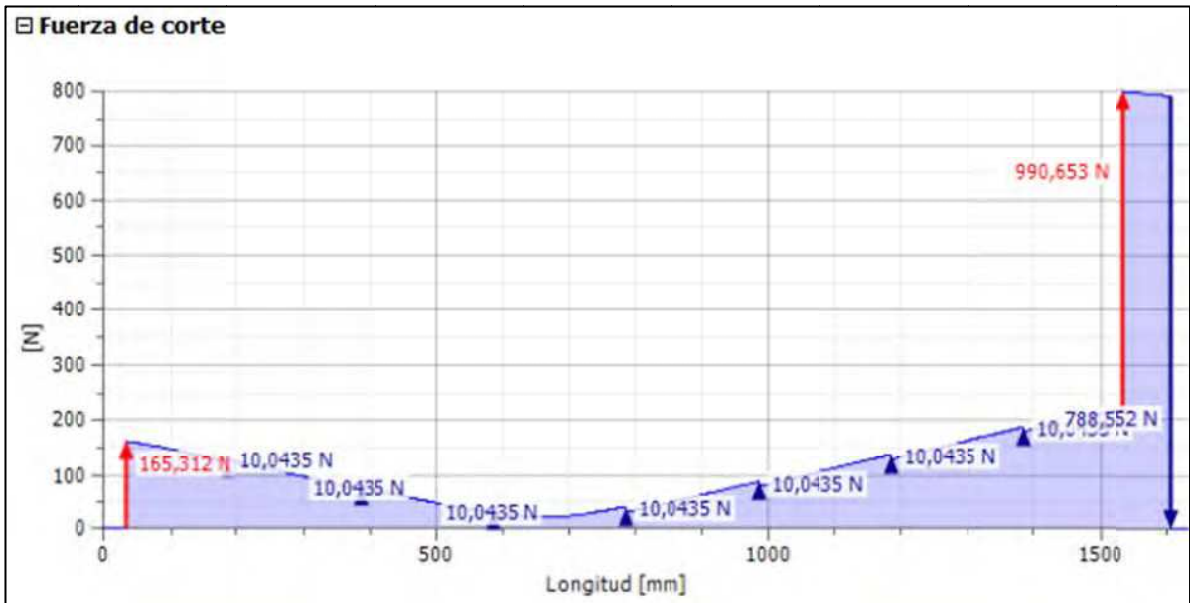


Figura 3.2.12. M2– Diagrama de cortante para el eje superior porta cuchillas.

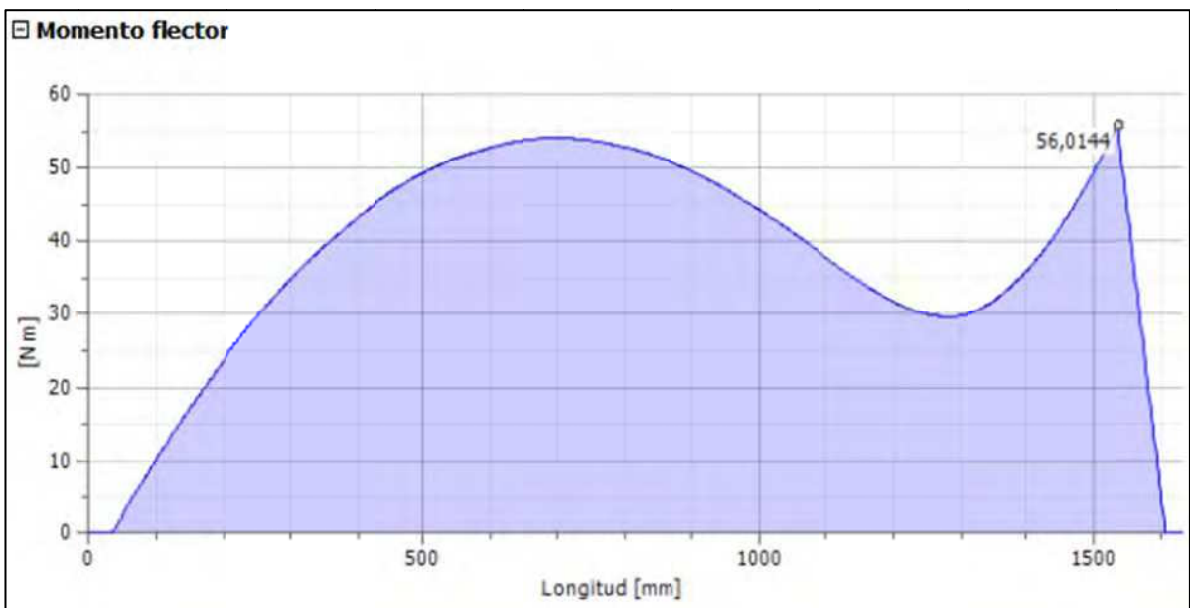
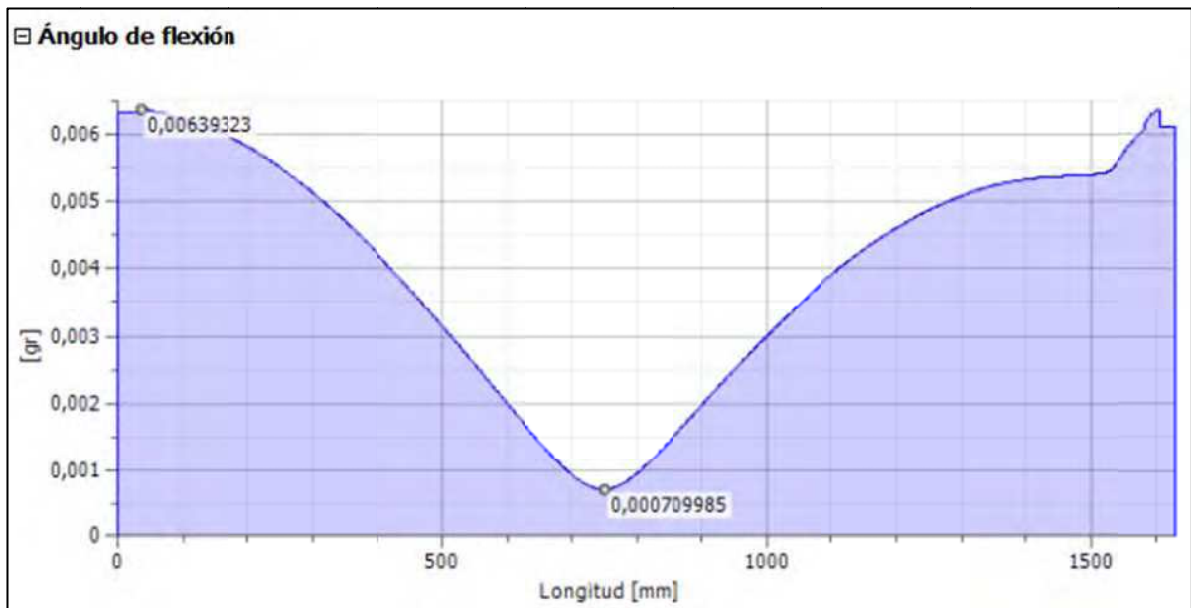
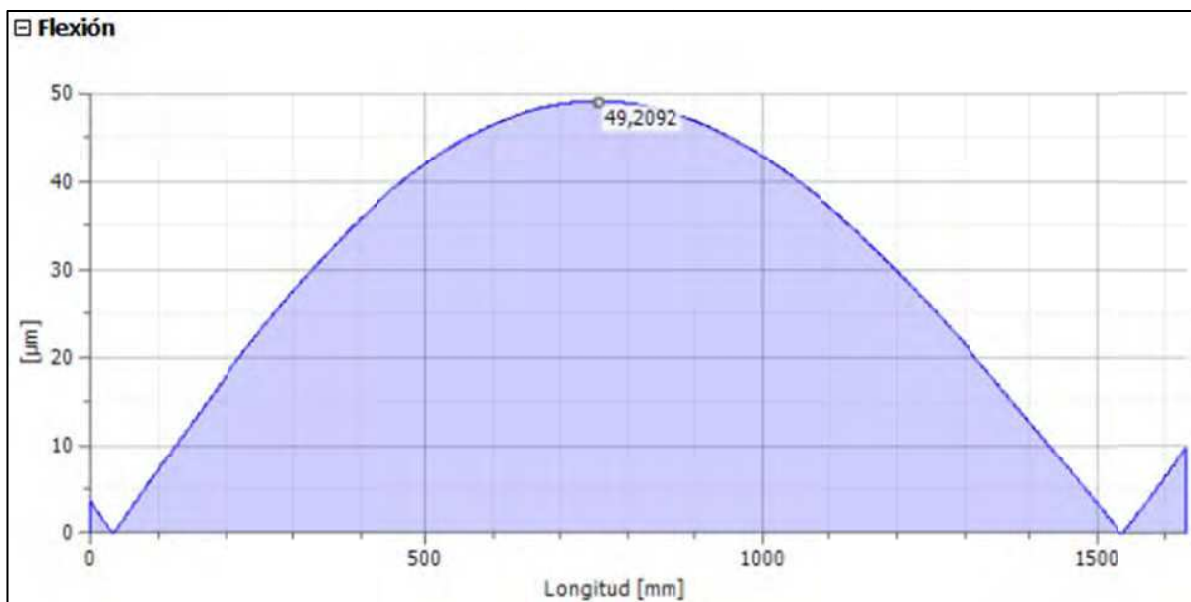


Figura 3.2.13. M2– Diagrama de momento flector para el eje superior porta cuchillas.



**Figura 3.2.14.** M2– Diagrama de ángulo de flexión para el eje superior porta cuchillas.



**Figura 3.2.15.** M2– Diagrama de deflexión para el eje superior porta cuchillas.

Las tablas 3.2.2 y 3.2.3 presentan los resultados del dimensionamiento de las secciones de los ejes porta cuchillas circulares para corte longitudinal:

**Tabla 3.2.2.** M2-Resultados de cálculos para ejes porta cuchillas circulares.

COMPONENTE	EJE SUPERIOR		EJE INFERIOR	
	SECCIÓN	TOTAL	SECCIÓN	TOTAL
FUERZA DE REACCIÓN EN LOS SOPORTES ( $R_{\#}$ ) [N]	A	165,312	A	435,484
	E	990,653	E	473,809
MOMENTO MÁXIMO [Nm]	E	56,014	C5	171,222
PENDIENTE MÁXIMA [rad]	A	0,0002	A	0,0003
	E	0,0002	E	0,0003
	F	0,0002	F	0,0003
DEFLEXIÓN MÁXIMA [mm]	C5	0,049	C5	0,163
	F	0,007	F	0,027
ESFUERZO MÁXIMO [MPa]	E	4,564	C4	5,085

\*Nota: Los puntos de sección se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

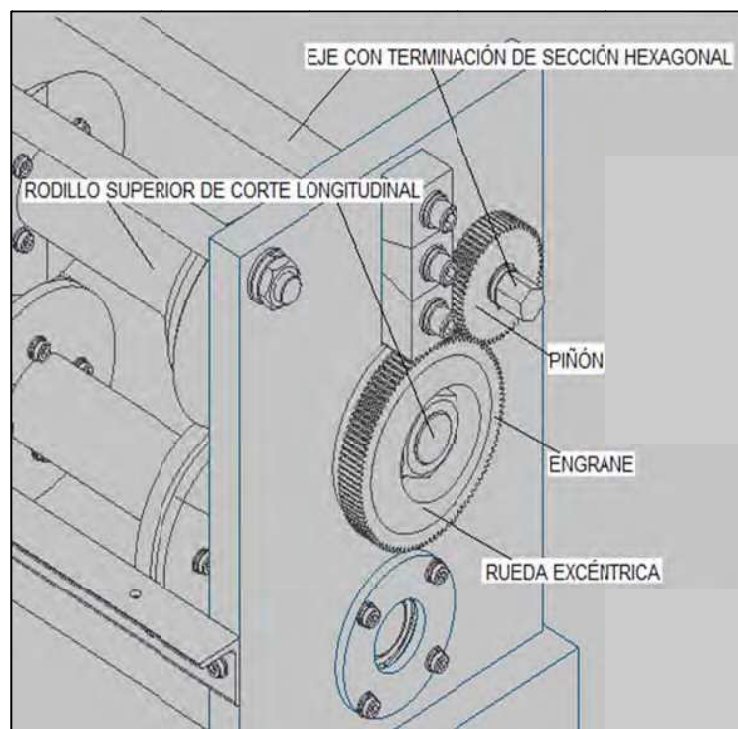
**Tabla 3.2.3.** M2-Dimensionamiento de ejes porta cuchillas circulares.

EJE SUPERIOR		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A0	39	25
A	50	20
B	60	40
C	70	1400
D	60	40
E	50	60
F	40	45
EJE INFERIOR		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A	50	20
B	60	35
C	70	1400
D	60	35
E	50	65
F	40	45

\*Nota: Las secciones se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

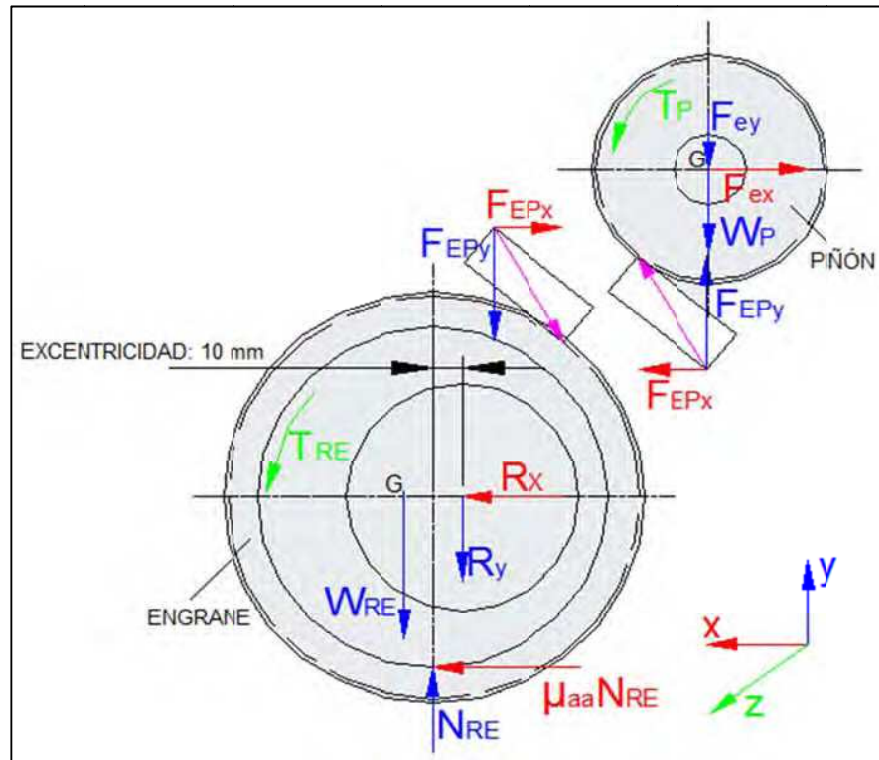
**3.1.5.2.6. Fuerza para accionar el piñón y engrane rectos del sistema de acercamiento por rueda excéntrica**

En el módulo 2, el sistema de acercamiento por rueda excéntrica (Figura 3.2.16) permite acercar el rodillo superior de corte longitudinal y regular la distancia de cruce entre las cuchillas circulares. El principio de funcionamiento es igual al detallado para el módulo de alimentación (Módulo 1 - Sección 3.1.5.1.8).



**Figura 3.2.16.** M2– Identificación del sistema de acercamiento por rueda excéntrica.

Para determinar la fuerza necesaria para transmitir el torque de giro a la rueda excéntrica, se parte del diagrama de cuerpo libre tanto para el piñón como para la rueda excéntrica (Figura 3.2.17). El torque de giro transmitido debe permitir vencer la fuerza de fricción entre la rueda excéntrica y el bastidor del módulo, y la fuerza de fricción entre las cuchillas circulares al regularse el cruce entre éstas.



**Figura 3.2.17.** M2– Diagrama de cuerpo libre del piñón y el engrane del sistema de acercamiento por rueda excéntrica.

Para el análisis en base a la figura 3.2.17, se establece la siguiente notación:

$R_{x/y}$  = Fuerza de reacción en el rodamiento del rodillo superior de corte, [N].

$F_{EP}$  = Fuerza que ejerce el piñón contra el engrane, [N].

$F_{ex/y}$  = Fuerza que ejerce el eje contra el piñón, [N].

$T_P$  = Torque que ejerce el eje contra el piñón, [Nm].

$T_{RE}$  = Torque ejercido sobre la rueda excéntrica, [Nm].

$\mu_{aa}$  = Coeficiente de fricción entre la superficie del bastidor y la superficie de la rueda excéntrica (acero – acero), [-].

$N_{RE}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie del bastidor sobre la superficie de la rueda excéntrica, [N].

$W_{RE}$  = Peso de la rueda excéntrica (incluido el engrane), [N].

$W_P$  = Peso del piñón, [N].

Para el piñón, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.2.17, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \quad (\text{Ec. 3.2.21})$$

$$\mathbf{F}_{\text{ex}} = F_{\text{EPx}} [\text{N}]$$

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \quad (\text{Ec. 3.2.22})$$

$$\mathbf{F}_{\text{ey}} = F_{\text{EPy}} - W_{\text{P}} [\text{N}]$$

$$\sum \mathbf{M}_{\text{Gz}} = (I\alpha_z)_{\text{P}} \quad (\text{Ec. 3.2.23})$$

$$\mathbf{T}_{\text{P}} = I\alpha_z + 0,03034F_{\text{EPx}} + 0,0247F_{\text{EPy}} [\text{Nm}]$$

Para el engrane, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.2.17, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \quad (\text{Ec. 3.2.24})$$

$$\mathbf{f}_{\text{r}} = \mu_{\text{aa}} N_{\text{RE}} = F_{\text{EPx}} - R_x [\text{N}]$$

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \quad (\text{Ec. 3.2.25})$$

$$\mathbf{N}_{\text{RE}} = R_y + F_{\text{EPy}} + W_{\text{RE}} [\text{N}]$$

\*Nota: Para la rueda excéntrica, dado que el centro de masa (G) no corresponde al centro geométrico, no es válido aplicar la ecuación (Ec. 3.1.10).

Por la definición de la orientación de los vectores de fuerzas involucradas mediante la esquematización a escala en AutoCAD, se tiene:

(Ec. 3.2.26)

$$\mathbf{F}_{EPx} = F_{EP}(\cos 59^\circ)$$

(Ec. 3.2.27)

$$\mathbf{F}_{EPy} = F_{EP}(\sin 59^\circ)$$

La aceleración angular se obtiene mediante la ecuación (Ec. 3.1.55), al asumir que se produce un giro ( $\Theta$ ) de  $180^\circ$  ( $\pi$  rad) en un tiempo de 1,5 segundos.

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Ángulo de presión ( $\Phi$ ):  $20$  [ $^\circ$ ]
- Aceleración angular ( $\alpha$ ):  $14,12$  [ $\text{rad/s}^2$ ]
- Diámetro del piñón ( $d_P$ ):  $78,375$  [mm]
- Masa del piñón ( $m_P$ ):  $0,678$  [kg]
- Masa de la rueda excéntrica (incluido el engrane) ( $m_{RE}$ ):  $3,507$  [kg]
- Momento de inercia del piñón ( $I_P$ ):  $573,137$  [ $\text{kgmm}^2$ ]
- Fuerza de reacción X en el rodamiento del rodillo de arrastre ( $R_x$ ):  $435,784$  [N]
- Fuerza de reacción Y en el rodamiento del rodillo de arrastre ( $R_y$ ):  $894,85$  [N]

\*Nota: Las fuerzas de reacción en los rodamientos se obtienen por la descomposición de las fuerzas de reacción de los ejes (Tabla 3.2.2) y la adición del peso del rodamiento.

En (Ec. 3.1.52):

$$\mathbf{T}_P = \frac{(0,078375)}{2} F_{EP}(\cos 20) = 0,03683 F_{EP} \text{ [Nm]}$$

(Ec. 3.2.28)

$$\mathbf{T}_P = 0,03683 F_{EP} \text{ [Nm]}$$



Al remplazar los valores correspondientes en (Ec. 3.2.23):

$$\mathbf{F}_{EP} = \frac{(8,1042 \times 10^{-3})}{(2,6 \times 10^{-5})} = 312,705 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{EP} = 312,705 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.21):

$$\mathbf{F}_{ex} = 312,705(\cos 59^\circ) = 161,05 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{ex} = 161,055 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.22):

$$\mathbf{F}_{ey} = 312,705(\sin 59^\circ) - (0,678)(9,8) = 261,396 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{ey} = 261,396 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.2.28):

$$\mathbf{T}_p = 0,03683(312,705) = 11,52 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_p = 11,52 \text{ [Nm]}$$

Se supone que para transmitir el torque al piñón se va a utilizar una llave de boca hexagonal cuya longitud es de 290 mm (llave STANLEY 87-085<sup>[78]</sup>).

En (Ec. 3.1.55)

$$\mathbf{F}_{APE} = \frac{2(11,52)}{(0,29)} = 79,43 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{APE} = 79,43 \text{ [N]}$$

\*Nota: Se introduce el factor (2) en la ecuación (Ec. 3.1.55), porque a partir de la fuerza  $F_{APE}$  se accionan simultáneamente los dos piñones.

<sup>78</sup> [http://www.stanleyworks.es/product\\_detail/Llaves+Combinadas+Maxi-Drive+Plus.ctlg](http://www.stanleyworks.es/product_detail/Llaves+Combinadas+Maxi-Drive+Plus.ctlg)

### 3.1.5.2.7. Cargas sobre la estructura de soporte

Para el análisis se consideran las cargas que actúan directa y/o indirectamente sobre la estructura de soporte identificada en la figura 3.2.18:

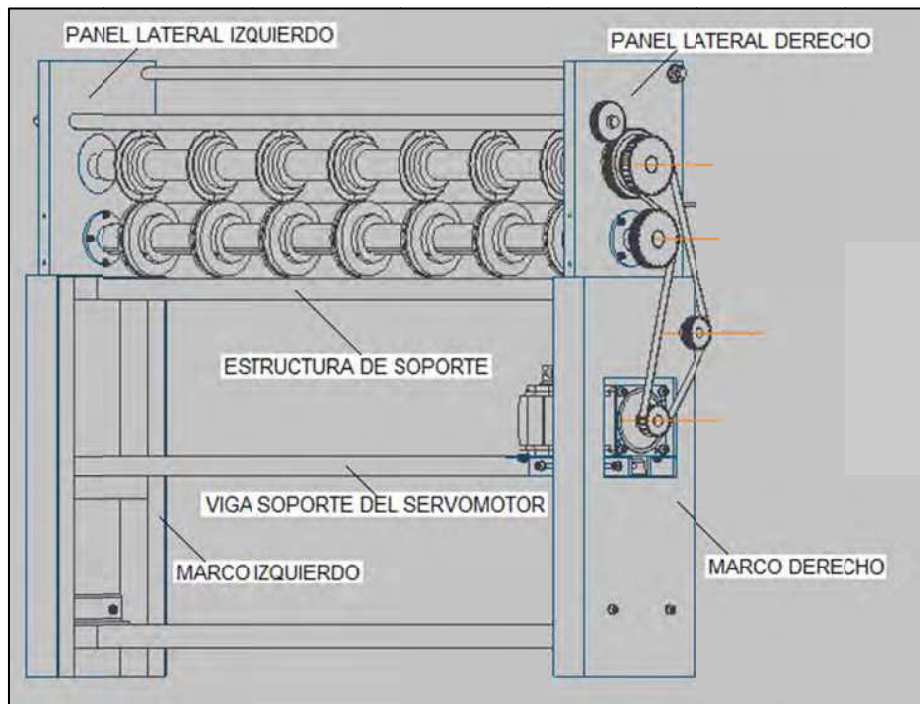
- Cargas de reacción, son las cargas en los soportes de los ejes. Las cargas de reacción incluyen la acción del peso de los elementos que las produce.
- Cargas muertas, son las cargas correspondientes a los pesos de todos los componentes que se apoyan sobre la estructura de soporte, y cuya acción es permanente e inamovible.

De las cargas de reacción existentes, resta por determinar la reacción en los apoyos del eje tensor y del eje con terminación hexagonal. En la siguiente tabla se presentan los resultados obtenidos a partir del módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.

**Tabla 3.2.4. M2-Reacción en los soportes de los ejes**

COMPONENTES	PANEL LATERAL IZQUIERDO		PANEL LATERAL DERECHO	
	Rx [N]	Ry [N]	Rx [N]	Ry [N]
EJE RODILLO DE CORTE SUPERIOR	-39,090	160,624	435,784	889,655
EJE RODILLO DE CORTE INFERIOR	47,895	432,843	-284,775	378,679
EJE CON TERMINACIÓN HEXAGONAL	-161,055	-135,176	-161,055	-221,078
EJE TENSOR DE LA ESTRUCTURA	152,250	28,953	10,046	28,953
<b>CARGA TOTAL</b>	<b>0,000</b>	<b>487,244</b>	<b>0,000</b>	<b>1076,209</b>

\*Nota: Los signos representan el sentido de la carga sobre los ejes.



**Figura 3.2.18.** M2– Identificación estructura de soporte

Las siguientes tablas presentan las cargas muertas en correspondencia al marco estructural sobre el cual actúan.

**Tabla 3.2.5.** M2-Cargas muertas – Marco estructural izquierdo

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO [N]	
		UNITARIO	TOTAL
PANEL LATERAL IZQUIERDO	1	264,02	264,02
RODAMIENTO SKF – 1210ETN9	2	5,19	10,39
TRINQUETE - ENGRANE	1	13,23	13,23
TAPA LATERAL	1	153,94	153,94
RUEDA EXCÉNTRICA - ENGRANE	1	26,07	26,07
ÁNGULOS	NA	32,77	32,77
PERNOS - TUERCAS - ARANDELAS	NA	7,64	7,64
<b>TOTAL</b>			<b><u>508,06</u></b>

**Tabla 3.2.6.** M2-Cargas muertas – Marco estructural derecho

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO [N]	
		UNITARIO	TOTAL
PANEL LATERAL IZQUIERDO	1	264,02	264,02
RODAMIENTO SKF – 1210ETN9	2	5,19	10,39
RODAMIENTO SKF – 6201	1	0,36	0,36
TAPA LATERAL	1	153,94	153,94
RUEDA EXCÉNTRICA - ENGRANE	1	26,07	26,07
ÁNGULOS	NA	32,77	32,77
PERNOS - TUERCAS - ARANDELAS	NA	7,64	7,64
<b>TOTAL</b>			<b><u>495,19</u></b>

La carga total sobre la estructura de soporte está dada por la sumatoria total de las cargas de reacción y las cargas muertas. Los resultados se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3.2.7.** M2- Cargas Totales – Estructura Soporte

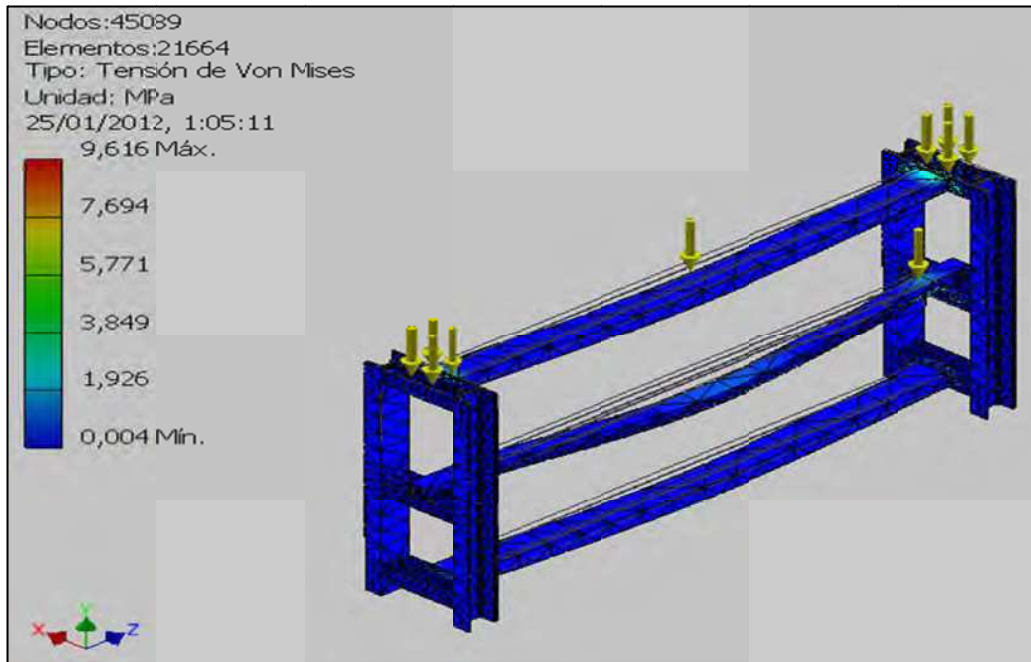
COMPONENTE ESTRUCTURAL	CARGAS DE REACCIÓN [N]	CARGAS MUERTAS [N]	TOTAL [N]
MARCO IZQUIERDO	487,24	508,06	995,30
MARCO DERECHO	1076,21	495,19	1571,40
VIGA SOPORTE DEL SERVOMOTOR	0,00	155,97	155,97

\*Nota: La carga muerta sobre la viga del servomotor corresponde al peso del servomotor y de las placas de soporte.

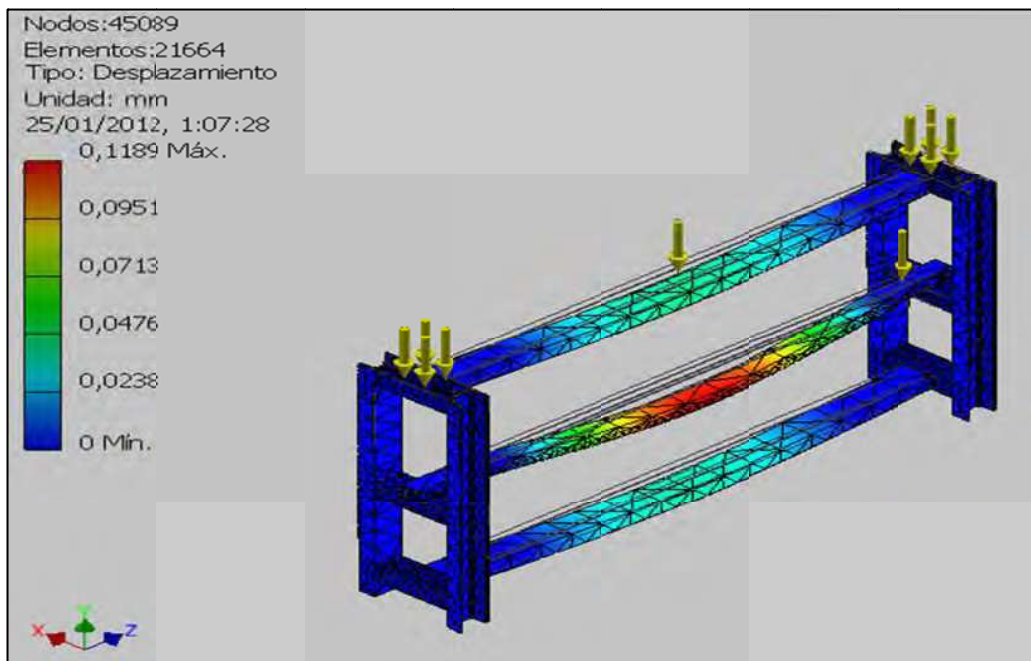
A partir del diseño preliminar para la selección de alternativas, se definió la utilización de los siguientes perfiles estructurales:

- Estructura de soporte en general: Canal C 80 x 45 x 6
- Viga soporte del servomotor: Canal C 50 x 38 x 5

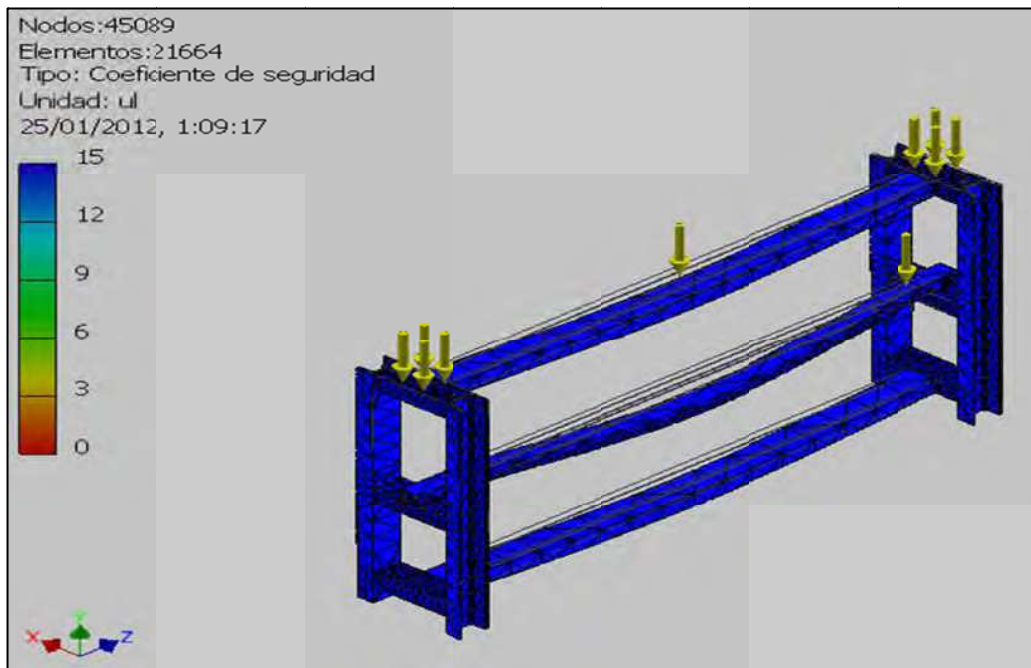
El análisis de cargas se realiza a partir del módulo de análisis de tensión del programa INVENTOR. Los resultados parciales se presentan a partir de las siguientes figuras:



**Figura 3.2.19.** M2– Estructura de soporte – Tensión de Von Mises



**Figura 3.2.20.** M2– Estructura de soporte – Desplazamiento



**Figura 3.2.21.** M2– Estructura de soporte – Coeficiente de seguridad

Los resultados globales del análisis de cargas sobre la estructura de soporte se presentan en la tabla 3.2.8:

**Tabla 3.2.8.** M2- Estructura de Soporte – Resumen de resultados – Análisis estático

DENOMINACIÓN	MÍNIMO	MÁXIMO
Volumen [mm <sup>3</sup> ]	9115700,0	9115700,0
Masa [kg]	71,6	71,6
Tensión de Von Mises [MPa]	0,004	9,618
Primera tensión principal [MPa]	-2,159	6,769
Tercera tensión principal [MPa]	-9,051	0,445
Desplazamiento [mm]	0,000	0,119
Coeficiente de seguridad [-]	15 su	15 su

### 3.1.5.3. Módulo 3

#### 3.1.5.3.1. Velocidad angular de los rodillos de arrastre

Para el cálculo de la velocidad angular de los rodillos de arrastre, se parte de los siguientes datos:

- Velocidad máxima de avance ( $V_{\text{máx.}}$ ): 20 m/min
- Velocidad mínima de avance ( $V_{\text{mín.}}$ ): 16 m/min
- Diámetro exterior de los rodillos de arrastre ( $\Phi_{\text{ROA}}$ ): 65 mm = 0,065 m

La velocidad angular ( $w$ ) se calcula a partir de la ecuación (Ec 3.1.1):

$$w_{\text{máx.}} = \frac{2V_{\text{máx.}}}{\Phi_{\text{ROA}}}$$

$$w_{\text{máx.}} = \frac{2(20)}{0,065} = 615,385 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

$$w_{\text{máx.}} = \frac{615,385 \text{ rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} = 97,942 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{máx.}} \cong 98 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{2V_{\text{mín.}}}{\Phi_{\text{ROA}}}$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{2(16)}{0,065} = 492,307 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{492,307 \text{ rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} = 78,35 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{mín.}} \cong 78,5 \text{ [RPM]}$$

#### 3.1.5.3.2. Dimensionamiento de las poleas sincrónicas

Para el dimensionamiento de las poleas sincrónicas se sigue el procedimiento detallado en la sección 3.1.5.1.2., para lo cual se toma en cuenta las siguientes consideraciones:

- Tipo de poleas: Poleas tipo H de 0,5 pulgadas de paso.
- Diámetro mínimo de la polea motriz: 64,66 mm (16 dientes).
- Velocidad mínima de giro del servomotor: 100 RPM.

A partir de la ecuación (Ec. 3.1.2.) se obtiene:

$$(16 \text{ dientes})(100 \text{ RPM}) = Z_2(78,5 \text{ RPM})$$

$$Z_2 = \frac{(16 \text{ dientes})(100 \text{ RPM})}{(78,5 \text{ RPM})} = 20,38 \approx 20 \text{ [dientes]}$$

**POLEA MOTRIZ:  $Z_1 = 16$  [dientes]**

**POLEA CONDUcida 5:  $Z_5 = 20$  [dientes]**

Por tanto la relación de transmisión (i) que se estaría manejando, viene dada por:

$$i = \frac{Z_5}{Z_1} = \frac{20}{16} = 1,25$$

$$i = 1,25$$

Dada la configuración del sistema de transmisión de movimiento, las poleas conducidas 1, 2 y 3 tienen una relación de transmisión  $i = 1$  con respecto a la polea motriz.

**POLEA CONDUcida 1:  $Z_1 = 16$  [dientes]**

**POLEA CONDUcida 2:  $Z_2 = 16$  [dientes]**

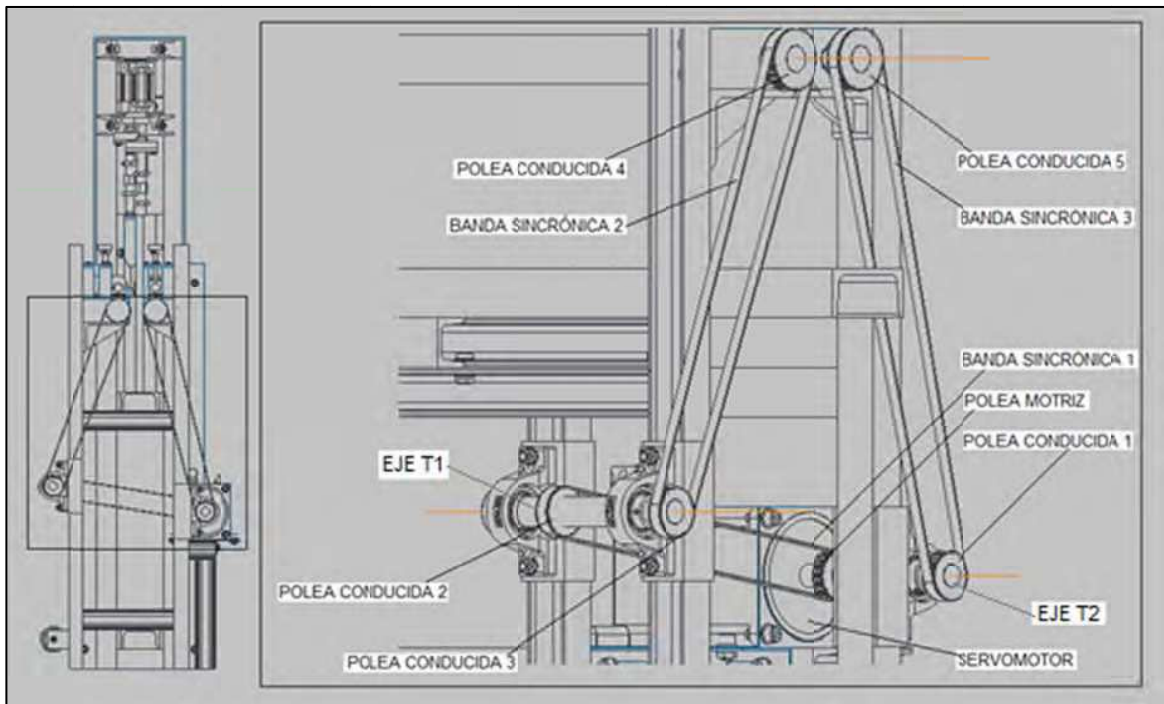
**POLEA CONDUcida 3:  $Z_3 = 16$  [dientes]**

La polea conducida 4 tiene una relación de transmisión  $i = 1,25$  con relación a la polea motriz.

**POLEA CONDUcida 4:  $Z_4 = 20$  [dientes]**



En la siguiente figura se identifican los elementos del sistema de transmisión de movimiento del módulo 3.



**Figura 3.3.1.** Módulo 3– Identificación de elementos del sistema de transmisión de movimiento.

#### 3.1.5.3.3. *Torque máximo y torque efectivo del servomotor*

Para calcular el torque máximo y el torque efectivo del servomotor es necesario determinar:

- El momento de inercia aplicado a cada elemento.
- La aceleración angular de cada elemento.
- El torque necesario para arrastrar las planchas de cartón.
- El torque necesario para vencer la fricción de los rodamientos.
- El torque de aceleración/desaceleración.

a) *Momento de inercia aplicado a cada elemento (I)*

El momento de inercia y la masa de los elementos móviles se calcula a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.4-3.1.6).



**Figura 3.3.2.** M3- Identificación de subcomponentes: A) Rodillo de arrastre superior, B) Rodillo de arrastre inferior.

A continuación se presenta la tabla de resultados del cálculo del momento de inercia para los componentes del módulo 3 que presentan movimiento rotacional, y que están identificados en la figura 3.3.2.

**Tabla 3.3.1.** M3-Resultados de cálculo de momento de inercia

COMPONENTE	SUBCOMPONENTE	CANTIDAD	MATERIAL		MASA m [kg]	INERCIA I [kg.m <sup>2</sup> ]
			DENOMINACIÓN	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]		
RODILLO SUPERIOR	Tubo	1	Acero Dulce	7860	9,507	1,19E-04
	Recubrimiento	1	Caucho	910	0,625	1,95E-06
<b>SUBTOTAL</b>					<b>20,264</b>	<b>2,42E-04</b>
RODILLO INFERIOR	Eje	1	Acero A36	7860	28,265	1,03E-02
	Recubrimiento	1	Caucho	910	1,201	1,50E-05
<b>SUBTOTAL</b>					<b>58,931</b>	<b>2,07E-02</b>
TRANSMISIÓN POR POLEAS	Polea 16H	4	Aleación Acero	7860	0,700	1,15E-04
	Polea 20H	2	Aleación Acero	7860	1,204	3,70E-04
	Eje T1	1	Acero A36	7860	1,186	1,19E-04
	Eje T2	1	Acero A36	7860	0,428	3,53E-05
<b>SUBTOTAL</b>					<b>6,824</b>	<b>1,36E-03</b>
<b>TOTAL</b>					<b>86,019</b>	<b>2,23E-02</b>

\*Nota: \*Para la obtención de los valores subtotaes se toma en cuenta la existencia de 2 rodillos de cada tipo.

b) *Aceleración angular ( $\alpha$ )*

Para determinar la aceleración angular, se parte de los siguientes datos:

- El sistema parte del reposo:  $w_0 = 0$  [rad/min]
- Tiempo de arranque:  $t = 0,25$  s
- Máxima velocidad angular de la polea motriz:  $w = 122,5$  [rpm] =  $769,7$  [rad/min]
- Máxima velocidad angular de las poleas conducidas 1, 2, y 3, y de los ejes T1 y T2:  $w = 122,5$  [rpm] =  $769,7$  [rad/min].
- Máxima velocidad angular de los rodillos de arrastre y de las poleas conducidas 4 y 5:  $w = 98$  [rpm] =  $615,4$  [rad/min].

La aceleración angular se calcula mediante la ecuación (Ec. 3.1.7). La simbología utilizada en dicha ecuación es la siguiente:

$\alpha_{ROA}$ : Aceleración angular de los rodillos de arrastre y de las poleas 4 y 5.

$\alpha_{PCET}$ : Aceleración angular de las poleas 1,2 y 3, y de los ejes T1 y T2.

$\alpha_{PM}$ : Aceleración angular de la polea motriz.

$$\alpha_{ROA} = \frac{\left(615,385 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 41,03 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{ROAS} = 41,03 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{PCET} = \frac{\left(769,7 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 51,31 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{PCET} = 52,31 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{PM} = \frac{\left(769,7 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 51,31 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{PM} = 51,31 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

c) *Torque para arrastrar las planchas de cartón desde el módulo 3 hacia el módulo 4 ( $T_{A34}$ )*

El torque para arrastrar las planchas de cartón ( $T_{A34}$ ) es igual al torque que ejerce el eje que compone el rodillo inferior de arrastre, tanto de entrada como de salida. Por tanto:

(Ec. 3.3.1)

$$T_{A34} = T_{ei}[\text{N.m}]$$

Siendo:  $T_{ei}$  = Torque que ejerce el eje del rodillo inferior, [Nm].

c.1) *Torque que ejerce el eje del rodillo inferior ( $T_{ei}$ )*

Para el análisis pertinente, se hace referencia a los diagramas de cuerpo libre presentados en la figura 3.3.3, y se establece la siguiente notación:

$N_{RS}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie de la plancha de cartón sobre la superficie del rodillo superior, [N].

$N_{RI}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie del rodillo inferior sobre la superficie de la plancha de cartón, [N].

$\mu_{cc}$  = Coeficiente de fricción por rodadura entre la superficie del recubrimiento de los rodillos y la superficie de la plancha de cartón (caucho – cartón), [-].

$W_{RS}$  = Peso del rodillo de arrastre superior, [N].

$W_{RI}$  = Peso del rodillo de arrastre inferior, [N].

$W_P$  = Peso de la plancha de cartón, [N].

$F_{rs}$  = Fuerza que ejercen los rodamientos contra el rodillo superior, [N].

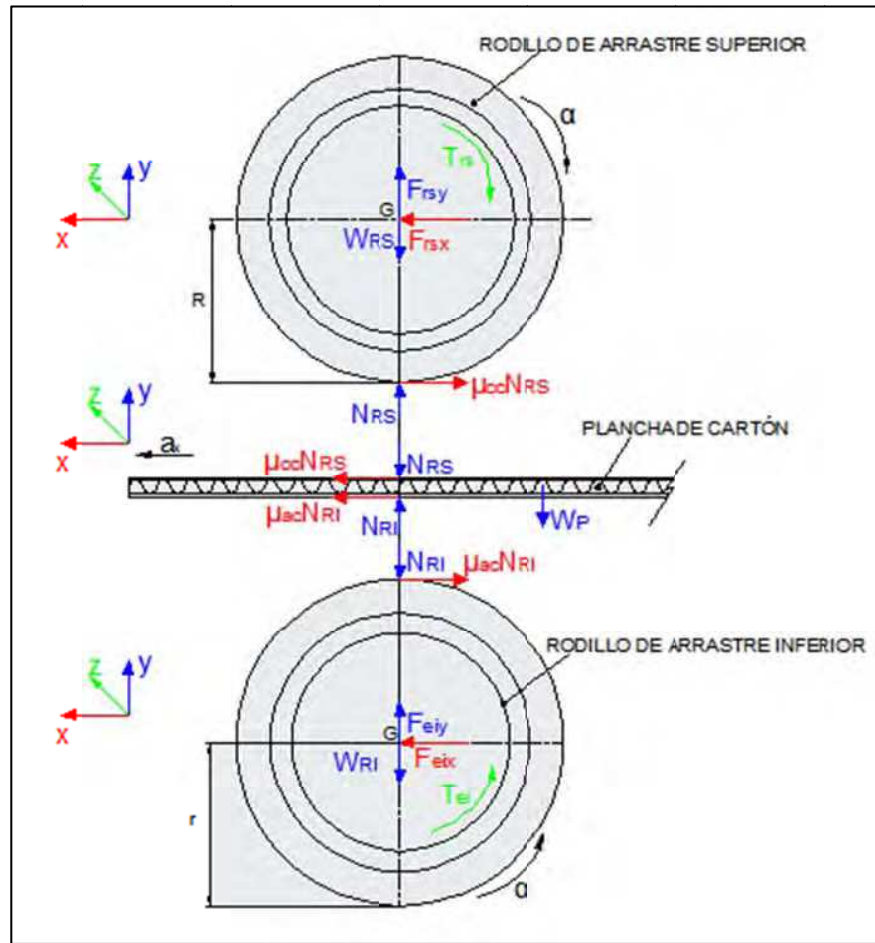
$F_{ei}$  = Fuerza que ejerce el eje del rodillo inferior, [N].

$T_{rs}$  = Torque que ejercen los rodamientos contra el rodillo superior, [Nm].

$T_{ei}$  = Torque que ejerce el eje del rodillo inferior, [Nm].

$R$  = Radio del rodillo de arrastre superior.

$r$  = Radio del rodillo de arrastre inferior.



**Figura 3.3.3.** M3– Diagramas del cuerpo libre de elementos involucrados en el arrastre de las planchas de cartón.

Los cálculos se realizan en base al conocimiento de los siguientes datos:

- Coeficiente de fricción por rodadura -Caucho-Cartón ( $\mu_{cc}$ ): 0,075 <sup>[79]</sup>
- Masa de la plancha de cartón prensado ( $m_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}}$ ): 3,275 [kg]
- Aceleración lineal en la dirección x ( $a_{x \text{ PLANCHA DE CARTÓN}}$ ): 0,667 [m/s<sup>2</sup>]
- Longitud de cada rodillo (L): 1400 [mm]

<sup>79</sup> TABLA 3.1.2: Coeficientes de Fricción por Rodadura.

Para las planchas de cartón, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.3.3, y a partir de la ecuación (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = (ma_x)_{\text{PLANCHA DE CARTÓN}} \quad (\text{Ec. 3.3.2})$$

$$\mathbf{N}_{\text{RI}} = \frac{ma_x - \mu_{\text{cc}}N_{\text{RS}}}{\mu_{\text{cc}}} \text{ [N]}$$

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \quad (\text{Ec. 3.3.3})$$

$$\mathbf{N}_{\text{RI}} = N_{\text{RS}} + W_P \text{ [N]}$$

Por combinación de las ecuaciones (Ec. 3.3.2) y (Ec. 3.3.3), se obtiene:

$$(\text{Ec. 3.3.4})$$

$$\mathbf{N}_{\text{RS}} = \frac{ma_x - \mu_{\text{cc}}W_P}{2\mu_{\text{cc}}} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{N}_{\text{RS}} = \frac{(3,275)(0,667) - (0,075)(3,275)(9,8)}{2(0,075)} = 13,3 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{N}_{\text{RS}} = 13,3 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.3.3)

$$\mathbf{N}_{\text{RI}} = 13,3 + (3,275)(9,8) = 45,4 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{N}_{\text{RI}} = 45,4 \text{ [N]}$$

Para el rodillo de arrastre superior, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.3.3, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \quad (\text{Ec. 3.3.5})$$

$$\mathbf{F}_{\text{rsx}} = \mu_{\text{cc}}N_{\text{RS}} = (0,075)(13,3) = 0,9975 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{\text{rsx}} = 0,9975 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

(Ec. 3.3.6)

$$F_{rsy} = W_{RS} - N_{RS} = (10,132)(9,8) - 13,3 = 86 \text{ [N]}$$

$$F_{rsy} = 86 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{Gz} = I\alpha_z$$

(Ec. 3.3.7)

$$T_{rs} = I\alpha_z - \mu_{cc}N_{RS}R$$

$$T_{rs} = (1,21E - 04)(41,03) + (0,075)(13,3)(0,0325) = 0,04 \text{ [Nm]}$$

$$T_{rs} = 0,04 \text{ [Nm]}$$

Para el rodillo de arrastre inferior, según el diagrama del cuerpo libre presentado en la figura 3.3.3, y a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.9) y (Ec. 3.1.10) se tiene:

$$\sum F_x = 0$$

(Ec. 3.3.8)

$$F_{eix} = \mu_{cc}N_{RI} = (0,075)(45,4) = 3,405 \text{ [N]}$$

$$F_{eix} = 3,405 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

(Ec. 3.3.9)

$$F_{eiy} = N_{RI} + W_{RRI} = 45,4 + (1,201)(9,8) = 57,2 \text{ [N]}$$

$$F_{eiy} = 57,2 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{Gz} = I\alpha_z$$

(Ec. 3.3.10)

$$T_{ei} = I\alpha_z + r\mu_{ac}N_{RI}$$

$$T_{ei} = (1,5E - 05)(41,03) + (0,0325)(0,075)(45,4) = 0,111 \text{ [Nm]}$$

$$T_{ei} = 0,111 \text{ [Nm]}$$

A partir de la ecuación (Ec. 3.3.1), el torque total de arrastre está dado por:

$$\mathbf{T}_{A34} = 2 \times T_{ei} \text{ [N. m]}$$

$$\mathbf{T}_{A34} = 2 \times (0,111) = 0,223 \text{ [N. m]}$$

$$\mathbf{T}_{A34} = 0,223 \text{ [N. m]}$$

\*Nota: El factor (2) introducido en la ecuación (Ec. 3.3.1) hace referencia a la existencia de dos rodillos inferiores de arrastre, uno de entrada y otro de salida.

*d) Torque para vencer la fricción de los rodamientos. ( $T_{FR}$ )*

En caso de producirse deflexión en los ejes, es necesario que los rodamientos sean insensibles a las desalineaciones angulares de cada eje en relación al soporte, por lo cual se utilizan rodamientos de bolas a rótula.

Para los rodillos inferiores de arrastre, a partir del dimensionamiento previo y de la preselección de rodamientos, se tiene:

- Designación del rodamiento: SKF – 2206 ETN9 <sup>[80]</sup>
- Diámetro del agujero del rodamiento (d): 30 [mm] <sup>[80]</sup>
- Carga dinámica admisible (C): 23,8 [kN] <sup>[80]</sup>
- Coeficiente de fricción constante del rodamiento ( $\mu$ ): 0,001 <sup>[81]</sup>

A partir de la ecuación (Ec. 3.1.22):

$$\mathbf{T}_{FRI} = 0,05\mu Cd \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{FRI} = 0,05(0,001)(23800)(0,03) = 0,0357 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{FRI} = 0,0357 \text{ [Nm]}$$

<sup>80</sup> ANEXO 3.4.3: Especificaciones rodamiento de bolas a rótula SKF – 2206ETN9

<sup>81</sup> ANEXO 3.4.1: Coeficientes de fricción constante para rodamientos sin obturaciones



Cada rodillo de arrastre cuenta con 2 rodamientos, por lo cual el torque total para vencer la fricción de los rodamientos está dado por:

$$\mathbf{T_{FRI-TOTAL}} = 4 \times T_{FR} = 4 \times 0,0357 = 0,1428 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_{FRI-TOTAL}} = 0,1428 \text{ [Nm]}$$

Para los rodillos superiores de arrastre, a partir del dimensionamiento previo, y de la preselección de rodamientos, se tiene:

- Designación del rodamiento: SKF – 2205 ETN9<sup>[82]</sup>
- Diámetro del agujero del rodamiento (d): 25 [mm]<sup>[82]</sup>
- Carga dinámica admisible (C): 16,8 [kN]<sup>[82]</sup>
- Coeficiente de fricción constante del rodamiento<sup>[83]</sup> ( $\mu$ ): 0,001

A partir de la ecuación (Ec. 3.1.25):

$$\mathbf{T_{FRS}} = 0,05\mu Cd \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_{FRS}} = 0,05(0,001)(16800)(0,025) = 0,021 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_{FRS}} = 0,021 \text{ [Nm]}$$

Dado que cada rodillo arrastre cuenta con 2 rodamientos, el torque total para vencer la fricción de los rodamientos está dado por:

$$\mathbf{T_{FRRS-TOTAL}} = 4 \times T_{FR} = 4 \times 0,021 = 0,084 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_{FRS-TOTAL}} = 0,084 \text{ [Nm]}$$

<sup>82</sup> ANEXO 3.4.4: Especificaciones rodamiento de bolas a rótula SKF – 2205ETN9

<sup>83</sup> ANEXO 3.4.1: Coeficientes de fricción constante para rodamientos sin obturaciones

e) *Torque de aceleración/desaceleración (T<sub>a</sub>)*

En primera instancia, se determina el torque de carga total, equivalente a la sumatoria del torque necesario para arrastrar las planchas de cartón y el torque para vencer la fricción de los rodamientos, por tanto:

(Ec. 3.3.11)

$$\mathbf{T_L} = T_{A34} + T_{FRI-TOTAL} + T_{FRS-TOTAL} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_L} = 0,223 + 0,1428 + 0,084 = 0,45 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_L} = 0,45 \text{ [Nm]}$$

Para calcular el torque de aceleración/desaceleración se realiza una preselección del servomotor, en base a las condiciones de la ecuación (Ec. 3.1.27) y (Ec. 3.1.28):

En (Ec. 3.1.24):

$$\mathbf{I_{SM}} \geq \frac{I_{TOTAL}}{30} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$\mathbf{I_{SM}} \geq \frac{0,0223}{30} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$\mathbf{I_{SM}} \geq 7,43E - 04 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

En (Ec. 3.1.25):

$$\mathbf{T_N} \geq \frac{T_L}{0,8} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_N} \geq \frac{0,45}{0,8} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_N} \geq 0,5625 \text{ [Nm]}$$

A partir de la revisión del catálogo de servomotores SELEMA – SERIE ST115 [ANEXO 3.5.1], el modelo que cumple con las condiciones de la ecuación (Ec. 3.1.24) y (Ec. 3.1.25), es el servomotor de código: ST115-7, a partir de lo cual:

$$\mathbf{I_{SM}} = 8,8E - 04 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$\mathbf{T_N} = 7 \text{ [Nm]}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (Ec 3.1.23):

$$\mathbf{T}_\alpha = \frac{2\pi n}{60t_A} \times \left( I_{SM} + \frac{I_{TOTAL}}{\eta} \right) \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_\alpha = \frac{2\pi(122,5)}{60(0,25)} \times \left( 8,8E - 04 + \frac{0,0223}{0,97} \right) = 1,23 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_\alpha = 1,23 \text{ [Nm]}$$

#### *TORQUE MÁXIMO DEL SERVOMOTOR ( $T_{MSM}$ )*

El torque máximo del servomotor está dado por la ecuación (Ec. 3.1.30):

$$\mathbf{T}_{MSM} = T_\alpha + T_L \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{MSM} = 1,23 + 0,45 = 1,68 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{MSM} = 1,68 \text{ [Nm]}$$

#### *TORQUE EFECTIVO DEL SERVOMOTOR ( $T_{rms}$ )*

El torque efectivo del servomotor se determina en relación a la figura 3.1.7, para lo cual se conoce los siguientes datos:

- Torque máximo ( $T_1$ ): 1,68 [Nm]
- Torque de carga externa total ( $T_2$ ): 0,45 [Nm]
- Tiempo de aceleración/desaceleración ( $t_1/t_3$ ): 0,25 [s]
- Tiempo efectivo de trabajo ( $t_2$ ): 1,5 [s]
- Tiempo de pausa ( $t_4$ ): 0,25 [s]

El torque de frenado está dado por la ecuación (Ec. 3.1.29):

$$\mathbf{T}_3 = -|T_L - T_\alpha| \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_3 = -|0,45 - 1,23| = -0,78 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_3 = -0,78 \text{ [Nm]}$$

El torque efectivo del servomotor se calcula a partir de la ecuación (Ec. 3.1.28):

$$\mathbf{T_{rms}} = \sqrt{\frac{(T_1^2 \times t_1) + (T_2^2 \times t_2) + (T_3^2 \times t_3)}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_{rms}} = \sqrt{\frac{[(1,68)^2 \times 0,25] + [(0,45)^2 \times 1,5] + [(-0,78)^2 \times 0,25]}{0,25 + 1,5 + 0,25 + 0,25}} = 0,72 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T_{rms}} = 0,72 \text{ [Nm]}$$

A partir de la obtención del torque máximo y del torque efectivo del servomotor, se comprueba que el modelo de servomotor preseleccionado cumple con todos los requerimientos y condiciones establecidas.

**SERVOMOTOR<sub>M3</sub>: SELEMA – ST115 – 7**

#### 3.1.5.3.4. Selección de las bandas sincrónicas

Las bandas sincrónicas se seleccionan a partir del procedimiento detallado en el anexo 3.2.1. Los pasos a seguir son los siguientes:

a) *Determinar la potencia de diseño.*

La potencia de diseño se calcula a partir de la ecuación (Ec. 3.1.31):

$$\mathbf{P_{DISEÑO}} = \frac{0,8 \times T_N \times n}{9550} \times F.S \text{ [kW]}$$

El factor de servicio (F.S) es el mismo definido para el módulo 1. Entonces, la potencia de diseño es:

$$\mathbf{P_{DISEÑO}} = \frac{0,8 \times 7 \times 122,5}{9550} \times 1,3 = 0,0934 \text{ [kW]}$$

$$\mathbf{P_{DISEÑO}} = 0,0934 \text{ [kW]}$$

$$\mathbf{P_{DISEÑO}} = 0,125 \text{ [HP]}$$

b) *Seleccionar el paso de la banda.*

El paso de la banda fue determinado en la sección 3.1.5.3.2. La banda que se utilizará será tipo H de 0,5 pulgadas de paso.

c) *Determinar la relación de transmisión.*

La relación de transmisión se determinó en la sección 3.1.5.3.2. La relación de transmisión es:  $i = 1,25$ .

d) *Determinar el tamaño de las poleas.*

El tamaño de las poleas se determinó en la sección 3.1.5.3.2.:

- Polea Motriz: 16H
- Polea Conducida 1: 16H
- Polea Conducida 2: 16H
- Polea Conducida 3: 16H
- Polea Conducida 4: 20H
- Polea Conducida 5: 20H

e) *Determinar la longitud de la banda y la distancia entre centros.*

Para calcular la longitud de las bandas ( $L_b$ ) se aplica la ecuación (Ec. 3.1.32):

$$L_b = 2C + 1,57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

Siendo: C = Distancia entre centros.

$D_p$  = Diámetro de paso de la polea grande.

$d_p$  = Diámetro de paso de la polea pequeña.

Para la banda sincrónica 1:

$$L_b = 2(431,8) + 1,57(64,681 + 64,681) + \frac{(64,681 - 64,681)^2}{4(431,8)} = 1066,7 \text{ [mm]}$$

$$L_b = 1066,7 \text{ [mm]}$$

Según las tablas de selección <sup>[84]</sup>, la longitud normalizada de paso es 42 pulgadas (1066,7 mm). Debido a que no se utiliza polea tensora, es necesario ajustar la distancia entre centros, a partir de la ecuación (Ec. 3.1.33):

$$C_{CORREGIDO} = C_{ANTERIOR} - \frac{L_b\text{-CALCULADA} - L_b\text{-NORMALIZADA}}{2}$$

$$C_{CORREGIDO} = 431,8 - \frac{1066,7 - 1066,8}{2} = 431,85 \text{ [mm]}$$

$$C_{CORREGIDO} = 431,85 \text{ [mm]}$$

$$L_b\text{-NORMALIZADA} = 1066,8 \text{ [mm]} (\text{Denominación: 420H})$$

Para la banda sincrónica 2:

$$L_b = 2(495,544) + 1,57(80,85 + 64,681) + \frac{(80,85 - 64,681)^2}{4(495,544)} = 1219,7 \text{ [mm]}$$

$$L_b = 1219,7 \text{ [mm]}$$

Según las tablas de selección <sup>[85]</sup>, la longitud normalizada de paso es 48 pulgadas (1219,2 mm), por lo que dado que no se utiliza polea tensora, será necesario ajustar la distancia entre centros, a partir de la ecuación (Ec. 3.1.33):

$$C_{CORREGIDO} = 495,544 - \frac{1219,7 - 1219,2}{2} = 495,29 \text{ [mm]}$$

$$C_{CORREGIDO} = 495,29 \text{ [mm]}$$

$$L_b\text{-NORMALIZADA} = 1219,2 \text{ [mm]} (\text{Denominación: 480H})$$

---

<sup>84</sup> ANEXO 3.2.2: Selección de bandas sincrónicas (H) HEAVY -38mm WIDE BELT – Belt Designation.

Para la banda sincrónica 3:

$$L_b = 2(533,32) + 1,57(80,85 + 64,681) + \frac{(80,85 - 64,681)^2}{4(533,32)} = 1295,25 \text{ [mm]}$$

$$L_b = 1295,25 \text{ [mm]}$$

Según las tablas de selección <sup>[85]</sup>, la longitud normalizada de paso es 51 pulgadas (1295,4 mm), por lo que dado que no se utiliza polea tensora, será necesario ajustar la distancia entre centros, a partir de la ecuación (Ec. 3.1.36):

$$C_{CORREGIDO} = 536,7 - \frac{1295,25 - 1295,4}{2} = 533,4 \text{ [mm]}$$

$$C_{CORREGIDO} = 533,4 \text{ [mm]}$$

$$L_{b-NORMALIZADA} = 1295,4 \text{ [mm]} \text{ (Denominación: 510H)}$$

f) *Determinar el ancho de la banda*

Para determinar el ancho de la banda ( $a_b$ ) se aplica la ecuación (Ec.3.1.34):

$$a_b = \frac{P_{DISEÑO}}{P_{ab}}$$

Se conoce los siguientes datos:

- Potencia por ancho de banda ( $P_{ab}$ ): 0,353 [HP/in] <sup>[86]</sup>

$$a_b = \frac{0,125}{0,353} = 0,354 \text{ [in]}$$

$$a_{b-NORMALIZADA} = 0,75 \text{ [in]} = 19,05 \text{ [mm]}$$

**DENOMINACIÓN BANDA SINCRÓNICA 1<sub>M3</sub>: 420H075**

**DENOMINACIÓN BANDA SINCRÓNICA 2<sub>M3</sub>: 480H075**

**DENOMINACIÓN BANDA SINCRÓNICA 3<sub>M3</sub>: 510H075**

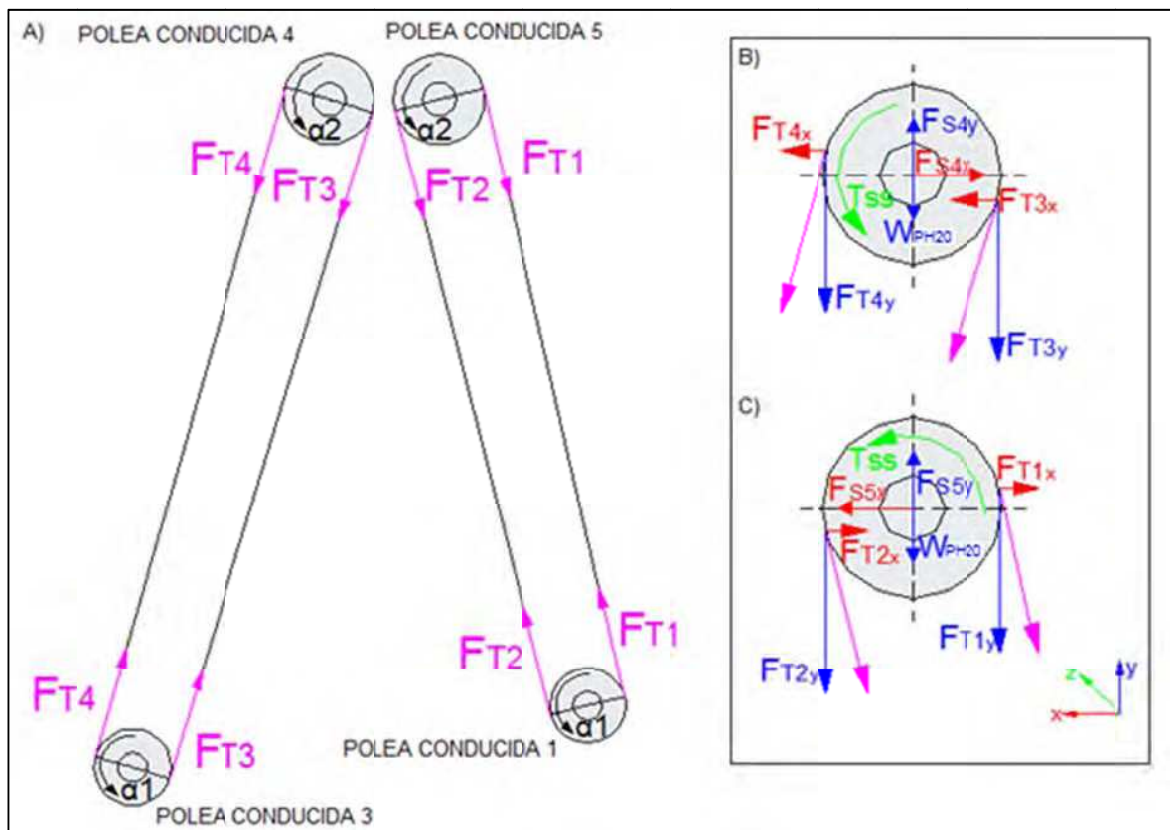
<sup>85</sup> ANEXO 3.2.2: Selección de bandas sincrónicas (H) HEAVY -38mm WIDE BELT – Belt Designation.

<sup>86</sup> ANEXO 3.2.2: Selección de bandas sincrónicas – TABLE11: POWER RATINGS, HEAVY (H) PITCH

### 3.1.5.3.5. Dimensiones de sección de los ejes que soportan los rodillos de arrastre

A partir del diseño preliminar para la selección de alternativas y por la retroalimentación del cálculo en base a los resultados de la evaluación de parámetros, a continuación se identifican las secciones críticas de cada eje en base a los resultados de momento flector y deflexión máximos.

Para encontrar todas las cargas externas que actúan sobre los ejes, hace falta determinar las fuerzas que ejercen las poleas conducidas sobre cada eje, para lo cual se hace referencia a la figura 3.3.4.



**Figura 3.3.4.** M3– A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 4. C) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 5.



Para el análisis en base a la figura 3.3.4, se establece la siguiente notación:

$F_{S4}$  = Fuerza de reacción ejercida por la polea conducida 4 contra el eje, [N].

$F_{S5}$  = Fuerza de reacción ejercida por la polea conducida 5 contra el eje, [N].

$F_{T\#}$  = Fuerza de tensión en entrada/salida de la banda síncrona, [N].

$T_{SS}$  = Torque ejercido por la polea contra el eje, [N].

$\alpha$  = Aceleración angular en el sentido de giro, [rad/s<sup>2</sup>].

$W_{PH20}$  = Peso de la polea conducida de 20dientes (ingreso y salida), [N].

\*Nota: En la figura 3.3.4 se hace referencia a la identificación de elementos del sistema de transmisión de potencia, presentada en la figura 3.3.1.

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Masa de la polea conducida de 20 dientes ( $m_{PH20}$ ): 1,1 [kg] <sup>[87]</sup>
- Fuerza de tensión en entrada de la polea conducida 5 ( $F_{T1}$ ): 17,331 [N].
- Fuerza de tensión en entrada de la polea conducida 4 ( $F_{T3}$ ): 17,331 [N].
- Fuerza de tensión en salida de la polea conducida 5 ( $F_{T2}$ ): 103,91 [N].
- Fuerza de tensión en salida de la polea conducida 4 ( $F_{T4}$ ): 103,91 [N].

\*Nota: Los valores correspondientes a la magnitud de las fuerzas de tensión en entrada/salida se obtienen a partir del módulo de cálculo del generador de componentes de correas síncronas del programa INVENTOR.

Para la polea conducida 5, a partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.3.12)

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{S5x} = F_{T1x} + F_{T2x} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S5x} = 17,331(\cos 77^\circ) + 103,91(\cos 76^\circ) = 29,04 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S5x} = 29,04 \text{ [N]}$$

<sup>87</sup> ANEXO 3.1.4: Especificaciones Polea Síncrona SKF 20H075.

(Ec. 3.3.13)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{S5y} = W_{PH20} + F_{T1y} + F_{T2y} \text{ [N]}$$

$$F_{S5y} = (1,1)(9,8) + 17,331(\text{sen}77^\circ) + 103,91(\text{sen}76^\circ) = 128,5 \text{ [N]}$$

$$F_{S5y} = 128,5 \text{ [N]}$$

Para la polea conducida 4, a partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.3.14)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{S4x} = F_{T3x} + F_{T4x} \text{ [N]}$$

$$F_{S4x} = 17,331(\text{cos}74^\circ) + 103,91(\text{cos}73^\circ) = 35,16 \text{ [N]}$$

$$F_{S4x} = 35,16 \text{ [N]}$$

(Ec. 3.3.15)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{S4y} = W_{PH20} + F_{T3y} + F_{T4y} \text{ [N]}$$

$$F_{S4y} = (1,1)(9,8) + 17,331(\text{sen}74^\circ) + 103,91(\text{sen}73^\circ) = 126,81 \text{ [N]}$$

$$F_{S4y} = 126,81 \text{ [N]}$$

\*Nota: La definición de la orientación (ángulos de acción) de los vectores de fuerzas involucradas, se realiza mediante la esquematización a escala del sistema de transmisión de potencia en AutoCAD.

Una vez determinadas todas las cargas exteriores que actúan sobre los ejes que accionan los rodillos de arrastre de ingreso y salida para el módulo 3, se realiza el análisis de fuerzas de cuerpo libre para cada eje (Figura 3.3.5 y 3.3.6) y se obtiene los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión.

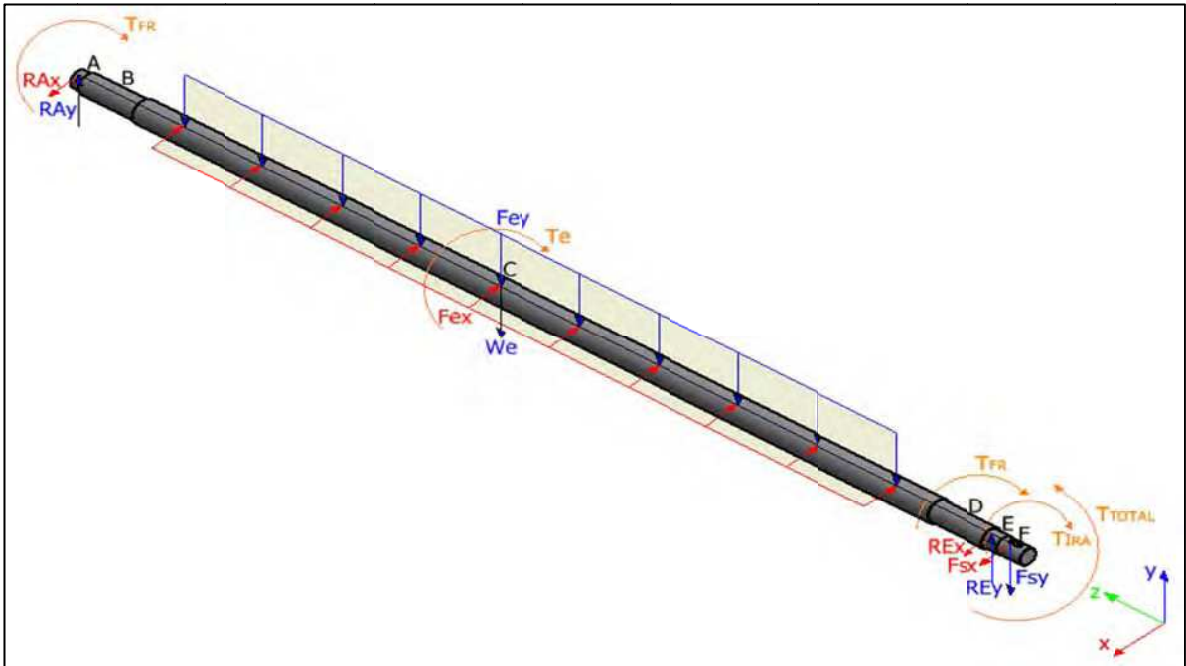


Figura 3.3.5. M3– Diagrama de cuerpo libre del eje que porta el rodillo inferior.

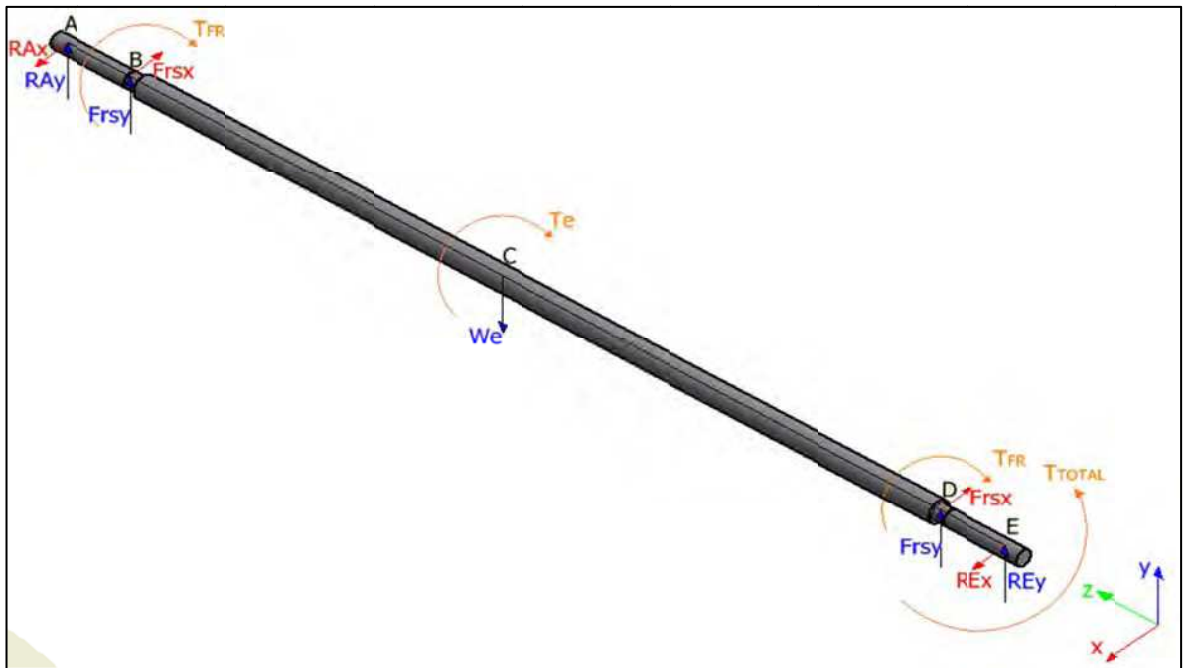


Figura 3.3.6. M3– Diagrama de cuerpo libre del eje que porta el rodillo superior.

Para el análisis en base a la figura 3.3.5 y 3.3.6, se establece la siguiente notación:

$W_e$  = Peso del eje, [N].

$F_{ex/y}$  = Fuerzas que ejerce el rodillo de arrastre contra el eje, [N].

$F_{Sx/y}$  = Fuerza que ejerce la polea conducida contra el eje, [N].

$F_{rsx/y}$  = Fuerza que ejerce el rodamiento contra el eje fijo, [N].

$R_{Ax/y}$  = Reacción en el apoyo del extremo izquierdo del eje, [N].

$R_{Ex/y}$  = Reacción en el apoyo del extremo derecho del eje, [N].

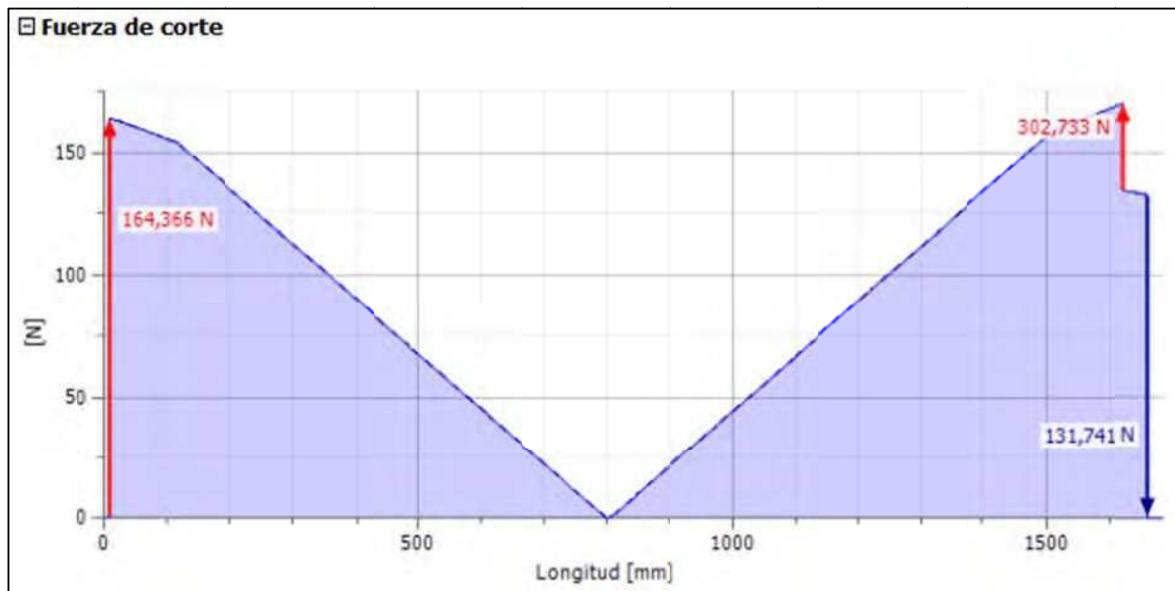
$T_e$  = Torque ejercido sobre el eje superior/inferior, [Nm].

$T_{FR}$  = Torque para vencer la fuerza de rozamiento de los rodamientos, [Nm].

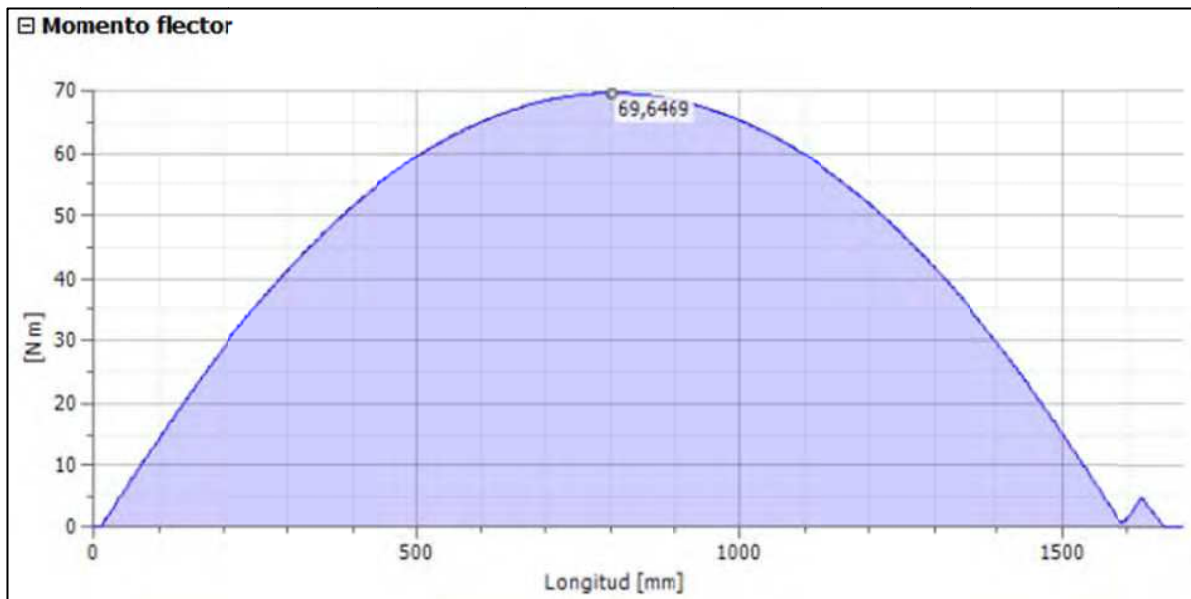
$T_{IRA}$  = Torque para vencer la inercia de los rodillos de corte, [Nm].

$T_{TOTAL}$  = Torque total transmitido, [Nm].

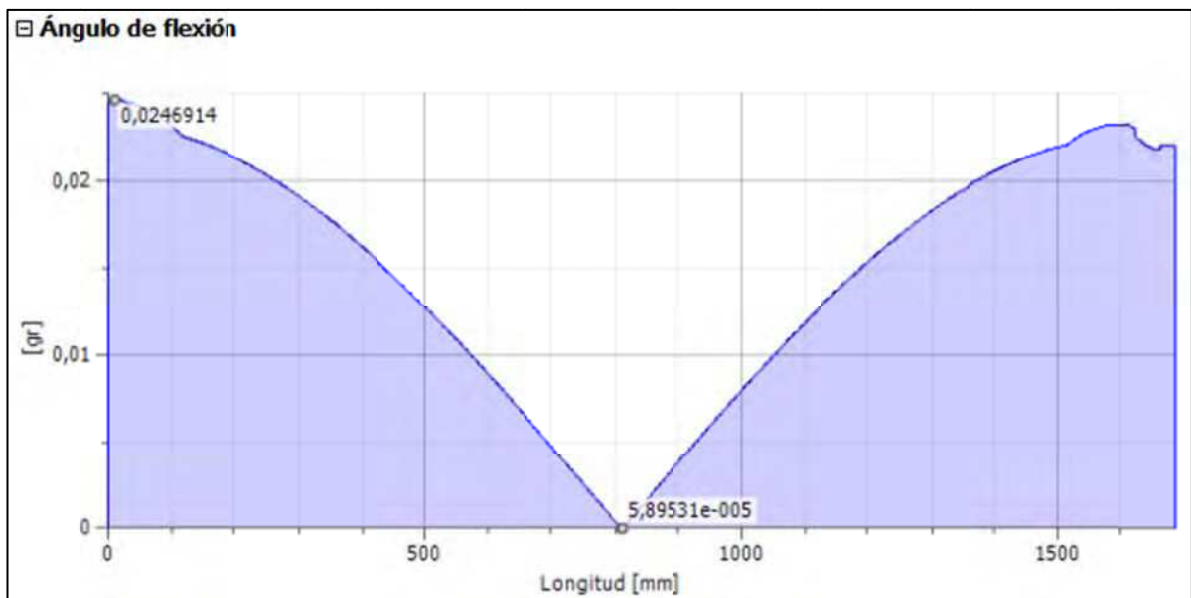
Los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión se obtienen mediante el módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.



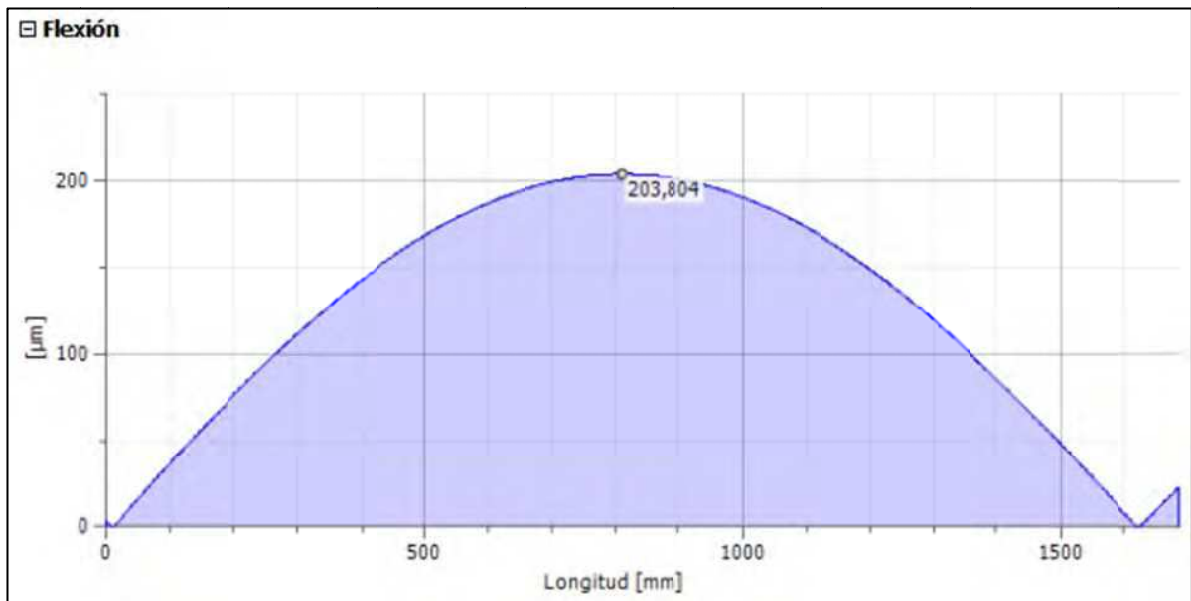
**Figura 3.3.7.** M3– Diagrama de cortante para los ejes que portan los rodillos inferiores de arrastre.



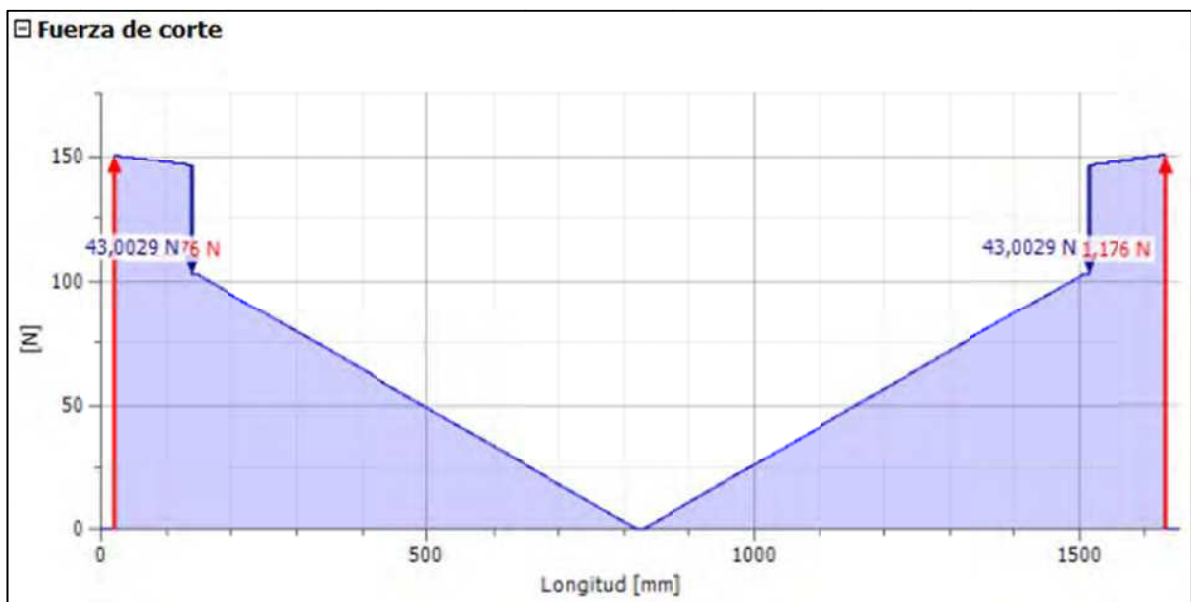
**Figura 3.3.8.** M3– Diagrama de momento flector para los ejes que portan los rodillos inferiores de arrastre.



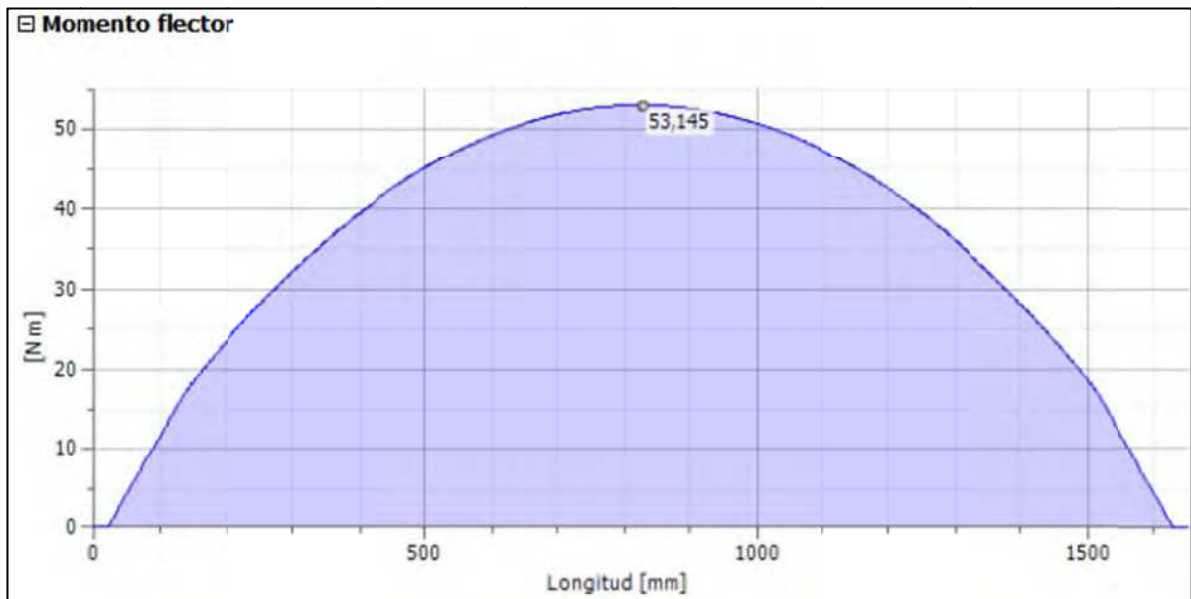
**Figura 3.3.9.** M3– Diagrama de ángulo de flexión para los ejes que portan los rodillos inferiores de arrastre.



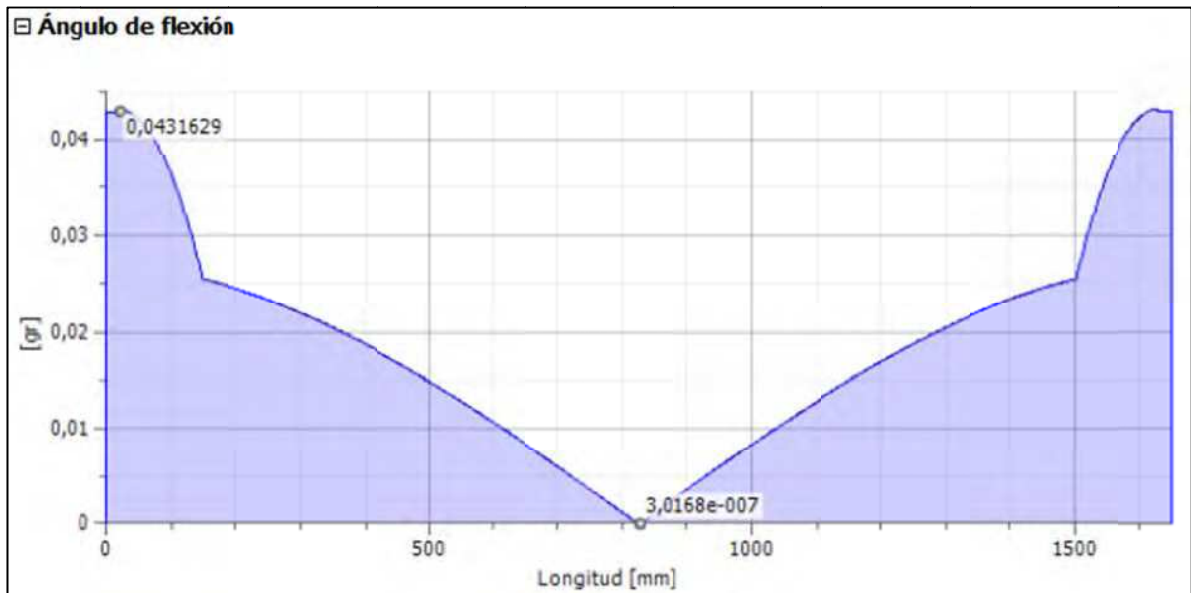
**Figura 3.3.10.** M3– Diagrama de deflexión para los ejes que portan los rodillos inferiores de arrastre.



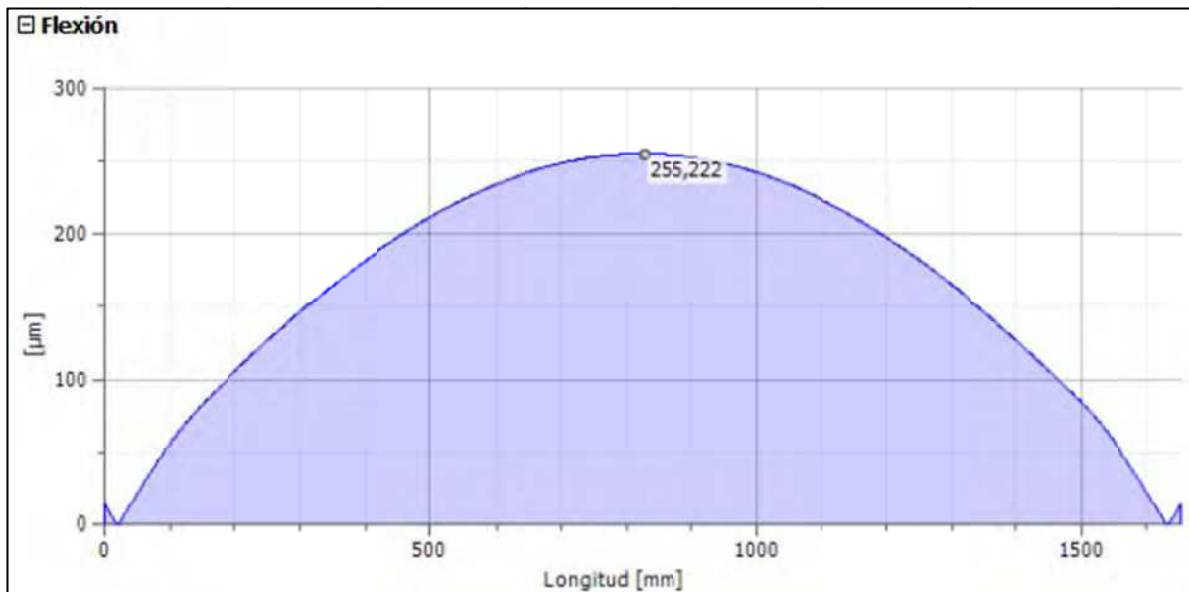
**Figura 3.3.11.** M3– Diagrama de cortante para los ejes que portan los rodillos superiores de arrastre.



**Figura 3.3.12. M3–** Diagrama de momento flector para los ejes que portan los rodillos superiores de arrastre.



**Figura 3.3.13. M3–** Diagrama de ángulo de flexión para los ejes que portan los rodillos superiores de arrastre.



**Figura 3.3.14.** M3– Diagrama de deflexión para los ejes que portan los rodillos superiores de arrastre.

Las tablas 3.3.2 y 3.3.3 presentan los resultados del dimensionamiento de las secciones de los ejes que portan los rodillos de arrastre:

**Tabla 3.3.2.** M3-Resultados de cálculos para ejes que portan los rodillos de arrastre.

COMPONENTE	EJE SUPERIOR (FIJO)		EJE INFERIOR	
	SECCIÓN	TOTAL	SECCIÓN	TOTAL
FUERZA DE REACCIÓN EN LOS SOPORTES (R <sub>#</sub> ) [N]	A	151,176	A	164,366
	E	151,176	E	302,733
MOMENTO MÁXIMO [Nm]	C	69,650	C	53,150
PENDIENTE MÁXIMA [rad]	B	0,0005	A	0,0003
	D	0,0005	E	0,0003
	A/E	0,0007	F	0,0003
DEFLEXIÓN MÁXIMA [mm]	C	0,255	C	0,203
	B/D	0,078	F	0,015
ESFUERZO MÁXIMO [MPa]	C	11,968	C	4,264

\*Nota: \*Los puntos de sección se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.



**Tabla 3.3.3.** M3-Dimensionamiento de ejes que portan los rodillos de arrastre.

EJE SUPERIOR (FIJO)		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A-B	25	147
C	50	1356
D-E	25	147
EJE INFERIOR		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A	30	20
B	40	95
C	50	1400
D	40	95
E	30	24
F	28	50

\*Nota: \*Las secciones se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

### 3.1.5.3.6. Dimensiones de sección de los ejes para la transmisión de movimiento en conjunto de los rodillos de arrastre de ingreso y salida

Los ejes para la transmisión de movimiento en conjunto de los rodillos de arrastre de ingreso y salida, son aquellos identificados como eje T1 y eje T2 en la figura 3.3.1. Se parte del cálculo de las fuerzas que ejercen la polea motriz y la polea conducida 2 (Figura 3.3.1.) sobre cada eje, para lo cual se hace referencia a la figura 3.3.15.

Para el análisis en base a la figura 3.3.15, se establece la siguiente notación:

$F_{sm}$  = Fuerza de reacción ejercida por la polea motriz contra el eje, [N].

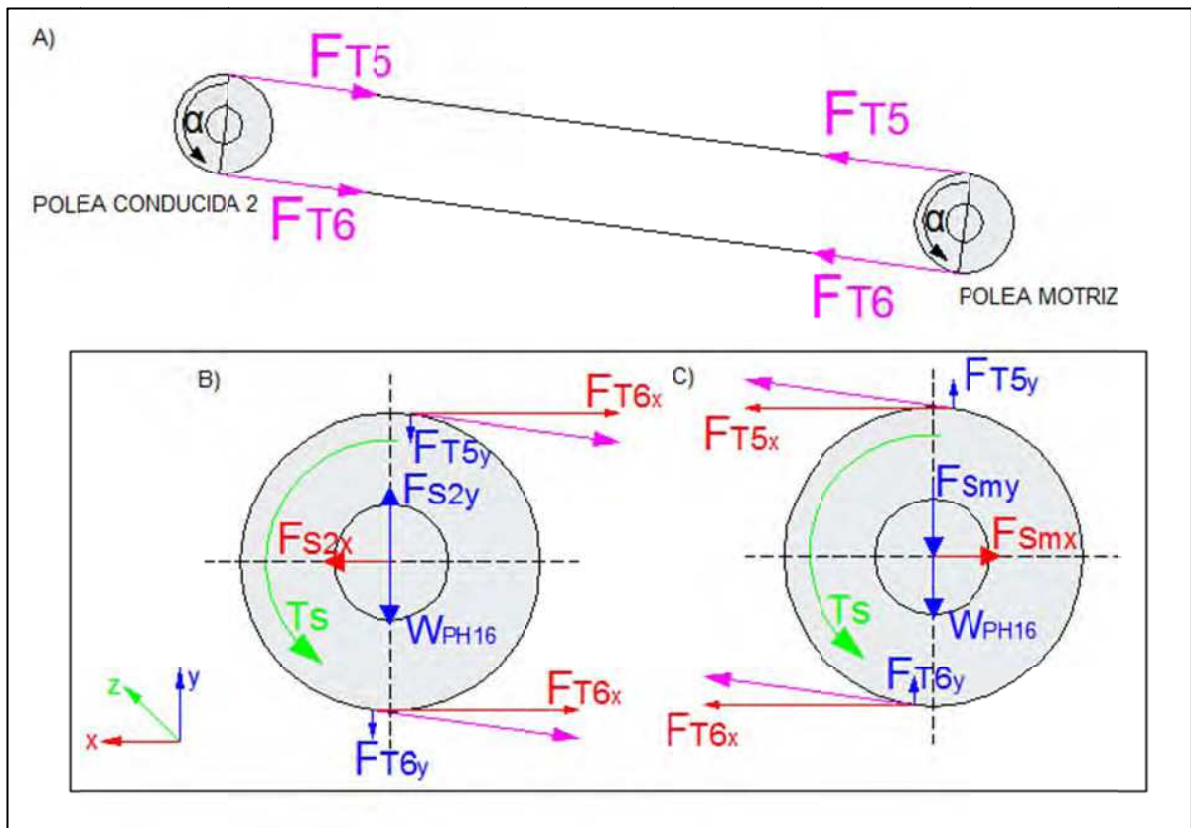
$F_{s2}$  = Fuerza de reacción ejercida por la polea conducida 2 contra el eje, [N].

$F_{T\#}$  = Fuerza de tensión en entrada/salida de la banda síncrona, [N].

$T_s$  = Torque ejercido por la polea contra el eje, [N].

$\alpha$  = Aceleración angular en el sentido de giro, [rad/s<sup>2</sup>].

$W_{PH116}$  = Peso de la polea de 16 dientes, [N].



**Figura 3.3.15. M3–** A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 2. C) Diagrama del cuerpo libre de la polea motriz.

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Masa de la polea de 16 dientes ( $m_{PH16}$ ): 0,45 [kg]<sup>[88]</sup>
- Fuerza de tensión en entrada de la polea motriz ( $F_{T5}$ ): 54,45 [N].
- Fuerza de tensión en salida de la polea motriz ( $F_{T6}$ ): 326,55 [N].

\*Nota: Los valores correspondientes a la magnitud de las fuerzas de tensión en entrada/salida se obtienen a partir del módulo de cálculo del generador de componentes de correas síncronas del programa INVENTOR.

<sup>88</sup> ANEXO 3.1.3: Especificaciones Polea Sincrónica SKF 16H075

Para la polea motriz, a partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.3.16)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{S_{mx}} = F_{T_{5x}} + F_{T_{6x}} \text{ [N]}$$

$$F_{S_{mx}} = 54,45(\cos 8^\circ) + 326,551(\cos 8^\circ) = 377,3 \text{ [N]}$$

$$F_{S_{mx}} = 377,3 \text{ [N]}$$

(Ec. 3.3.17)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{S_{my}} = F_{T_{5y}} + F_{T_{6y}} - W_{PH16} \text{ [N]}$$

$$F_{S_{my}} = 54,45(\sin 8^\circ) + 326,551(\sin 8^\circ) - (0,45)(9,8) = 48,62 \text{ [N]}$$

$$F_{S_{my}} = 48,62 \text{ [N]}$$

Para la polea conducida 2, a partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.3.18)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{S_{2x}} = F_{T_{5x}} + F_{T_{6x}} \text{ [N]}$$

$$F_{S_{2x}} = 54,45(\cos 8^\circ) + 326,551(\cos 8^\circ) = 377,3 \text{ [N]}$$

$$F_{S_{2x}} = 377,3 \text{ [N]}$$

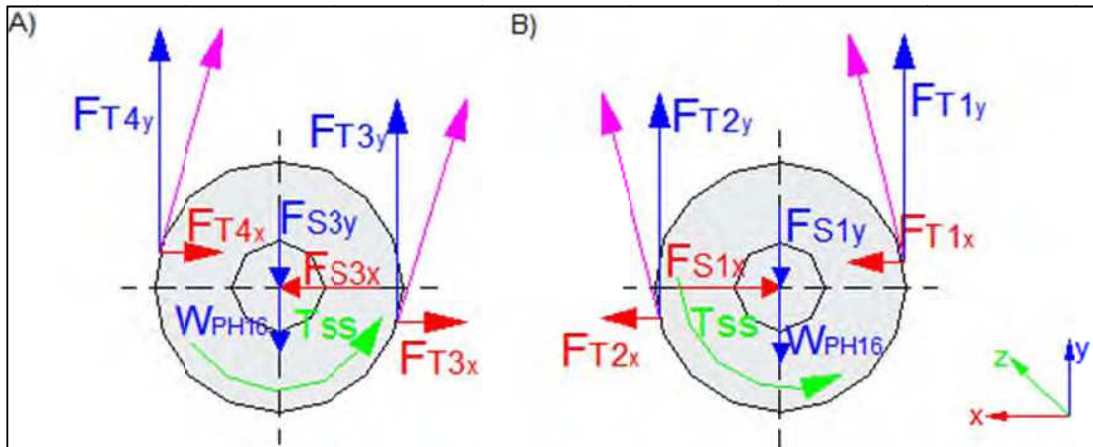
(Ec. 3.3.19)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{S_{2y}} = F_{T_{5y}} + F_{T_{6y}} + W_{PH16} \text{ [N]}$$

$$F_{S_{2y}} = 54,45(\sin 8^\circ) + 326,551(\sin 8^\circ) + (0,45)(9,8) = 57,44 \text{ [N]}$$

$$F_{S_{2y}} = 57,44 \text{ [N]}$$

Adicionalmente a las fuerzas ejercidas por la polea motriz y la polea conducida 2, los ejes T1 y T2 soportan las fuerzas ejercidas por las poleas conducidas 3 y 1 respectivamente. Para el análisis se hace referencia a la figura 3.3.16.



**Figura 3.3.16.** M3–A) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 3.  
B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida 1.

Para el análisis en base a la figura 3.3.16, se establece la siguiente notación:

$F_{S1}$  = Fuerza de reacción ejercida por la polea conducida 1 contra el eje, [N].

$F_{S3}$  = Fuerza de reacción ejercida por la polea conducida 3 contra el eje, [N].

$F_{T\#}$  = Fuerza de tensión en entrada/salida de la banda síncrona, [N].

$T_{SS}$  = Torque ejercido por la polea contra el eje, [N].

$W_{PH16}$  = Peso de la polea de 16 dientes, [N].

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Masa de la polea de 16 dientes ( $m_{PH16}$ ): 0,45 [kg] <sup>[89]</sup>
- Fuerza de tensión en entrada de la polea conducida 1 ( $F_{T1}$ ): 27,234 [N].
- Fuerza de tensión en entrada de la polea conducida 3 ( $F_{T3}$ ): 27,234 [N].
- Fuerza de tensión en salida de la polea conducida 1 ( $F_{T2}$ ): 163,287 [N].
- Fuerza de tensión en salida de la polea conducida 3 ( $F_{T4}$ ): 163,287 [N].

\*Nota: Los valores correspondientes a la magnitud de las fuerzas de tensión en entrada/salida se obtienen a partir del módulo de cálculo del generador de componentes de correas síncronas del programa INVENTOR.

<sup>89</sup> ANEXO 3.1.3: Especificaciones Polea Síncrona SKF 16H075

Para la polea conducida 1, a partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.3.20)

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{S1x} = F_{T1x} + F_{T2x} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S1x} = 27,234(\cos 77^\circ) + 163,287(\cos 76^\circ) = 45,63 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S1x} = 45,63 \text{ [N]}$$

(Ec. 3.3.21)

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{S1y} = F_{T1y} + F_{T2y} - W_{PH16} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S1y} = 27,234(\sin 77^\circ) + 163,287(\sin 76^\circ) - (0,45)(9,8) = 180,56 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S1y} = 180,56 \text{ [N]}$$

Para la polea conducida 3, a partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.3.22)

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{S3x} = F_{T3x} + F_{T4x} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S3x} = 27,234(\cos 74^\circ) + 163,287(\cos 73^\circ) = 55,25 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S3x} = 55,25 \text{ [N]}$$

(Ec. 3.3.23)

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{S3y} = F_{T3y} + F_{T4y} - W_{PH16} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S3y} = (0,81)(9,8) + 27,234(\sin 74^\circ) + 163,287(\sin 73^\circ) - (0,45)(9,8) = 177,922 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{S3y} = 177,922 \text{ [N]}$$

\*Nota: La definición de la orientación (ángulos de acción) de los vectores de fuerzas involucradas, se realiza mediante la esquematización a escala del sistema de transmisión de potencia en AutoCAD.

Una vez determinadas todas las cargas exteriores que actúan sobre los ejes, se realiza el análisis de fuerzas de cuerpo libre para cada eje (Figura 3.3.17 y 3.3.18) y se obtiene los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión.

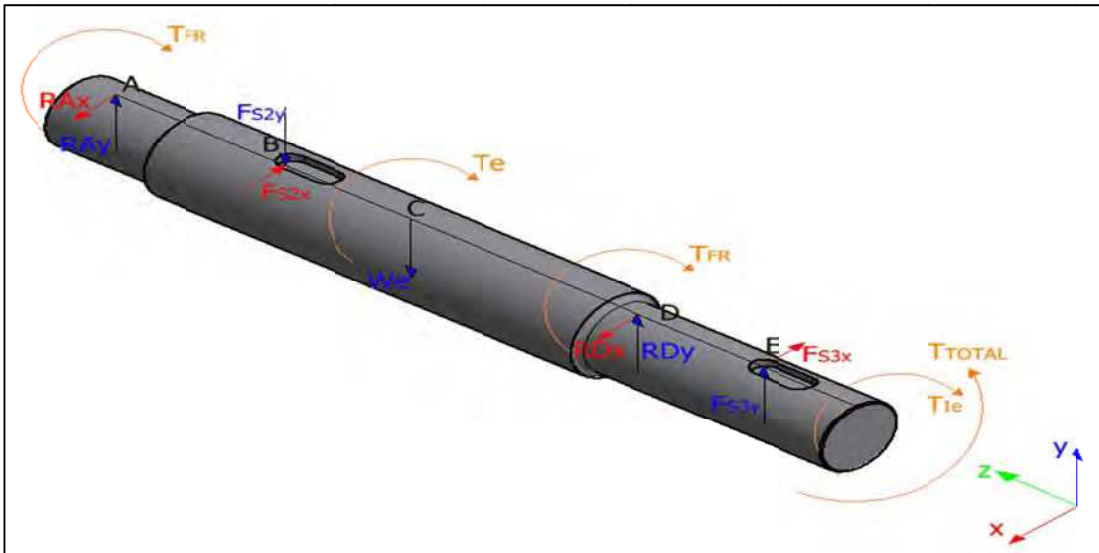


Figura 3.3.17. M3– Diagrama del cuerpo libre del eje T1.

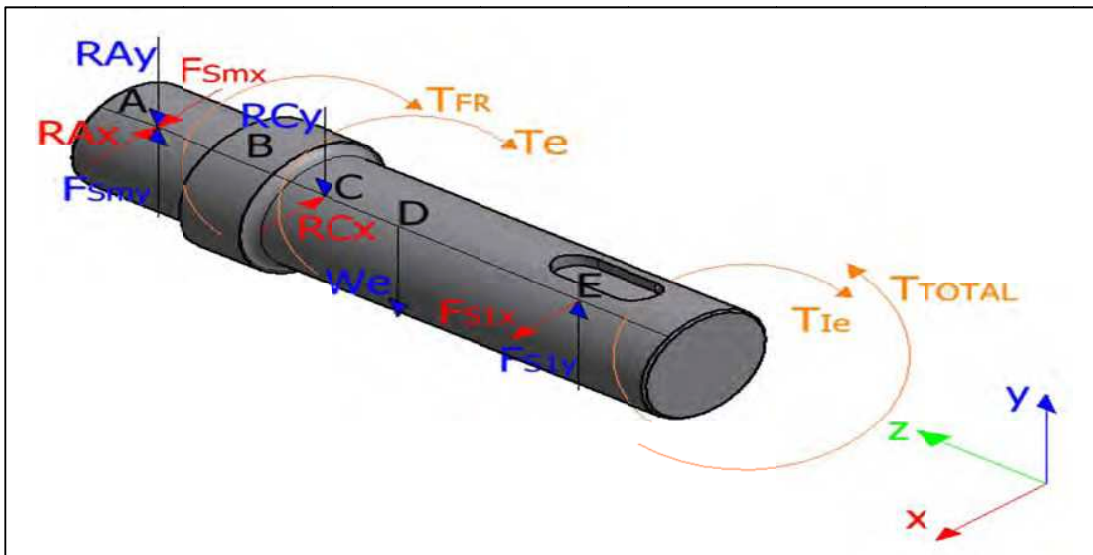


Figura 3.3.18. M3– Diagrama del cuerpo libre del eje T2.

Para el análisis en base a la figura 3.3.17 y 3.3.18, se establece la siguiente notación:

$W_e$  = Peso del eje, [N].

$F_{Sx/y}$  = Fuerza que ejercen las poleas contra el eje, [N].

$R_{\#x/y}$  = Reacción en los apoyos de los ejes, [N].

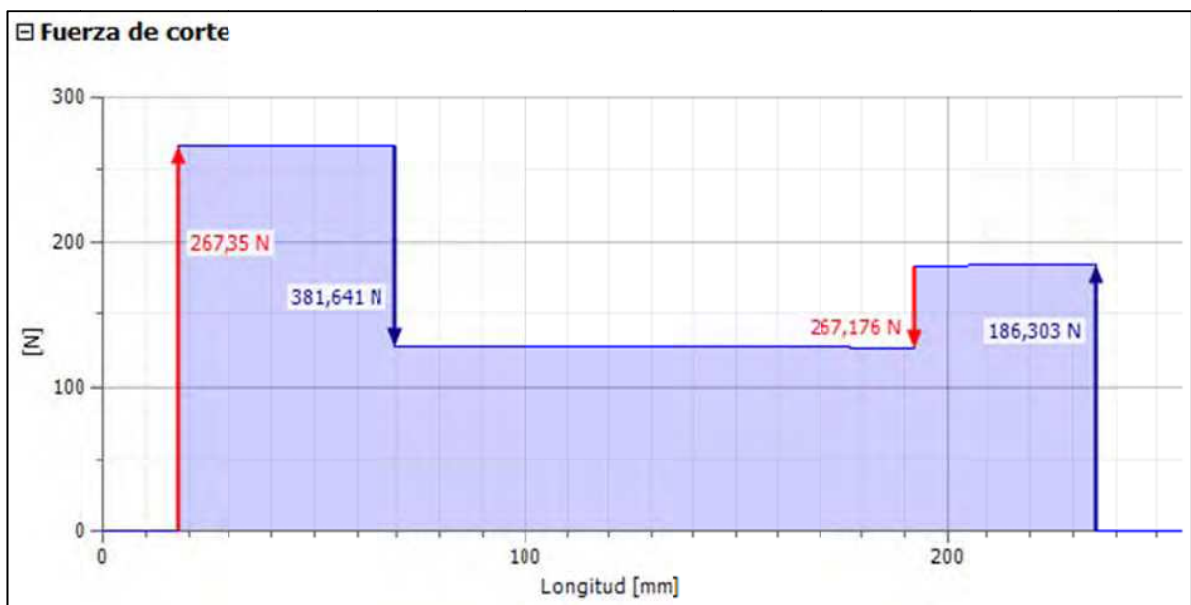
$T_e$  = Torque ejercido sobre el eje, [Nm].

$T_{FR}$  = Torque para vencer la fuerza de rozamiento de los rodamientos, [Nm].

$T_{Ie}$  = Torque para vencer la inercia de los ejes, [Nm].

$T_{TOTAL}$  = Torque total transmitido, [Nm].

Los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión se obtienen mediante el módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.



**Figura 3.3.19.** M3– Diagrama de cortante para el eje T1.

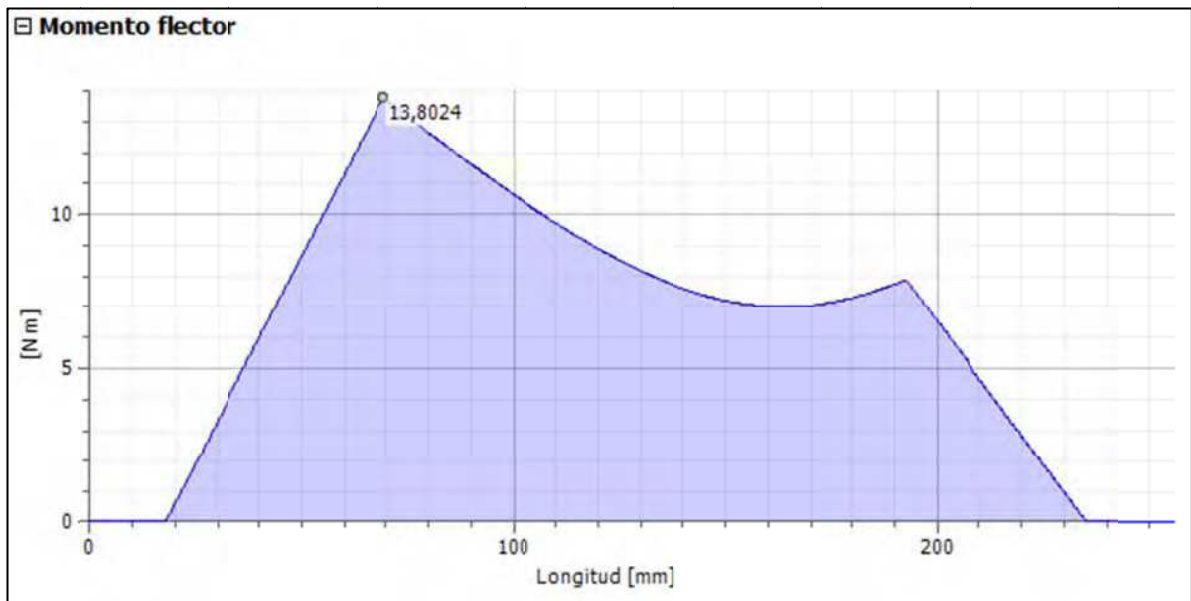


Figura 3.3.20. M3– Diagrama de momento flector para el eje T1

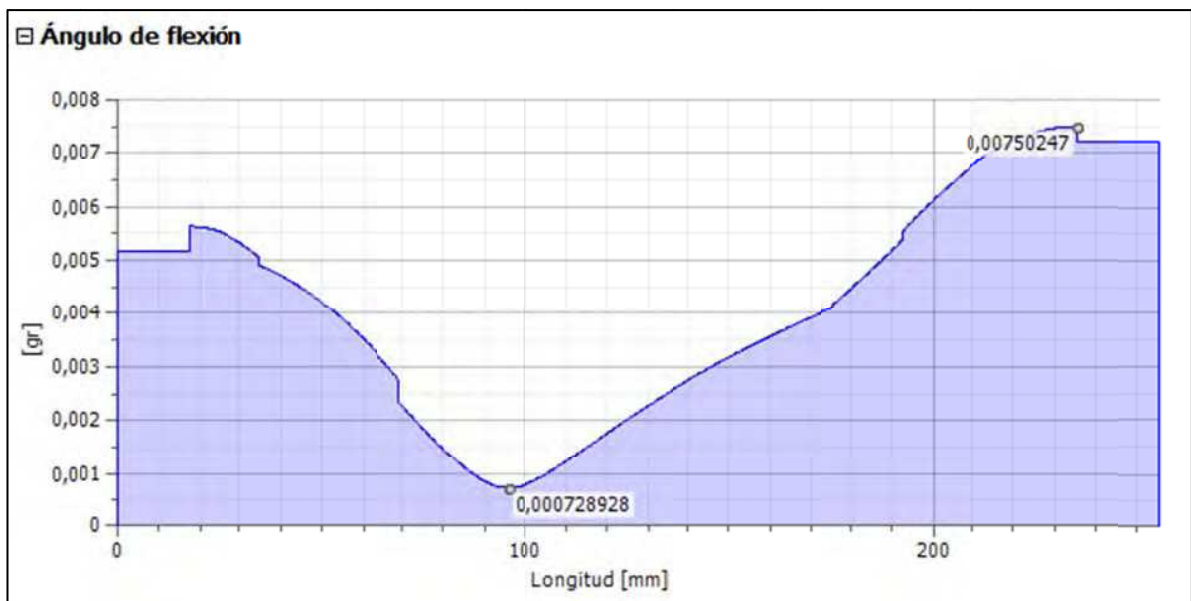


Figura 3.3.21. M3– Diagrama de ángulo de flexión para el eje T1.



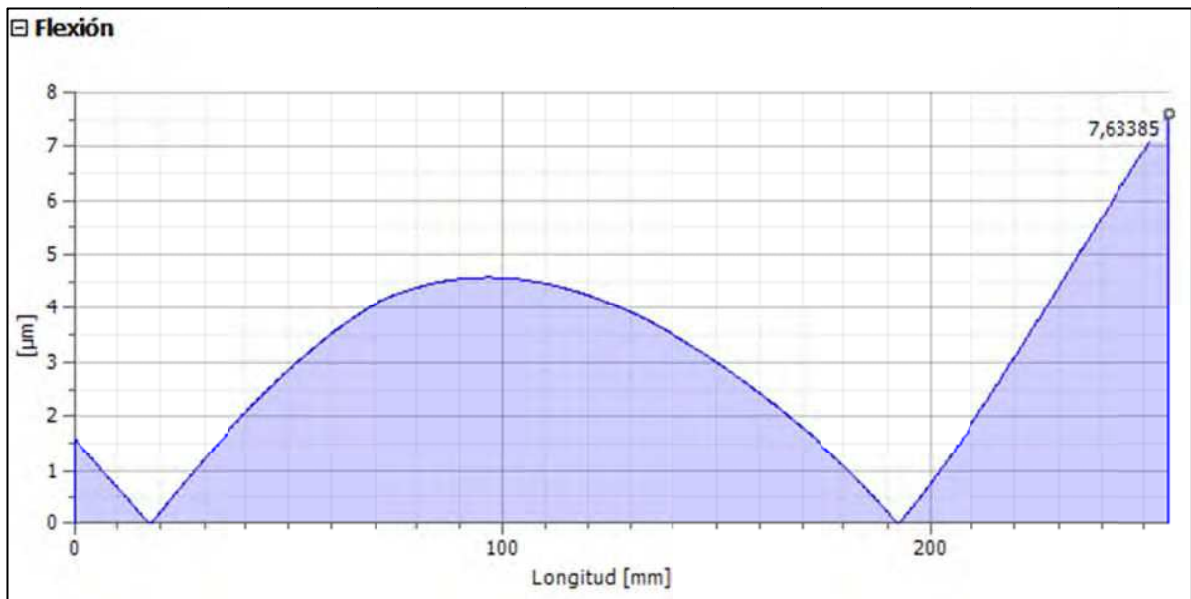


Figura 3.3.22. M3– Diagrama de deflexión para el eje T1

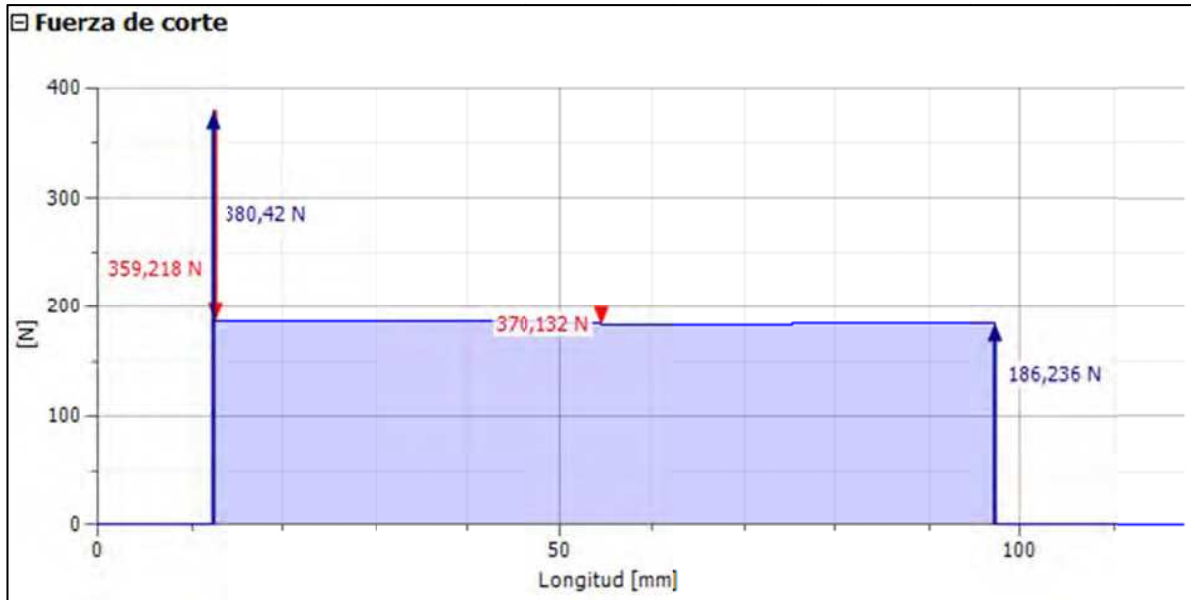


Figura 3.3.23. M3– Diagrama de cortante para el eje T2.

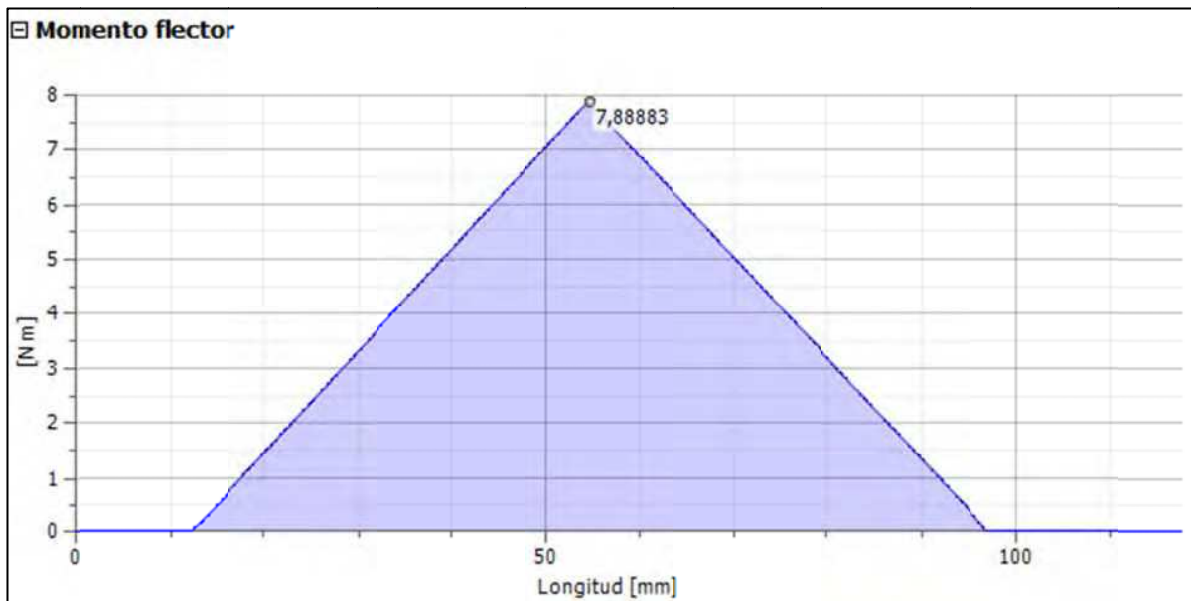


Figura 3.3.24. M3– Diagrama de momento flector para el eje T2.

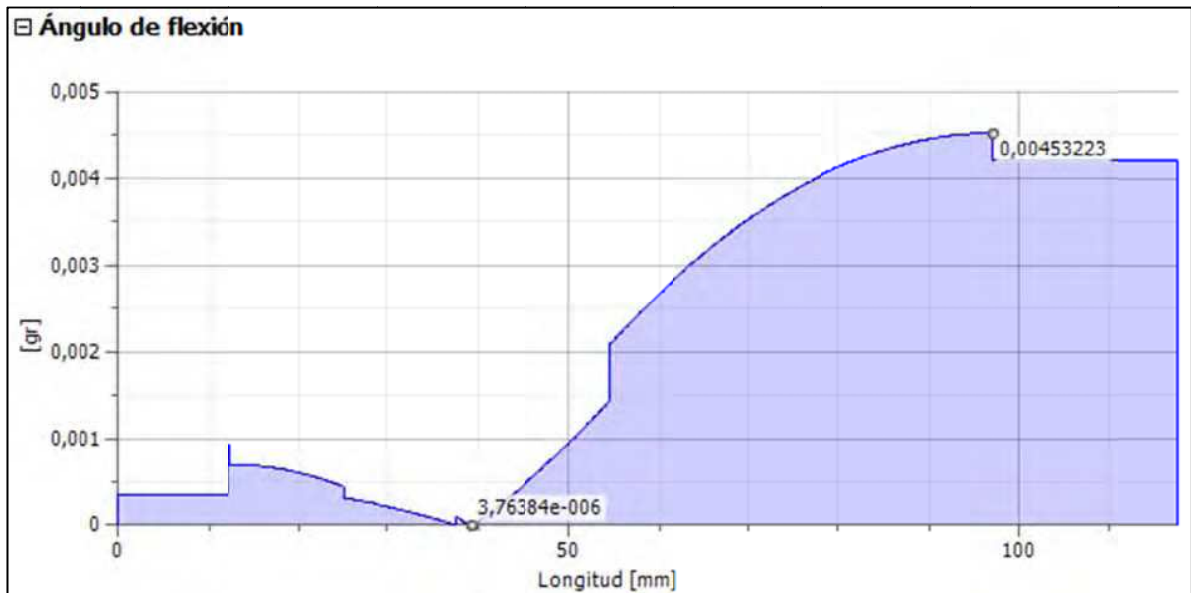
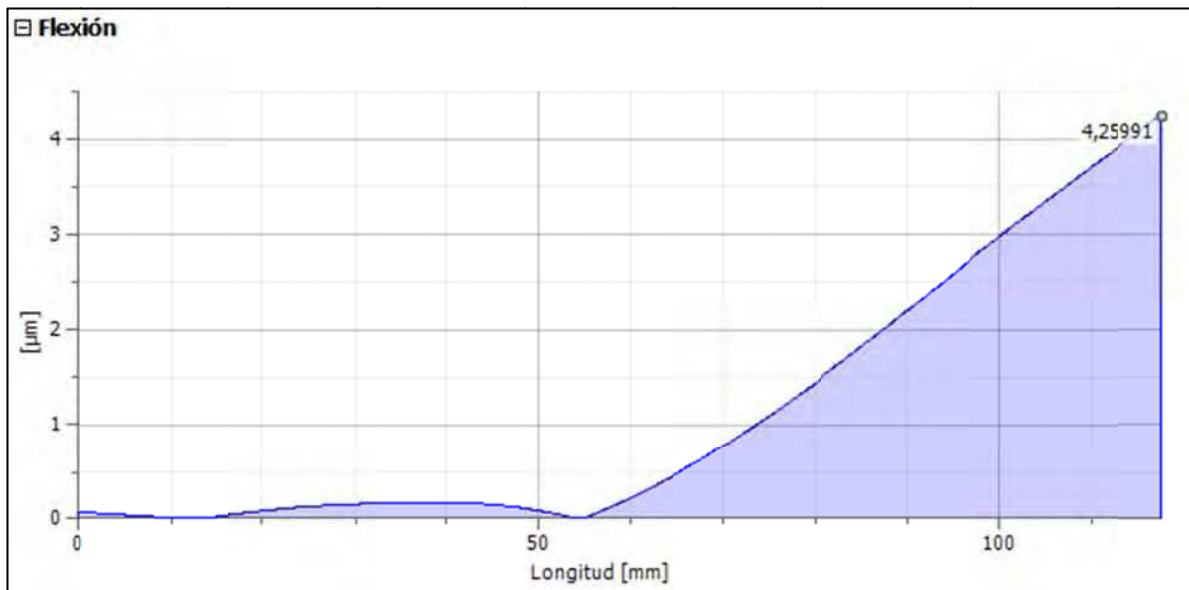


Figura 3.3.25. M3– Diagrama de ángulo de flexión para el eje T2.



**Figura 3.3.26.** M3– Diagrama de deflexión para el eje T2.

Las tablas 3.3.4 y 3.3.5 presentan los resultados del dimensionamiento de las secciones de los ejes T1 y T2:

**Tabla 3.3.4.** M3-Resultados de cálculos para los ejes T1 y T2.

COMPONENTE	EJE T1		EJE T2	
	SECCIÓN	TOTAL	SECCIÓN	TOTAL
FUERZA DE REACCIÓN EN LOS SOPORTES (R <sub>#</sub> ) [N]	A	267,35	A	359,218
	D	267,176	C	370,132
MOMENTO MÁXIMO [Nm]	B	13,800	C	7,880
PENDIENTE MÁXIMA [rad]	A	0,0002	A	0,000
	D	0,0002	C	0,000
	E	0,0002	E	0,000
DEFLEXIÓN MÁXIMA [mm]	C	0,0045	D	0,0027
	E	0,0076	E	0,0043
ESFUERZO MÁXIMO [MPa]	B	5,207	C	5,143

\*Nota: \*Los puntos de sección se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

**Tabla 3.3.5.** M3-Dimensionamiento de ejes T1 y T2.

EJE T1		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A	25	35
B	30	140,5
C	30	
D	25	80
E	25	
EJE T2		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A	24	25
B	30	12,5
C	25	80
D	25	
E	25	

\*Nota: \*Las secciones se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

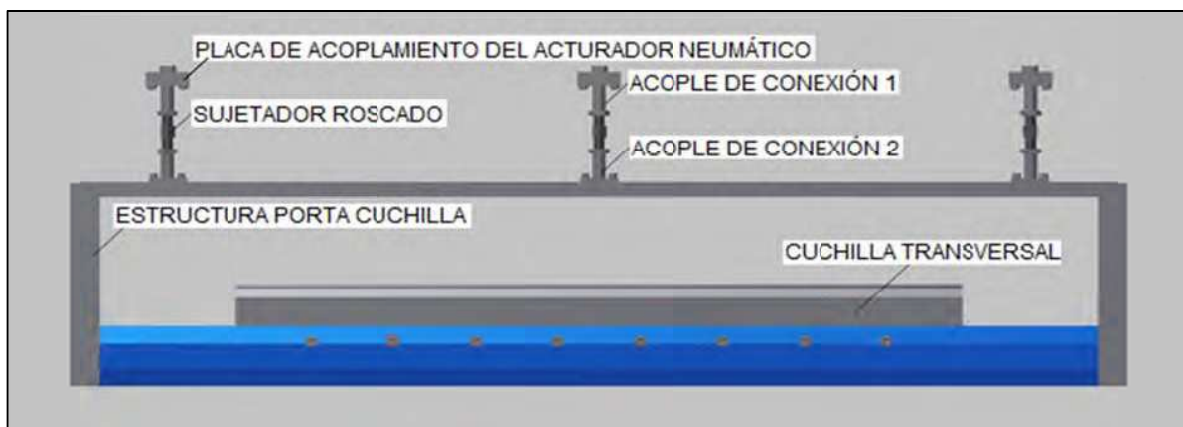
#### **3.1.5.3.7. Fuerza para desplazar verticalmente las cuchillas transversales**

La fuerza para desplazar verticalmente las cuchillas transversales, es la fuerza que deben ejercer los actuadores neumáticos para sujetar, soportar y desplazar todo el conjunto de piezas, tanto en avance como en retroceso, produciendo el corte transversal de la plancha de cartón.

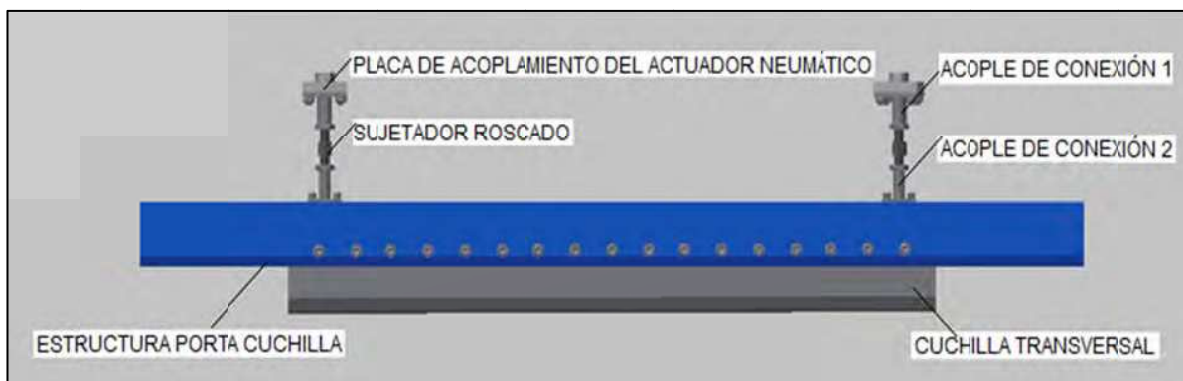
El conjunto de piezas, relativo a cada cuchilla transversal (superior e inferior), consta de las siguientes partes principales, identificadas en las figuras 3.3.27 y 3.3. 28:

- La estructura porta cuchilla, la cual soporta la cuchilla transversal y sirve de guía de desplazamiento.
- Las placas de acoplamiento de los actuadores neumáticos, que permiten conectar la estructura porta cuchilla con el vástago de cada actuador neumático.
- Los sujetadores roscados, que soportan la estructura porta cuchilla y permiten regular el acercamiento entre cuchillas transversales.

- Los acoples de conexión, que unen las placas de acoplamiento de los actuadores neumáticos con la estructura porta cuchillas, a través de los sujetadores roscados de sujeción.
- La cuchilla transversal, la cual ejerce la fuerza de corte sobre la plancha de cartón.



**Figura 3.3.27.** M3– Identificación de partes - Cuchilla transversal inferior.



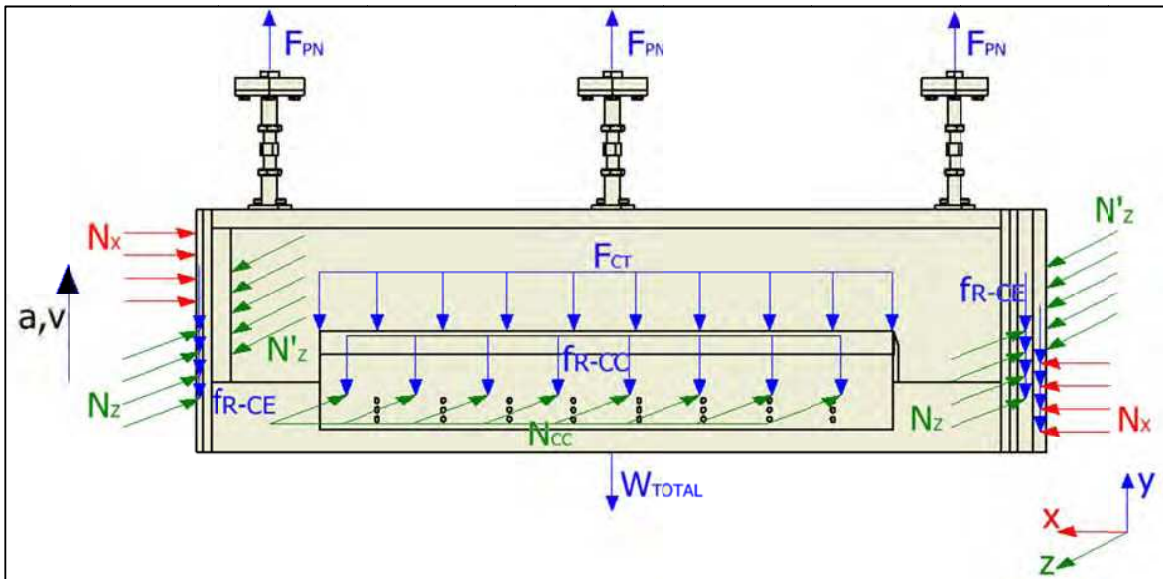
**Figura 3.3.28.** M3– Identificación de partes - Cuchilla transversal superior.

Para determinar el peso total de cada conjunto de piezas, en la siguiente tabla se especifican las características principales de cada componente.

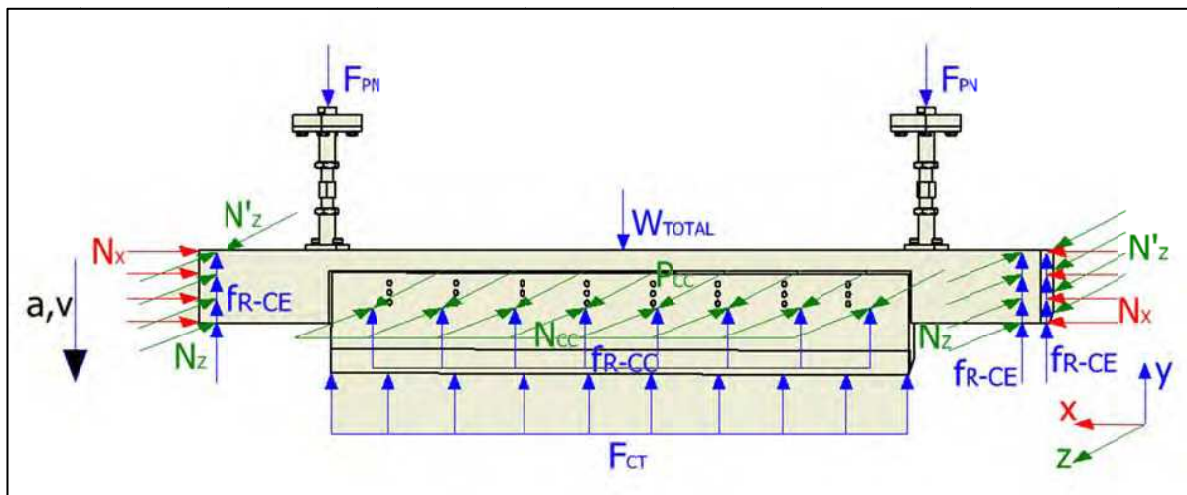
**Tabla 3.3.6.** M3-Especificación de componentes - Cuchillas transversales

<b>CUCHILLA TRANSVERSAL INFERIOR</b>					
<b>PIEZA</b>	<b>MATERIAL</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>VOLUMEN [m3]</b>	<b>MASA [kg]</b>	
				<b>UNITARIA</b>	<b>TOTAL</b>
PLACA DE ACOPLAMIENTO ACTUADORES NEUMÁTICOS	Acero Cincado	3	1,14E-04	0,894	2,683
ACOPLE DE CONEXIÓN 1	Acero Dulce	3	6,00E-05	0,471	1,414
ACOPLE DE CONEXIÓN 2	Acero Dulce	3	2,73E-05	0,214	0,643
TORNILLO DE SUJECIÓN	Acero	3	5,23E-05	0,411	1,232
ESTRUCTURA PORTA CUCHILLA	Acero Dulce	1	8,00E-03	62,903	62,903
CUCHILLA TRANSVERSAL	Acero	1	2,59E-03	20,390	20,390
<b><u>TOTAL</u></b>					<b><u>89,266</u></b>
<b>CUCHILLA TRANSVERSAL SUPERIOR</b>					
<b>PIEZA</b>	<b>MATERIAL</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>VOLUMEN [m3]</b>	<b>MASA [kg]</b>	
				<b>UNITARIA</b>	<b>TOTAL</b>
PLACA DE ACOPLAMIENTO ACTUADORES NEUMÁTICOS	Acero Cincado	2	1,14E-04	0,894	1,789
ACOPLE DE CONEXIÓN 1	Acero Dulce	2	6,00E-05	0,471	0,943
ACOPLE DE CONEXIÓN 2	Acero Dulce	2	2,73E-05	0,214	0,429
TORNILLO DE SUJECIÓN	Acero	2	5,23E-05	0,411	0,821
ESTRUCTURA PORTA CUCHILLA	Acero Dulce	1	5,34E-03	42,006	42,006
CUCHILLA TRANSVERSAL	Acero	1	2,59E-03	20,390	20,390
<b><u>TOTAL</u></b>					<b><u>66,378</u></b>

El análisis se realiza para el instante en el que se corta la plancha de cartón, ya que se requiere mayor fuerza para efectuar el desplazamiento vertical. Las fuerzas externas se definen a partir del diagrama de cuerpo libre del conjunto de piezas correspondiente a cada cuchilla transversal (Figura 3.3.29 y 3.3.30).



**Figura 3.3.29.** M3– Diagrama de cuerpo libre del conjunto de la cuchilla transversal inferior.



**Figura 3.3.30.** M3– Diagrama de cuerpo libre del conjunto de la cuchilla transversal superior.

Para el análisis en base a la figura 3.3.29 y 3.3.30, se establece la siguiente notación:

$W_{TOTAL}$  = Peso total del conjunto de la cuchilla transversal, [N].

$F_{PN}$  = Fuerza ejercida por el pistón neumático, [N].

$F_{CT}$  = Fuerza de corte transversal, [N].

$N_{X/Z}$  = Fuerza normal de contacto entre las superficies de la estructura porta cuchilla y las superficies de la estructura guía fijada al bastidor del módulo, [N].

$N_{CC}$  = Fuerza normal de contacto entre la superficie de las cuchillas transversales superior e inferior, [N].

$P_{cc}$  = Fuerza de presión ejercida sobre la cuchilla transversal superior para incrementar el rozamiento entre las superficies adyacentes de las cuchillas y lograr el efecto de corte por tijera, [N].

$f_{R-CE}$  = Fuerza de rozamiento inherente a las superficies deslizantes de la estructura porta cuchilla, [N].

$f_{R-CC}$  = Fuerza de rozamiento inherente a las superficies adyacentes de la cuchilla transversal superior e inferior, [N].

La magnitud de la aceleración vertical producida para subir y bajar respectivamente la cuchilla transversal inferior y superior, se determina a partir del conocimiento y definición de los siguientes datos:

- Distancia de desplazamiento vertical ( $d_y$ ): 0,025 [m]
- Tiempo de desplazamiento vertical ( $t_d$ ): 0,25 [s]

En (Ec. 3.1.39):

$$a_y = \frac{2d_y}{t_d^2} \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$a_y = \frac{2 \times 0,025}{(0,25)^2} = 0,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$a_y = 0,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$



La fuerza de corte transversal ( $F_{CT}$ ) se determina a partir de la ecuación (Ec. 3.2.12), por definición de los siguientes datos:

- Resistencia al esfuerzo cortante <sup>[90]</sup> (ZDTS): 730,4 [kPa]
- Longitud cortada de cartón ( $\overline{AB}$ ): 1,3 [m]
- Máximo espesor de cartón prensado a cortar (e): 0,0021 [m]

En (Ec. 3.2.12):

$$F_{CT} = ZDTS \times \overline{AB} \times e \text{ [N]}$$

$$F_{CT} = 730400 \times 1,3 \times 0,0021 = 1994 \text{ [N]}$$

$$F_{CT} = 1994 \text{ [N]}$$

Para la cuchilla transversal inferior, a partir de la ecuación (Ec. 3.1.9) se obtiene:

$$\sum F_y = ma_y$$

(Ec. 3.3.24)

$$3F_{PN} = ma_y + W_{TOTAL} + F_{CT} + f_{R-CC} + f_{R-CE} \text{ [N]}$$

$$\sum F_z = 0$$

(Ec. 3.3.25)

$$N_{CC} = N'_z - N_z \text{ [N]}$$

Para la cuchilla transversal superior, a partir de la ecuación (Ec. 3.1.9) se obtiene:

$$\sum F_y = ma_y$$

(Ec. 3.3.26)

$$2F_{PN} = ma_y - W_{TOTAL} + F_{CT} + f_{R-CC} + f_{R-CE} \text{ [N]}$$

---

<sup>90</sup> ANEXO 3.6.6. Valores de resistencia al esfuerzo cortante del cartón

$$\sum \mathbf{F}_z = 0$$

(Ec. 3.3.27)

$$\mathbf{N}_{CC} = \mathbf{N}'_Z + P_{CC} - N_Z \text{ [N]}$$

Para efectos de cálculo se considera que la fuerza normal de contacto entre las superficies de la estructura porta cuchilla y las superficies de la estructura guía fijada al bastidor del módulo es mínima y tiende a cero, por tanto en (Ec. 3.3.27):

(Ec. 3.3.28)

$$\mathbf{N}_{CC} = P_{CC} \text{ [N]}$$

Tomando como referencia la magnitud de la fuerza de presión lateral entre las cuchillas circulares de corte longitudinal (Sección 3.1.5.2.3 – c), se asume que cada uno de los 9 pernos de ajuste y acercamiento de la cuchilla superior, producen una fuerza de presión igual, por tanto en (Ec. 3.3.28):

$$\mathbf{N}_{CC} = P_{CC} = 9(20) = 180 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{N}_{CC} = 180 \text{ [N]}$$

Reemplazando la ecuación (Ec. 3.1.42) en la ecuación (Ec. 3.3.24) y (Ec. 3.3.26):

(Ec. 3.3.29)

$$3\mathbf{F}_{PN} = m\mathbf{a}_y + W_{TOTAL} + F_{CT} + \mu_{aa}N_{cc} \text{ [N]}$$

$$3\mathbf{F}_{PN} = 89,3(0,8) + 89,3(9,8) + 1994 + 0,15(180) = 2967,58 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{PN} = 989,2 \text{ [N]}$$

(Ec. 3.3.30)

$$2\mathbf{F}_{PN} = m\mathbf{a}_y - W_{TOTAL} + F_{CT} + \mu_{aa}N_{cc} \text{ [N]}$$

$$2\mathbf{F}_{PN} = 66,38(0,8) - 66,38(9,8) + 1994 + 0,15(180) = 1423,6 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{PN} = 711,8 \text{ [N]}$$

### 3.1.5.3.8. Selección de los actuadores neumáticos que accionan las cuchillas transversales

Para seleccionar los actuadores neumáticos, se determina la fuerza teórica de avance y/o retroceso en el caso más desfavorable. Para accionar las cuchillas transversales, el caso más desfavorable es aquel en el que la cuchilla inferior sube y la cuchilla superior baja. La fuerza teórica en el cilindro ( $F_{TC}$ ) se determina a partir de la ecuación (Ec. 3.1.44), a partir del conocimiento de los siguientes datos:

- Fuerza ejercida por el pistón neumático - cuchilla inferior ( $F_{PN}$ ): 989,2 [N]
- Fuerza ejercida por el pistón neumático - cuchilla superior ( $F_{PN}$ ): 711,8 [N]
- Factor de carga ( $\lambda$ ): 0,7
- Factor de diseño ( $n_d$ ): 1,5
- Rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las junta ( $\eta_{RJ}$ ): 0,8

Para los pistones que accionan la cuchilla transversal inferior:

En (Ec. 3.1.44):

$$F_{TC} = \frac{F_{PN}}{\lambda \times \eta_{RJ}} \times n_d \text{ [N]}$$

$$F_{TC} = \frac{989,2}{0,7 \times 0,8} \times 1,5 = 2649,643 \text{ [N]}$$

$$F_{TC} = 2649,643 \text{ [N]}$$

Para los pistones que accionan la cuchilla transversal superior:

En (Ec. 3.1.44)

$$F_{TC} = \frac{711,8}{0,7 \times 0,8} \times 1,5 = 1906,607 \text{ [N]}$$

$$F_{TC} = 1906,61 \text{ [N]}$$

\*Nota: El factor de diseño considera los efectos del rozamiento y el funcionamiento inadecuado de los elementos mecánicos debido a deficiencias de montaje y tolerancias incorrectas de ajuste para acople entre las piezas deslizantes.

En base a los resultados obtenidos, se preselecciona los actuadores neumáticos a partir de la revisión del catálogo [ANEXO 3.8.2.] de cilindros normalizados FESTO – DNC – ISO 15552. Para accionar la cuchilla transversal inferior y superior, el modelo que cumple con los requerimientos de fuerza teórica en retroceso y avance respectivamente, es el cilindro de código: DNC – 80 – 25 – PPV – A.

Para la selección de los pistones neumáticos, adicionalmente se debe comprobar que el actuador es capaz de amortiguar la energía cinética que se produce durante el movimiento. La energía cinética a disipar ( $E_{CD}$ ), se calcula a partir de la ecuación (Ec. 3.1.45).

La velocidad final de desplazamiento se determina mediante la ecuación (Ec. 3.1.46):

$$v = a_y t_d = 0,8(0,25) = 0,2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$v = 0,2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Para los pistones que accionan la cuchilla transversal inferior:

En (Ec. 3.1.45):

$$E_{CD} = \frac{(89,266 + 0,6005) \times (0,2)^2}{3 \times 2} = 0,6 \text{ [J]}$$

$$E_{CD} = 0,6 \text{ [J]}$$

Para los pistones que accionan la cuchilla transversal superior:

En (Ec. 3.1.45):

$$E_{CD} = \frac{(66,4 + 0,6005) \times (0,2)^2}{2 \times 2} = 0,67 \text{ [J]}$$

$$E_{CD} = 0,67 \text{ [J]}$$

Los actuadores preseleccionados resisten una energía de impacto mayor en las posiciones finales (0,9 [J]), por tanto su selección es acertada para el módulo 3.

**ACTUADORES NEUMÁTICOS<sub>M3</sub>: FESTO – DNC – 80 – 25 – PPV – A**

### 3.1.5.3.9. Dimensiones de los sujetadores roscados para soporte y regulación de las cuchillas transversales

Para definir las dimensiones de los sujetadores roscados para soporte y regulación de las cuchillas transversales, se debe considerar que sucede cuando se aplica la carga externa de tensión provocada por la sujeción y desplazamiento del conjunto de piezas relativo a cada cuchilla transversal.

Los sujetadores roscados, tanto para la cuchilla transversal superior e inferior son idénticos, por tanto sus dimensiones se definen a partir del análisis individual del conjunto de sujetadores roscados solicitados mecánicamente en mayor grado. De la sección 3.1.5.3.7 se conoce que los sujetadores roscados que soportan una mayor carga externa de tensión son aquellos que soportan la cuchilla transversal inferior.

Cada sujetador presenta dos secciones roscadas en dirección contraria, de modo que se produce una carga externa de tensión en cada extremo del sujetador. La configuración de los sujetadores roscados ha sido ideada para regular la altura de acercamiento entre los filos de las cuchillas transversales, una vez que por el desgaste y afilado correspondiente, la distancia de cruce sea insuficiente para producir el corte transversal.

Se parte del dimensionamiento realizado como parte del diseño preliminar para la esquematización de las alternativas para cada módulo (Tabla 3.3.7).

**Tabla 3.3.7. M3-Dimensionamiento de sujetadores roscados.**

SUJETADOR ROSCADO			
SECCIÓN	DIÁMETRO MAYOR [mm]	LONGITUD [mm]	DESIGNACIÓN ROSCA
A	20	60	M20 X 1,5 (IZQUIERDA)
B (HEXAGONAL)	30	25	-----
C	20	60	M20 X 1,5 (DERECHA)

\*Nota: \*Las secciones se señalan en base al diagrama de cuerpo libre del sujetador.

\*\* Para la sección hexagonal del sujetador, el diámetro señalado corresponde al diámetro circunscrito.

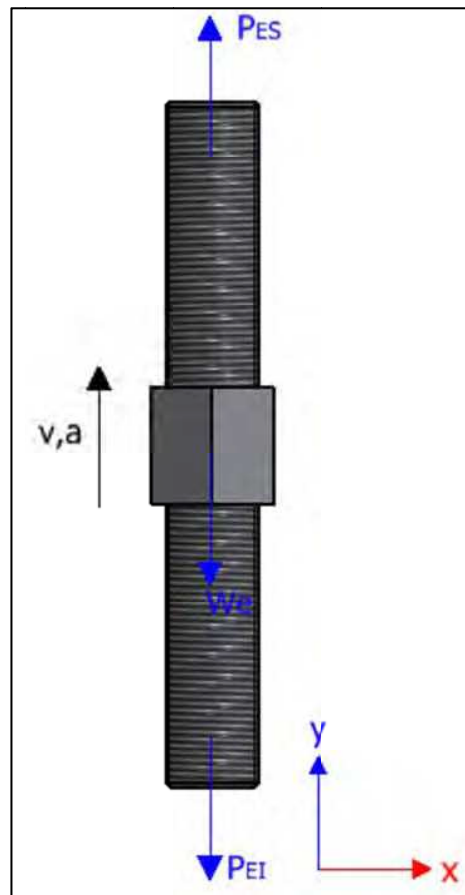
Para el análisis pertinente se hace referencia al diagrama de cuerpo libre presentado en la figura 3.3.31, y se establece la siguiente notación:

$W_e$  = Peso del eje roscado, [N].

$P_{ES}$  = Carga externa de tensión en el extremo superior, [N].

$P_{EI}$  = Carga externa de tensión en el extremo inferior, [N].

Para efectos de cálculo se considera que la carga externa de tensión en el extremo superior es equivalente a la fuerza ejercida por el pistón neumático ( $P_{ES} = F_{PN}$ )



**Figura 3.3.31.** M3– Diagrama de cuerpo libre del sujetador roscado de la cuchilla transversal inferior.

Para efectuar los cálculos se parte del conocimiento de los siguientes datos:

- Aceleración vertical (a): 0,8 [m/s<sup>2</sup>]
- Masa del eje roscado (m<sub>e</sub>): 0,411 [kg]
- Carga externa de tensión en el extremo superior (P<sub>ES</sub>): 989,2 [N]

Por sumatoria de fuerzas en la dirección Y, se tiene:

$$\sum F_y = ma_y$$

(Ec. 3.3.31)

$$P_{EI} = P_{ES} - ma_y - W_e \text{ [N]}$$

$$P_{EI} = 989,2 - (0,411)(0,8) - (0,411)(9,8) = 984,84 \text{ [N]}$$

$$P_{EI} = 984,84 \text{ [N]}$$

Considerando condiciones de carga por fatiga, se obtiene el componente alternante ( $\sigma_a$ ) y el componente medio ( $\sigma_m$ ) del esfuerzo de las secciones roscadas <sup>[91]</sup>. Se asume que para ambas secciones roscadas, la carga externa de tensión es la misma y corresponde al máximo valor para el extremo superior.

(Ec. 3.3.32)

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} \text{ [MPa]}$$

(Ec. 3.3.33)

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \text{ [MPa]}$$

Siendo:  $F_i$  = Precarga, [N].

$P$  = Carga externa de tensión, [N].

$A_t$  = Área de esfuerzo de tensión, [mm<sup>2</sup>].

$C$  = Fracción de la carga externa soportada por la sección roscada, [-].

<sup>91</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 430.

Para conexiones permanentes, la precarga está dada por la siguiente ecuación <sup>[92]</sup>:

(Ec. 3.3.34)

$$F_i = 0,9 \times A_t \times S_p \text{ [N]}$$

Siendo:  $S_p$  = Resistencia de prueba, [MPa].

La fracción de la carga externa soportada por la sección roscada está dada por la siguiente ecuación:

(Ec. 3.3.35)

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \text{ [-]}$$

Siendo:  $k_b$  = Rigidez del sujetador, [N/m].

$k_m$  = Rigidez de los elementos en la zona de sujeción, [N/m].

La rigidez del sujetador y de los elementos en la zona de sujeción se obtiene a partir de las siguientes ecuaciones:

(Ec. 3.3.36)

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

(Ec. 3.3.37)

$$k_m = \frac{0,5774\pi E d}{2 \ln \left( 5 \frac{0,5774 l_A + 0,5d}{0,5774 l_A + 2,5d} \right)} \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

Siendo:  $E$  = Módulo de elasticidad, [Pa].

$d$  = Diámetro mayor del sujetador, [m].

$l_t$  = Longitud de la parte roscada de agarre, [m].

$l_d$  = Longitud de la parte sin rosca en agarre, [m].

$A_d$  = Área del diámetro mayor del sujetador, [m<sup>2</sup>].

$l_A$  = Longitud de agarre de los elementos en la zona de sujeción, [m].

<sup>92</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 421 - 427.



Para realizar los cálculos se parte del conocimiento de los siguientes datos:

- Carga externa de tensión (P): 989,2 [N]
- Resistencia de prueba ( $S_p$ ): 212,5 [MPa]
- Diámetro mayor del sujetador (d): 0,020 [m]
- Área de esfuerzo de tensión ( $A_t$ )<sup>[93]</sup>: 245 [mm<sup>2</sup>]
- Área del diámetro mayor del sujetador ( $A_d$ ): 314,26 [mm<sup>2</sup>]
- Longitud de la parte roscada de agarre ( $l_t$ ): 0,025 [m]
- Longitud de la parte sin rosca en agarre ( $l_d$ ): 0 [m]
- Longitud de agarre de los elementos en la zona de sujeción ( $l_A$ ): 0,025 [m]
- Módulo de elasticidad – Acero de contenido medio de carbono (E): 200 [GPa]

Al reemplazar los valores correspondientes en la ecuación (Ec. 3.3.34):

$$F_i = 0,9(245)(212,5) = 46856,25 \text{ [N]}$$

$$F_i = 46856,25 \text{ [N]}$$

En (Ec. 3.3.36):

$$k_b = \frac{(314,26)(245)(200 \times 10^9)}{(314,26)(25) + (245)(0)} = 1,96 \times 10^9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

$$k_b = 1,96 \times 10^9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

En (Ec. 3.3.37):

$$k_m = \frac{0,5774\pi(200 \times 10^9)(0,02)}{2\ln\left(5 \frac{0,5774(0,025) + 0,5(0,02)}{0,5774(0,025) + 2,5(0,02)}\right)} = 5,67041 \times 10^9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

$$k_m = 5,67041 \times 10^9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

En (Ec. 3.3.35):

$$C = \frac{1,96 \times 10^9}{(1,96 \times 10^9) + (5,67041 \times 10^9)} = 0,256$$

$$C = 0,256$$

<sup>93</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 398 – Tabla 8.1, 420 – Tabla 8.11.

En (Ec. 3.3.32):

$$\sigma_a = \frac{(0,256)(989,2)}{2(245)} = 0,517 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a = 0,517 \text{ [MPa]}$$

En (Ec. 3.3.33):

$$\sigma_m = \frac{(0,256)(989,2)}{2(245)} + \frac{46856,25}{245} = 191,77 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_m = 191,77 \text{ [MPa]}$$

A partir de los resultados obtenidos, en la sección de evaluación de parámetros se debe comprobar que el esfuerzo en la sección roscada sea menor que la resistencia de prueba.

#### *3.1.5.3.10. Número de pernos en los acoples de conexión de las cuchillas transversales*

El número de pernos (N) en los acoples de conexión de las cuchillas transversales se calcula a partir de la siguiente ecuación <sup>[94]</sup>:

(Ec. 3.3.38)

$$N = \frac{CnP}{S_p A_t - F_i} [-]$$

Siendo: n = Factor de carga, [-].

Cualquier valor de n mayor a 1 asegura que el esfuerzo en el perno es menor a la resistencia de prueba ( $S_p$ ). Para efectos de cálculo y diseño:

$$n = 2 [-]$$

El módulo de elasticidad, para ambos acoples de conexión, es igual al valor correspondiente para el acero de medio contenido de carbono.

$$E = 200 \text{ [GPa]}$$

<sup>94</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 428.

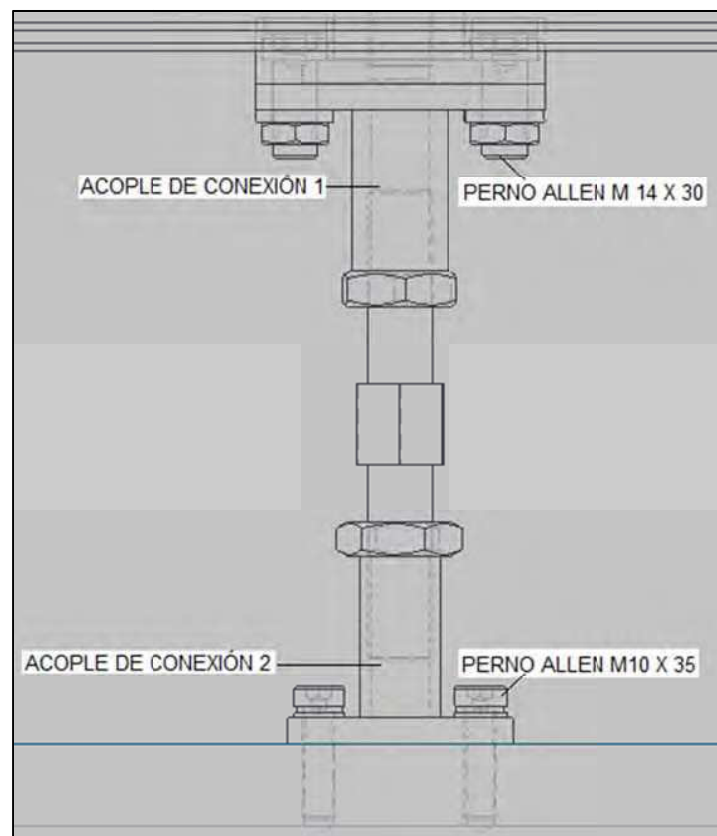
Para el cálculo se parte de los datos presentados en la tabla 3.3.8:

**Tabla 3.3.8.** M3 – Datos para el cálculo del número de pernos en los acoples de conexión de las cuchillas transversales

ACOPLE DE CONEXIÓN	1	2
Diámetro mayor del sujetador (d) [mm]	14,00	10,00
Agarre ( $l_A$ ) [mm]	18,58	16,58
Longitud parte útil roscada ( $l_t$ ) [mm]	8,58	8,58
Longitud parte útil sin rosca ( $l_d$ ) [mm]	10,00	8,00
Área de esfuerzo de tensión ( $A_t$ ) [mm <sup>2</sup> ]	115,00	58,00
Área del diámetro mayor del sujetador ( $A_d$ ) [mm <sup>2</sup> ]	153,94	78,54

\*Nota: Los datos se obtienen a partir de la revisión de los modelos prediseñados para cada módulo en INVENTOR.

En la siguiente figura se identifican los acoples de conexión de las cuchillas transversales:



**Figura 3.3.32.** M3– Detalle de las uniones por pernos

Para ambos acoples se asume que la carga externa de tensión es igual a la fuerza que ejercen los pistones neumáticos ( $F_{PN}$ ) para desplazar la cuchilla transversal inferior, por tanto:

$$P = 989,2 \text{ [N]}$$

Los pernos utilizados en ambos acoples de conexión corresponden a la clase de propiedad 6g, por tanto, la resistencia de prueba mínima es la siguiente <sup>[95]</sup>:

$$S_p = 380 \text{ [MPa]}$$

Para el acople de conexión 1.

En (Ec. 3.3.36):

$$k_b = \frac{(115)(153,94)(200 \times 10^6)}{(153,94)(8,58) + (115)(10)} = 1,433 \times 10^9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

$$k_b = 1,433 \times 10^9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

En (Ec. 3.3.37):

$$k_m = \frac{0,5774\pi(200 \times 10^9)(0,014)}{2\ln\left(5 \frac{0,5774(0,01858) + 0,5(0,014)}{0,5774(0,01858) + 2,5(0,014)}\right)} = 3,837 \times 10^9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

$$k_m = 3,837 \times 10^9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

En (Ec. 3.3.35):

$$C = \frac{1,433 \times 10^9}{(1,433 \times 10^9) + (3,837 \times 10^9)} = 0,272$$

$$C = 0,272$$

En (Ec. 3.3.34):

$$F_i = 0,9(115)(380) = 39330 \text{ [N]}$$

$$F_i = 39330 \text{ [N]}$$

<sup>95</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 420 – Tabla 8.11.

En (Ec. 3.3.38):

$$N = \frac{0,272(2)(989,2)}{(380)(115) - 39330} = 0,123$$

$N \approx 1$  PERNO

Para el acople de conexión 2:

En (Ec. 3.3.36):

$$k_b = \frac{(58)(78,4)(200 \times 10^6)}{(78,4)(8,58) + (58)(8)} = 8,01 \times 10^8 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

$$k_b = 8,01 \times 10^8 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

En (Ec. 3.3.37):

$$k_m = \frac{0,5774\pi(200 \times 10^9)(0,01)}{2 \ln \left( 5 \frac{0,5774(0,01658) + 0,5(0,01)}{0,5774(0,01658) + 2,5(0,01)} \right)} = 2,433 \times 10^9 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

$$k_m = 2,433 \times 10^9 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

En (Ec. 3.3.35):

$$C = \frac{8,01 \times 10^8}{(8,01 \times 10^8) + (2,433 \times 10^9)} = 0,25$$

$C = 0,25$

En (Ec. 3.3.34):

$$F_i = 0,9(58)(380) = 19836 \text{ [N]}$$

$F_i = 19836 \text{ [N]}$

En (Ec. 3.3.38):

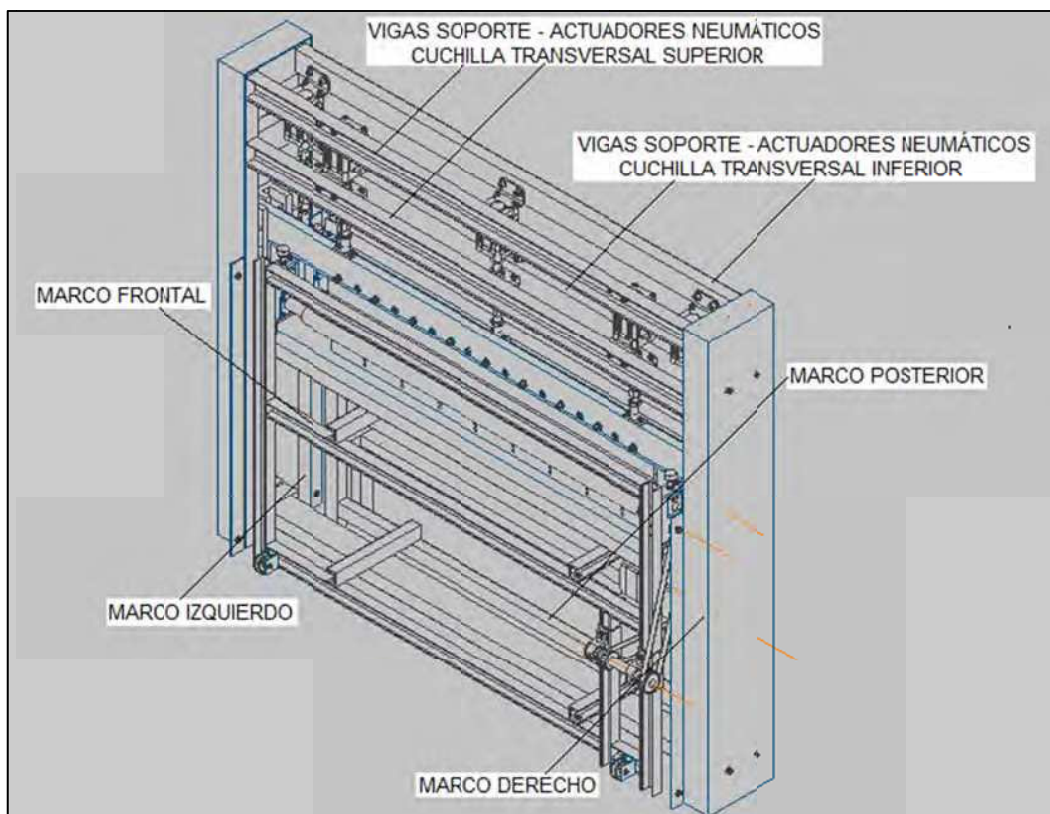
$$N = \frac{0,25(2)(989,2)}{(380)(58) - 19836} = 0,22$$

$N \approx 1$  PERNO

### 3.1.5.3.11. Cargas sobre la estructura de soporte

Para el análisis se consideran las cargas que actúan directa y/o indirectamente sobre la estructura de soporte identificada en la figura 3.3.33:

- Cargas de reacción, son las cargas en los soportes de los ejes y las cargas que ejercen los actuadores neumáticos para subir y bajar las cuchillas transversales. Las cargas de reacción incluyen la acción del peso de los elementos que las produce.
- Cargas muertas, son las cargas correspondientes a los pesos de todos los componentes que se apoyan sobre la estructura de soporte, y cuya acción es permanente e inamovible.



**Figura 3.3.33.** M3– Identificación estructura de soporte

A continuación se presenta un resumen de las cargas de reacción y las cargas muertas que actúan sobre la estructura de soporte.

**Tabla 3.3.9. M1-Reacción en los soportes de los ejes**

COMPONENTES	SOPORTE IZQUIERDO		SOPORTE DERECHO	
	Rx [N]	Ry [N]	Rx [N]	Ry [N]
EJE RODILLO DE ARRASTRE SUPERIOR	0,500	151,175	0,500	151,175
EJE RODILLO DE ARRASTRE INFERIOR	1,078	164,093	31,462	301,100
EJE T1	252,230	88,633	180,320	-197,149
EJE T2	-333,101	134,466	-89,829	-359,066

\*Nota: Los signos representan el sentido de la carga sobre los ejes.

No se aplica la sumatoria total de las cargas, puesto que estas actúan en distintos puntos de la estructura de soporte.

**Tabla 3.3.10. M3-Cargas muertas – Marco estructural frontal**

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO [N]	
		UNITARIO	TOTAL
RODAMIENTO SKF – 2206 ETN9	2	2,55	5,10
UNIDAD DE RODAMIENTO SKF - SY25TF	2	15,15	30,30
UNIDAD PORTA RODAMIENTOS	2	42,85	85,69
<b>TOTAL</b>			<b><u>121,09</u></b>

**Tabla 3.3.11. M3-Cargas muertas – Marco estructural posterior**

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO [N]	
		UNITARIO	TOTAL
RODAMIENTO SKF – 2206 ETN9	2	2,55	5,10
UNIDAD DE RODAMIENTO SKF - SY25TF	1	15,15	15,15
UNIDAD PORTA RODAMIENTOS	2	42,85	85,69
SERVOMOTOR	1	120,69	120,69
<b>TOTAL</b>			<b><u>226,63</u></b>

**Tabla 3.3.12.** M3-Cargas muertas – Marco estructural izquierdo/derecho

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO [N]	
		UNITARIO	TOTAL
CANAL GUIA DE DESPLAZAMIENTO - CUCHILLAS TRANSVERSALES	1	208,53	208,53
CALZAS DE FIJACIÓN DEL CANAL	4	10,25	41,00
TAPA LATERAL	1	365,72	365,72
EXTENSIÓN TAPA LATERAL	2	47,77	95,53
ÁNGULOS - PLATINAS	NA	12,80	12,80
PERNOS - TUERCAS - ARANDELAS	NA	4,90	4,90
<b>TOTAL</b>			<b><u>728,48</u></b>

\*Nota: Las cargas muertas sobre los marcos estructurales izquierdo y derecho son iguales.

La carga total sobre la estructura de soporte está dada por la sumatoria total de las cargas de reacción y las cargas muertas. Para los marcos estructurales frontal y posterior, no es factible agrupar las cargas, dado que éstas actúan en diferentes puntos. Los resultados se presentan en las siguientes tablas:

**Tabla 3.3.13.** M3- Cargas Totales I – Estructura Soporte

COMPONENTE ESTRUCTURAL	CARGAS DE REACCIÓN [N]	CARGAS MUERTAS [N]	TOTAL [N]
MARCO IZQUIERDO	0,00	728,48	728,48
MARCO DERECHO	0,00	728,48	728,48
VIGA SOPORTE ACTUADOR NEUMÁTICO CUCHILLA SUPERIOR	711,80	59,00	770,80
VIGA SOPORTE ACTUADOR NEUMÁTICO CUCHILLA INFERIOR	989,20	59,00	1048,20

\*Nota: La carga muerta sobre las vigas que soportan los actuadores neumáticos corresponde al peso del cilindro neumático y de las placas de sujeción.

Para las vigas que soportan los actuadores neumáticos, en la tabla 3.3.13 se presentan las cargas producidas por un solo cilindro neumático. En el análisis estático, la carga total correspondiente se divide entre la viga superior e inferior y se aplica para cada punto de sujeción de cada cilindro neumático existente.



**Tabla 3.3.14. M3- Cargas Totales II – Estructura Soporte**

COMPONENTE ESTRUCTURAL	SOPORTE	COMPONENTE	CARGAS DE REACCIÓN		CARGAS MUERTAS	CARGAS TOTALES	
			Rx [N]	Ry [N]	Ry [N]	Rx [N]	Ry [N]
MARCO FRONTAL	IZQUIERDO	EJES - RODILLOS DE ARRASTRE	1,58	315,27	45,39	1,58	360,66
		EJE T1	252,23	88,63	15,15	252,23	103,78
	DERECHO	EJES - RODILLOS DE ARRASTRE	31,96	452,28	45,39	31,96	497,67
		EJE T1	180,32	-197,15	15,15	180,32	-182,00
MARCO POSTERIOR	IZQUIERDO	EJES - RODILLOS DE ARRASTRE	1,58	315,27	45,39	1,58	360,66
		EJE T2	-333,101	134,466	15,15	-333,101	149,62
	DERECHO	EJES - RODILLOS DE ARRASTRE	31,96	452,28	45,39	31,96	497,67
		EJE T2	-89,829	-359,066	15,15	-89,829	-343,92
	NA	SERVOMOTOR	0,00	0,00	120,69	0	120,69

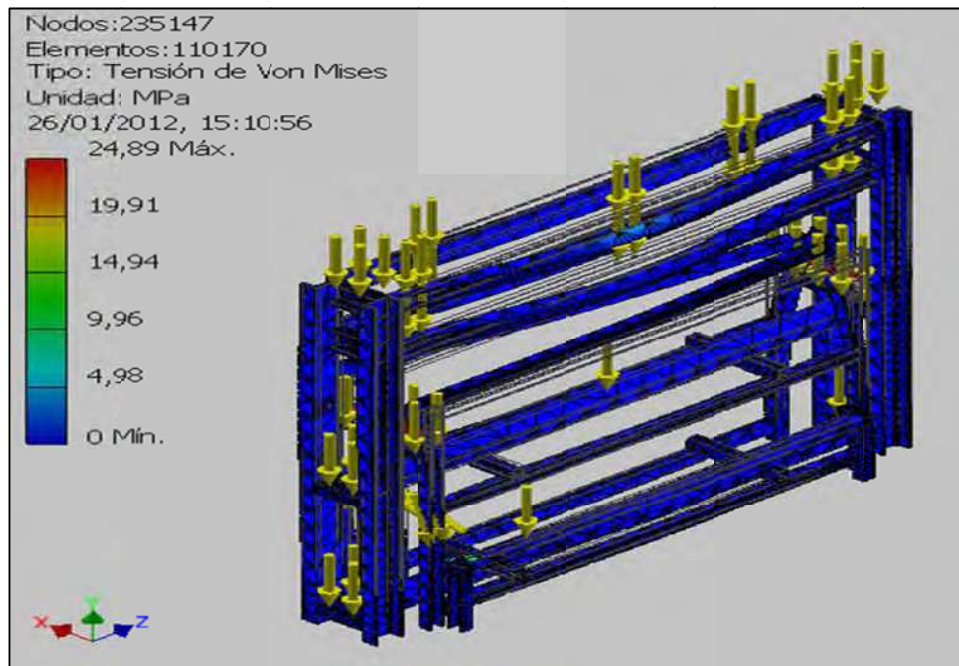
FUENTE: [ESTUDIO PROPIO]

En la tabla 3.3.14 se hace referencia a los ejes, puesto que los puntos de acción de las cargas sobre la estructura, corresponden a los soportes de los mismos.

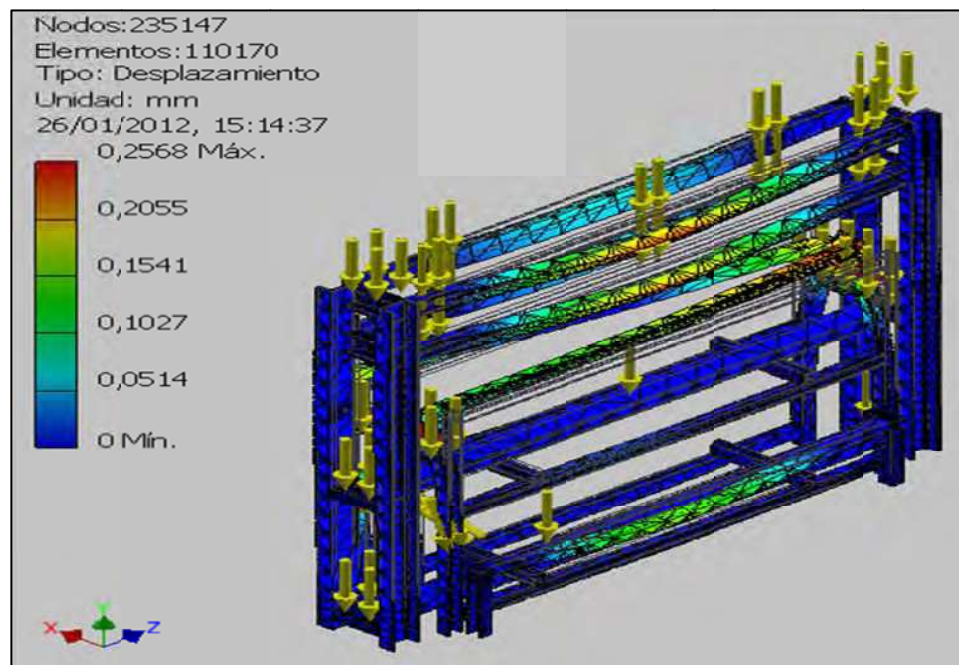
A partir del diseño preliminar para la selección de alternativas, se definió la utilización de los siguientes perfiles estructurales:

- Marco estructurales izquierdo y derecho: Canal C 100 x 50 x 6
- Marco estructurales frontal y posterior: Canal C 50 x 38 x 5
- Viga soporte de los actuadores neumáticos: Canal C 80 x 50 x 6

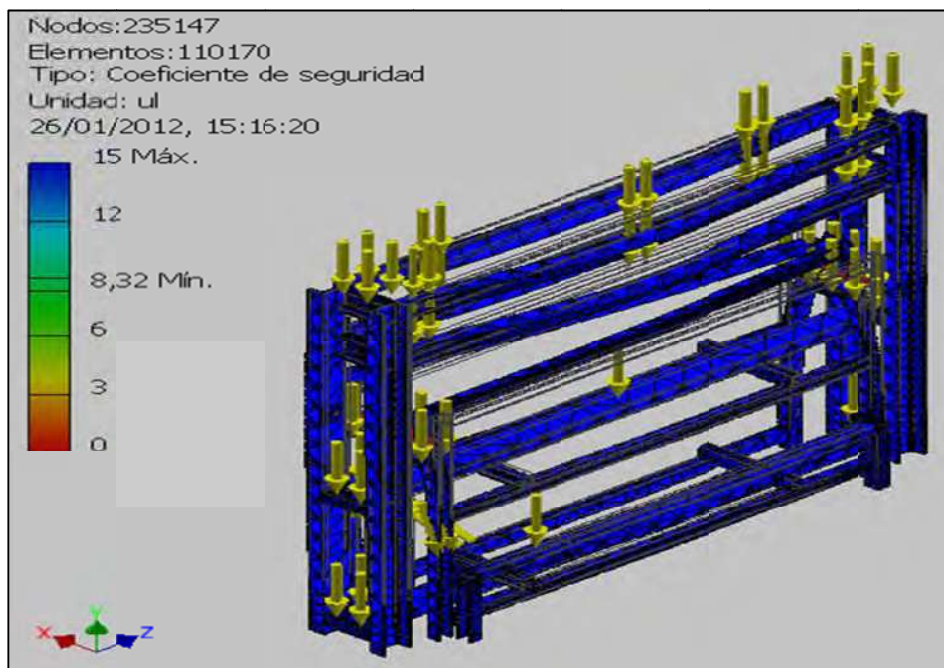
El análisis de cargas se realiza a partir del módulo de análisis de tensión del programa INVENTOR. Los resultados parciales se presentan a partir de las siguientes figuras:



**Figura 3.3.34.** M3– Estructura de soporte – Tensión de Von Mises



**Figura 3.3.35.** M3– Estructura de soporte – Desplazamiento



**Figura 3.3.36.** M1– Estructura de soporte – Coeficiente de seguridad

Los resultados globales del análisis de cargas sobre la estructura de soporte se presentan en la tabla 3.3.15:

**Tabla 3.3.15.** M3- Estructura de Soporte – Resumen de resultados – Análisis estático

DENOMINACIÓN	MÍNIMO	MÁXIMO
Volumen [mm <sup>3</sup> ]	36902500,0	36902500,0
Masa [kg]	290,1	290,1
Tensión de Von Mises [MPa]	0,001	24,893
Primera tensión principal [MPa]	-6,588	25,296
Tercera tensión principal [MPa]	-27,212	2,823
Desplazamiento [mm]	0,000	0,257
Coeficiente de seguridad [-]	8,31572 su	15 su

### 3.1.5.4. Módulo 4

#### 3.1.5.4.1. Velocidad angular de los rodillos que accionan la banda de transporte

Para el cálculo de la velocidad angular de los rodillos que accionan la banda de transporte, se parte de los siguientes datos:

- Velocidad máxima de avance ( $V_{\text{máx.}}$ ): 15 m/min
- Velocidad mínima de avance ( $V_{\text{mín.}}$ ): 12 m/min
- Diámetro exterior de los rodillos que accionan la banda transportadora ( $\Phi_{\text{RAB}}$ ): 114,3 mm = 4,5 in.

Para lograr el efecto de apilamiento en escalerilla, se plantea una reducción del 25% de la velocidad de avance con respecto a las velocidades del resto de módulos. De modo que cada segmento cortado se asentará sobre el segmento cortado anteriormente, una vez que se produzca un desplazamiento de la banda transportadora equivalente al 0,25% de la longitud del segmento de cartón cortado.

La velocidad angular ( $w$ ) se calcula a partir de la ecuación (Ec 3.1.1):

$$w_{\text{máx.}} = \frac{2V_{\text{máx.}}}{\Phi_{\text{RAB}}}$$

$$w_{\text{máx.}} = \frac{2(15)}{0,1143} = 262,5 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

$$w_{\text{máx.}} = \frac{262,5 \text{ rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} = 41,773 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{máx.}} \approx 42 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{2V_{\text{mín.}}}{\Phi_{\text{RAB}}}$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{2(12)}{0,1143} = 210 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right]$$

$$w_{\text{mín.}} = \frac{210 \text{ rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} = 33,42 \text{ [RPM]}$$

$$w_{\text{mín.}} \approx 34 \text{ [RPM]}$$

### 3.1.5.4.2. Dimensionamiento de las poleas sincrónicas

Para el dimensionamiento de las poleas sincrónicas identificadas en la figura 3.4.1, se sigue el mismo procedimiento detallado en la sección 3.1.5.1.2., para lo cual se toma en cuenta las siguientes consideraciones:

- Tipo de poleas: Poleas tipo H de 0,5 pulgadas de paso.
- Diámetro mínimo de la polea motriz: 80,85 mm (16 dientes).
- Velocidad mínima de giro del servomotor: 60 RPM.

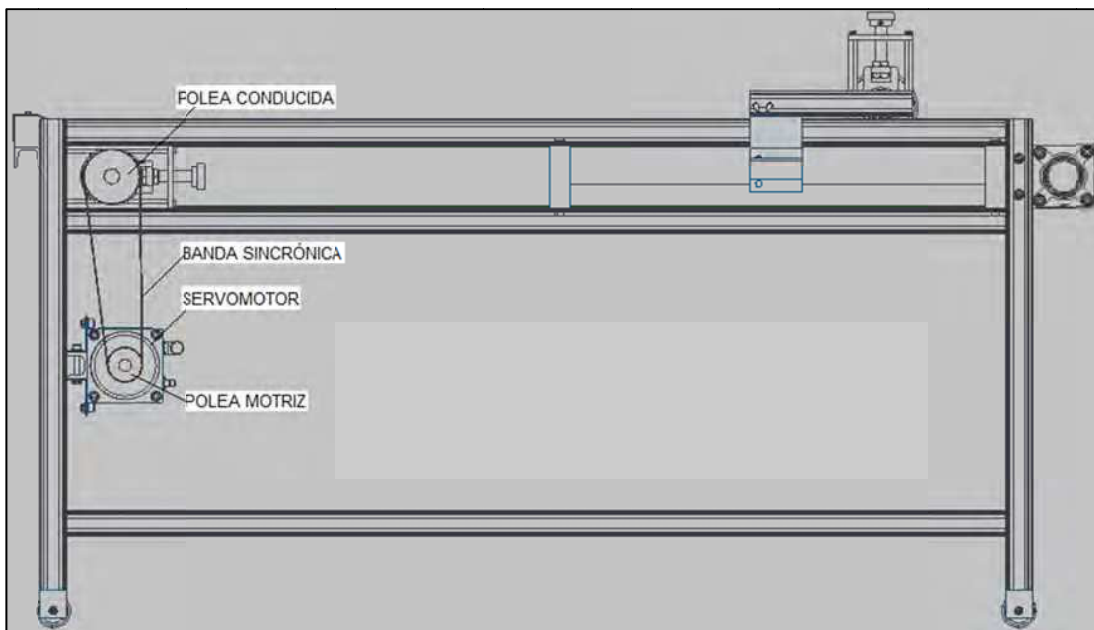
A partir de la ecuación (Ec. 3.1.2.) se obtiene:

$$(16 \text{ dientes})(60 \text{ RPM}) = Z_2(34 \text{ RPM})$$

$$Z_2 = \frac{(16 \text{ dientes})(60 \text{ RPM})}{(34 \text{ RPM})} = 28,23 \approx 28 \text{ [dientes]}$$

**POLEA MOTRIZ:  $Z_1 = 16$  [dientes]**

**POLEA CONDUCTIDA :  $Z_2 = 28$  [dientes]**



**Figura 3.4.1.** Módulo 4– Identificación de elementos del sistema de transmisión de movimiento.

Por tanto la relación de transmisión ( $i$ ) que se estaría manejando, viene dada por:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{28}{16} = 1,75$$

$$i = 1,75$$

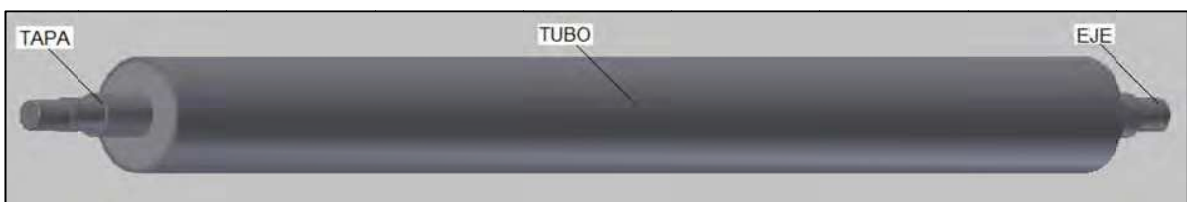
#### 3.1.5.4.3. Torque máximo y torque efectivo del servomotor

Para calcular el torque máximo y el torque efectivo del servomotor es necesario determinar:

- El momento de inercia aplicado a cada elemento.
- La aceleración angular de cada elemento.
- El torque necesario para vencer la fricción de los rodamientos.
- El torque absorbido por la banda transportadora.
- El torque de aceleración/desaceleración.

##### a) Momento de inercia aplicado a cada elemento ( $I$ )

El momento de inercia y la masa de los elementos móviles identificados en la figura 3.4.2, se calculan a partir de las ecuaciones (Ec. 3.1.4-3.1.6).



**Figura 3.4.2.** M4- Identificación general de subcomponentes de los rodillos.

A continuación se presenta la tabla resumen de los resultados del cálculo del momento de inercia de los componentes del módulo 4 que presentan movimiento rotacional.

**Tabla 3.4.1. M4-Resultados de cálculo de momento de inercia**

COMPONENTE	SUBCOMPONENTE	CANTIDAD	MATERIAL		MASA m [kg]	INERCIA I [kg.m <sup>2</sup> ]
			DENOMINACIÓN	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]		
RODILLO MOTRIZ DE LA BANDA	Tubo	1	Acero Dulce	7860	17,813	2,23E-04
	Tapa	2	Acero A36	7860	1,366	6,01E-04
	Eje	1	Acero A36	7860	18,927	4,69E-03
<b>SUBTOTAL</b>					<b>39,472</b>	<b>6,11E-03</b>
RODILLO CONDUCTOR DE LA BANDA	Tubo	1	Acero Dulce	7860	17,813	2,23E-04
	Tapa	2	Acero A36	7860	1,366	6,01E-04
	Eje	1	Acero A36	7860	18,726	4,68E-03
<b>SUBTOTAL</b>					<b>39,272</b>	<b>6,10E-03</b>
RODILLO LOCO	Tubo	1	Acero Dulce	7860	21,952	2,74E-04
	Tapa	2	Acero A36	7860	2,284	2,05E-03
	Eje	1	Acero A36	7860	17,526	4,37E-03
<b>SUBTOTAL</b>					<b>44,046</b>	<b>8,74E-03</b>
TRANSMISIÓN POR POLEAS	Polea 16H	1	Aleación Acero	7860	1,046	1,47E-04
	Polea 28H	1	Aleación Acero	7860	3,789	3,05E-03
<b>SUBTOTAL</b>					<b>4,836</b>	<b>3,20E-03</b>
<b>TOTAL</b>					<b>127,626</b>	<b>2,42E-02</b>

b) *Aceleración angular ( $\alpha$ )*

Para determinar la aceleración angular, se parte de los siguientes datos:

- El sistema parte del reposo:  $w_0 = 0$  [rad/min]
- Tiempo de arranque:  $t = 0,25$  s
- Máxima velocidad angular de la polea motriz:  $w = 73,5$  [rpm] = 461,82 [rad/min]
- Máxima velocidad angular de la polea conducida y de los rodillos que accionan la banda transportadora:  $w = 42$  [rpm] = 263,9 [rad/min]
- Máxima velocidad angular del rodillo loco móvil:  $w = 34,2$  [rpm] = 214,75 [rad/min]

La aceleración angular se calcula a partir de la ecuación (Ec. 3.1.7). La simbología utilizada en dicha ecuación es la siguiente:

$\alpha_{RPC}$ : Aceleración angular de los rodillos que accionan la banda transportadora y de la polea conducida.

$\alpha_{RL}$ : Aceleración angular del rodillo loco móvil.

$\alpha_{PM}$ : Aceleración angular de la polea motriz

$$\alpha_{RPC} = \frac{\left(263,9 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 17,6 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{RPC} = 17,6 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{RL} = \frac{\left(214,75 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 14,32 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{RL} = 14,32 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{PM} = \frac{\left(461,82 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right)}{0,25 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 30,8 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

$$\alpha_{PM} = 30,8 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$$

c) *Torque para vencer la fricción de los rodamientos. ( $T_{FR}$ )*

Dada la configuración del módulo 4, se utilizan soportes tensores con rodamientos Y para el rodillo motriz de la banda y para el rodillo loco móvil; y soportes de brida con rodamientos Y para el rodillo conductor de la banda.

Para el rodillo loco móvil y el rodillo motriz de la banda, a partir del dimensionamiento previo y de la preselección de rodamientos, se tiene:

- Designación de la unidad de rodamiento: SKF – TU 35 TF <sup>[96]</sup>
- Diámetro del agujero del rodamiento (d): 35 [mm] <sup>[96]</sup>
- Carga dinámica admisible (C): 25,5 [kN] <sup>[96]</sup>
- Coeficiente de fricción constante del rodamiento ( $\mu$ ): 0,0015 <sup>[97]</sup>

<sup>96</sup> ANEXO 3.4.6: Especificaciones unidad de rodamiento SKF – TU 35 TF.

<sup>97</sup> ANEXO 3.4.1: Coeficientes de fricción constante para rodamientos.



A partir de la ecuación (Ec. 3.1.22):

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{FR} &= 0,05\mu Cd \text{ [Nm]} \\ \mathbf{T}_{FR} &= 0,05(0,0015)(25500)(0,035) = 0,067 \text{ [Nm]} \\ \mathbf{T}_{FR} &= 0,067 \text{ [Nm]} \end{aligned}$$

Cada rodillo de arrastre cuenta con 2 rodamientos, por lo cual el torque total para vencer la fricción de los rodamientos está dado por:

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{FR-TOTAL1} &= 4 \times \mathbf{T}_{FR} = 4 \times 0,067 = 0,268 \text{ [Nm]} \\ \mathbf{T}_{FR-TOTAL1} &= 0,268 \text{ [Nm]} \end{aligned}$$

Para el rodillo conductor de la banda, a partir del dimensionamiento previo, y de la preselección de rodamientos, se tiene:

- Designación de la unidad de rodamiento: SKF – FYK 35 TF <sup>[98]</sup>
- Diámetro del agujero del rodamiento (d): 35 [mm] <sup>[98]</sup>
- Carga dinámica admisible (C): 25,5 [kN] <sup>[98]</sup>
- Coeficiente de fricción constante del rodamiento ( $\mu$ ): 0,0015

A partir de la ecuación (Ec. 3.1.22):

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{FR} &= 0,05\mu Cd \text{ [Nm]} \\ \mathbf{T}_{FR} &= 0,05(0,0015)(25500)(0,035) = 0,067 \text{ [Nm]} \\ \mathbf{T}_{FR} &= 0,067 \text{ [Nm]} \end{aligned}$$

El rodillo conductor de la banda está soportado por 2 rodamientos, uno en cada extremo, por lo cual el torque total para vencer la fricción está dado por:

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{FR-TOTAL2} &= 2 \times \mathbf{T}_{FR} = 2 \times 0,067 = 0,134 \text{ [Nm]} \\ \mathbf{T}_{FR-TOTAL2} &= 0,134 \text{ [Nm]} \end{aligned}$$

---

<sup>98</sup> ANEXO 3.4.5: Especificaciones unidad de rodamiento SKF – FYK 35 TF.

d) *Torque absorbido por la banda transportadora. ( $T_{BANDA}$ )*

El torque absorbido por la banda transportadora viene dado por <sup>[99]</sup>:

(Ec. 3.4.1)

$$T_{BANDA} = \frac{P_{BANDA}}{S} \times R_{RMB} \text{ [Nm]}$$

Siendo:  $P_{BANDA}$  = Potencia absorbida por la banda, [W].

$S$  = Velocidad de la banda [m/s].

$R_{RMB}$  = Radio del rodillo motriz de la banda, [m].

La potencia absorbida por la banda se determina a partir de la siguiente ecuación <sup>[49]</sup>:

(Ec. 3.4.2)

$$P_{BANDA} = \frac{F_e(L + t_f)3,6 \times Q \times S}{367} + \frac{F_\ell(L + t_f)C}{367} + \frac{C \times H}{367} \text{ [kW]}$$

Siendo:  $F_e$  = Factor de fricción para la banda en vacío, [-].

$F_\ell$  = Factor de fricción para la banda cargada, [-].

$L$  = Distancia horizontal entre centro y centro, [m].

$t_f$  = Constante de fricción terminal, [m].

$C$  = Capacidad [t/h].

$Q$  = Masa de las partes móviles [kg/m].

$H$  = Cambio neto de elevación, [m].

La capacidad de la banda debe ser igual a la capacidad de producción del resto de módulos, y hace referencia al peso del material que debe soportar la banda transportadora por unidad de tiempo.

<sup>99</sup> FENNER-DUNLOP; Conveyor Handbook; PDF. Págs.: 31-33.

La capacidad de la banda transportadora está dada por:

(Ec. 3.4.3)

$$C = \frac{A \times v \times G}{1000} \left[ \frac{t}{h} \right]$$

Siendo: A = Ancho de la plancha de cartón [m].

v = Velocidad lineal de producción, [m/h].

G = Gramaje de la plancha de cartón, [kg/m<sup>2</sup>].

Para planchas de cartón prensado (G = 1,145 kg/m<sup>2</sup>) de 1300 mm de ancho, y una velocidad de producción de 20 m/min (1200 m/h), se tiene:

$$C = \frac{1,3 \times 1200 \times 1,145}{1000} = 1,7862 \left[ \frac{t}{h} \right]$$

$$C = 1,7862 \left[ \frac{t}{h} \right]$$

Para el cálculo de la potencia absorbida por la banda, se parte de los siguientes datos:

- Factor de fricción para la banda en vacío <sup>[100]</sup>: F<sub>e</sub> = 0,02
- Factor de fricción para la banda cargada <sup>[101]</sup>: F<sub>ℓ</sub> = 0,025
- Distancia horizontal entre centro y centro: L = 1,825 [m].
- Constante de fricción terminal <sup>[102]</sup>: t<sub>f</sub> = 0 [m].
- Masa de las partes móviles <sup>[103]</sup>: Q = 215,15 [kg/m].
- Velocidad de la banda: S = 0,25 [m/s].
- Cambio neto de elevación: H = 0 [m] (Banda horizontal).
- Radio del rodillo motriz de la banda (R<sub>RMB</sub>): 57,15 [mm].

<sup>100</sup> FENNER-DUNLOP; Conveyor Handbook; PDF. Pág.: 31 (1.c.i. Equipment friction factors for empty calculations)

<sup>101</sup> FENNER-DUNLOP; Conveyor Handbook; PDF. Pág.: 31 (1.c.i. Equipment friction factors for load calculations)

<sup>102</sup> FENNER-DUNLOP; Conveyor Handbook; PDF. Págs.: 31,32 (2.a.iii. Terminal friction constant expressed in meters of center to center distance)

<sup>103</sup> FENNER-DUNLOP; Conveyor Handbook; PDF. Pág.: 34 (Table 3: Belt width = 1320 mm, Idlle diameter = 114,3 mm)

Entonces según la ecuación (Ec. 3.4.2):

$$P_{BANDA} = \frac{0,02(1,825 + 0)(3,6)(215,15)(0,25)}{367} + \frac{0,025(1,825 + 0)(1,7862)}{367} \mp \frac{1,7862(0)}{367} \text{ [kW]}$$

$$P_{BANDA} = \frac{7,07}{367} + \frac{0,0815}{367} \mp \frac{0}{367} = 0,0195 \text{ [kW]}$$

$$P_{BANDA} = 0,0195 \text{ [kW]}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (Ec. 3.4.1):

$$T_{BANDA} = \frac{19,5}{0,25} \times 0,05715 = 4,5 \text{ [Nm]}$$

$$T_{BANDA} = 4,5 \text{ [Nm]}$$

e) *Torque de aceleración/desaceleración ( $T_a$ )*

En primera instancia, se determina el torque de carga total, equivalente a la sumatoria del torque absorbido por la banda transportadora y el torque para vencer la fricción de los rodamientos, por tanto:

(Ec. 3.4.4)

$$T_L = T_{BANDA} + T_{FR-TOTAL1} + T_{FR-TOTAL2} \text{ [Nm]}$$

$$T_L = 4,5 + 0,268 + 0,134 = 4,9 \text{ [Nm]}$$

$$T_L = 4,9 \text{ [Nm]}$$

Para calcular el torque de aceleración/desaceleración se realiza una preselección del servomotor, en base a las condiciones de la ecuación (Ec. 3.1.24) y (Ec. 3.1.25):

En (Ec. 3.1.24):

$$I_{SM} \geq \frac{I_{TOTAL}}{30} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$I_{SM} \geq \frac{0,0242}{30} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$I_{SM} \geq 8,067E - 04 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

En (Ec. 3.1.25):

$$\mathbf{T}_N \geq \frac{T_L}{0,8} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_N \geq \frac{4,9}{0,8} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_N \geq 6,125 \text{ [Nm]}$$

A partir de la revisión del catálogo de servomotores SELEMA – SERIE ST115 [ANEXO 3.5.1], el modelo que cumple con las condiciones de la ecuación (Ec. 3.1.24) y (Ec. 3.1.25) , es el servomotor de código: ST115-7, a partir de lo cual:

$$I_{SM} = 8,8E - 04 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$\mathbf{T}_N = 7 \text{ [Nm]}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (Ec 3.1.23):

$$\mathbf{T}_\alpha = \frac{2\pi n}{60t_A} \times \left( I_{SM} + \frac{I_{TOTAL}}{\eta} \right) \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_\alpha = \frac{2\pi(73,5)}{60(0,25)} \times \left( 8,8E - 04 + \frac{0,0242}{0,97} \right) = 0,8 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_\alpha = 0,8 \text{ [Nm]}$$

#### *TORQUE MÁXIMO DEL SERVOMOTOR ( $T_{MSM}$ )*

El torque máximo del servomotor está dado por la ecuación (Ec. 3.1.27):

$$\mathbf{T}_{MSM} = T_\alpha + T_L \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{MSM} = 0,8 + 4,9 = 5,7 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{MSM} = 5,7 \text{ [Nm]}$$

*TORQUE EFECTIVO DEL SERVOMOTOR ( $T_{rms}$ )*

El torque efectivo del servomotor se determina en relación a la figura 3.1.7, para lo cual se conoce los siguientes datos:

- Torque máximo ( $T_1$ ): 5,7 [Nm]
- Torque de carga externa total ( $T_2$ ): 4,9 [Nm]
- Tiempo de aceleración/desaceleración ( $t_1/t_3$ ): 0,25 [s]
- Tiempo efectivo de trabajo ( $t_2$ ): 1,5 [s]
- Tiempo de pausa ( $t_4$ ): 0,25 [s]

El torque de frenado está dado por la ecuación (Ec. 3.1.29):

$$\mathbf{T}_3 = -|T_L - T_\alpha| \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_3 = -|4,9 - 0,8| = -4,1 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_3 = -4,1 \text{ [Nm]}$$

El torque efectivo del servomotor se calcula a partir de la ecuación (Ec. 3.1.28):

$$\mathbf{T}_{rms} = \sqrt{\frac{(T_1^2 \times t_1) + (T_2^2 \times t_2) + (T_3^2 \times t_3)}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{rms} = \sqrt{\frac{[(5,7)^2 \times 0,25] + [(4,9)^2 \times 1,5] + [(-4,1)^2 \times 0,25]}{0,25 + 1,5 + 0,25 + 0,25}} = 1,95 \text{ [Nm]}$$

$$\mathbf{T}_{rms} = 4,64 \text{ [Nm]}$$

A partir de la obtención del torque máximo y del torque efectivo del servomotor, se comprueba que el modelo de servomotor preseleccionado cumple con todos los requerimientos y condiciones establecidas.

**SERVOMOTOR<sub>M4</sub>: SELEMA – ST115 – 7**

#### 3.1.5.4.4. Selección de la banda sincrónica

La banda sincrónica se selecciona a partir del procedimiento detallado en el anexo 3.2.1. Los pasos a seguir son los siguientes:

a) *Determinar la potencia de diseño.*

La potencia de diseño se calcula a partir de la ecuación (Ec. 3.1.31):

$$P_{\text{DISEÑO}} = \frac{0,8 \times T_N \times n}{9550} \times F.S \text{ [kW]}$$

El factor de servicio (F.S) es el mismo definido para el módulo 1. Entonces, la potencia de diseño es:

$$P_{\text{DISEÑO}} = \frac{0,8 \times 7 \times 73,5}{9550} \times 1,3 = 0,06 \text{ [kW]}$$

$$P_{\text{DISEÑO}} = 0,06 \text{ [kW]}$$

$$P_{\text{DISEÑO}} = 0,08 \text{ [HP]}$$

b) *Seleccionar el paso de la banda.*

El paso de la banda fue determinado en la sección 3.1.5.4.2. La banda que se utilizará será tipo H de 0,5 pulgadas de paso.

c) *Determinar la relación de transmisión.*

La relación de transmisión se determinó en la sección 3.1.5.4.2. La relación de transmisión es:  $i = 1,75$ .

d) *Determinar el tamaño de las poleas.*

El tamaño de las poleas se determinó en la sección 3.1.5.4.2.:

- Polea Motriz: 16H
- Polea Conducida: 28H

e) *Determinar la longitud de la banda y la distancia entre centros.*

Para calcular la longitud de las bandas ( $L_b$ ) se aplica la ecuación (Ec. 3.1.32):

$$L_b = 2C + 1,57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

Siendo: C = Distancia entre centros.

$D_p$  = Diámetro de paso de la polea grande.

$d_p$  = Diámetro de paso de la polea pequeña.

$$L_b = 2(362,88) + 1,57(113,191 + 64,681) + \frac{(113,191 - 64,681)^2}{4(362,88)} = 1006,6403 \text{ [mm]}$$

$$L_b = 1006,6403 \text{ [mm]}$$

Según las tablas de selección <sup>[104]</sup>, la longitud normalizada de paso es 39 pulgadas (990,6 mm), por lo que dado que no se utiliza polea tensora, será necesario ajustar la distancia entre centros, a partir de la ecuación (Ec. 3.1.33):

$$C_{CORREGIDO} = C_{ANTERIOR} - \frac{L_b\text{-CALCULADA} - L_b\text{-NORMALIZADA}}{2}$$

$$C_{CORREGIDO} = 362,88 - \frac{1006,6403 - 990,6}{2} = 354,85 \text{ [mm]}$$

$$C_{CORREGIDO} = 354,85 \text{ [mm]}$$

$$L_b\text{-NORMALIZADA} = 990,6 \text{ [mm]} \text{ (Denominación: 390H)}$$

f) *Determinar el ancho de la banda*

<sup>104</sup> ANEXO 3.2.2: Selección de bandas sincrónicas (H) HEAVY -38mm WIDE BELT – Belt Designation.



Para determinar el ancho de la banda ( $a_b$ ) se aplica la ecuación (Ec.3.1.34):

$$a_b = \frac{P_{DISEÑO}}{P_{ab}}$$

Se conoce los siguientes datos:

- Potencia de diseño ( $P_{DISEÑO}$ ): 0,08 [HP]
- Potencia por ancho de banda ( $P_{ab}$ ): 0,2058 [HP/in] <sup>[105]</sup>

$$a_b = \frac{0,08}{0,2058} = 0,4 \text{ [in]}$$

$$a_{b-NORMALIZADA} = 0,75 \text{ [in]} = 19,05 \text{ [mm]}$$

**DENOMINACIÓN BANDA SINCRÓNICA M4: 390H075**

#### 3.1.5.4.5. Selección de la banda transportadora

Para la selección de la banda transportadora es necesario determinar la máxima fuerza de tensión ( $F_{Tmáx.}$ ) que soporta, la cual está dada por <sup>[106]</sup>:

(Ec. 3.4.5)

$$F_{Tmáx.} = F_{Te} + F_{Tss} \text{ [kN]}$$

Siendo:  $F_{Te}$  = Fuerza de tensión efectiva, [kN].

$F_{Tss}$  = Fuerza de tensión lateral de holgura, [kN].

La fuerza de tensión efectiva está dada por la ecuación:

(Ec. 3.4.6)

$$F_{Te} = \frac{P_{BANDA}}{S} \text{ [kN]}$$

Siendo:  $P_{BANDA}$  = Potencia absorbida por la banda, [kW].

S = Velocidad de la banda, [m/s].

<sup>105</sup> ANEXO 3.2.2: Selección de bandas sincrónicas – TABLE11: POWER RATINGS, HEAVY(H) PITCH

<sup>106</sup> FENNER-DUNLOP; Conveyor Handbook; PDF. Pág.: 35 (Calculation of maximum tensions)

Entonces:

$$F_{Te} = \frac{0,0195}{0,25} = 0,078 \text{ [kN]}$$

$$F_{Te} = 0,078 \text{ [kN]}$$

La fuerza de tensión lateral de holgura está dada por la ecuación:

(Ec. 3.4.7)

$$F_{Tss} = F_{Te} \times K \text{ [kN]}$$

Siendo:  $K$  = Factor de conducción, [-].

Para el cálculo se parte de los siguientes datos <sup>[107]</sup>:

- Rodillos desnudos (Bare pulley).
- Arco de contacto: 180° (Arc of contact)
- Mecanismo de tensión: Tornillo (Screw take up)
- Factor de conducción:  $K = 0,97$

Por tanto:

$$F_{Tss} = 0,97(0,078) = 0,076 \text{ [kN]}$$

$$F_{Tss} = 0,076 \text{ [kN]}$$

A partir de la ecuación (Ec. 3.4.6):

$$F_{Tm\acute{a}x.} = 0,078 + 0,076 = 0,154 \text{ [kN]}$$

$$F_{Tm\acute{a}x.} = 0,154 \text{ [kN]}$$

Una vez determinada la máxima fuerza de tensión que soporta la banda, es necesario calcular la máxima fuerza de tensión admisible por unidad de ancho, la cual está dada por la siguiente ecuación:

(Ec. 3.4.8)

$$F_{Tm\acute{a}x/w} = \frac{F_{Tm\acute{a}x.}}{A_{BANDA}} \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Siendo:  $A_{BANDA}$  = Ancho de la banda, [mm].

<sup>107</sup> FENNER-DUNLOP; Conveyor Handbook; PDF. Pág.: 35 (Table 1).

Entonces:

$$F_{Tm\acute{a}x/w} = \frac{154}{1320} = 0,12 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$$F_{Tm\acute{a}x/w} = 0,12 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Finalmente la selecci3n de la banda se realiza a partir de la revisi3n de las fichas t3cnicas para bandas transportadoras de la marca HABASIT <sup>[108]</sup>, haciendo referencia a los siguientes par3metros de selecci3n:

- Segmento Industrial: Transformado de papel/cart3n, fabricaci3n y procesado de papel/cart3n.
- Aplicaciones de la banda: Banda de transporte general, banda de transporte de papel/cart3n.
- Características especiales: Coeficiente de fricci3n constante, superficie de gran fricci3n.
- Modo de utilizaci3n: Horizontal
- N3mero de tejidos: M3ximo 3.
- Grosor: M3ximo 3 [mm]
- Fuerza de tensi3n admisible por unidad de ancho: M3nimo 0,12 [N/mm]
- Di3metro admisible de los rodillos de accionamiento: 114,3 [mm]
- Ancho de fabricaci3n: > 1320 [mm].

La banda que cumple con todas las especificaciones requeridas es la banda transportadora cuyo c3digo de producto es: HAR-12E.

**DENOMINACI3N BANDA TRANSPORTADORA <sub>M4</sub>: HAR – 12E**

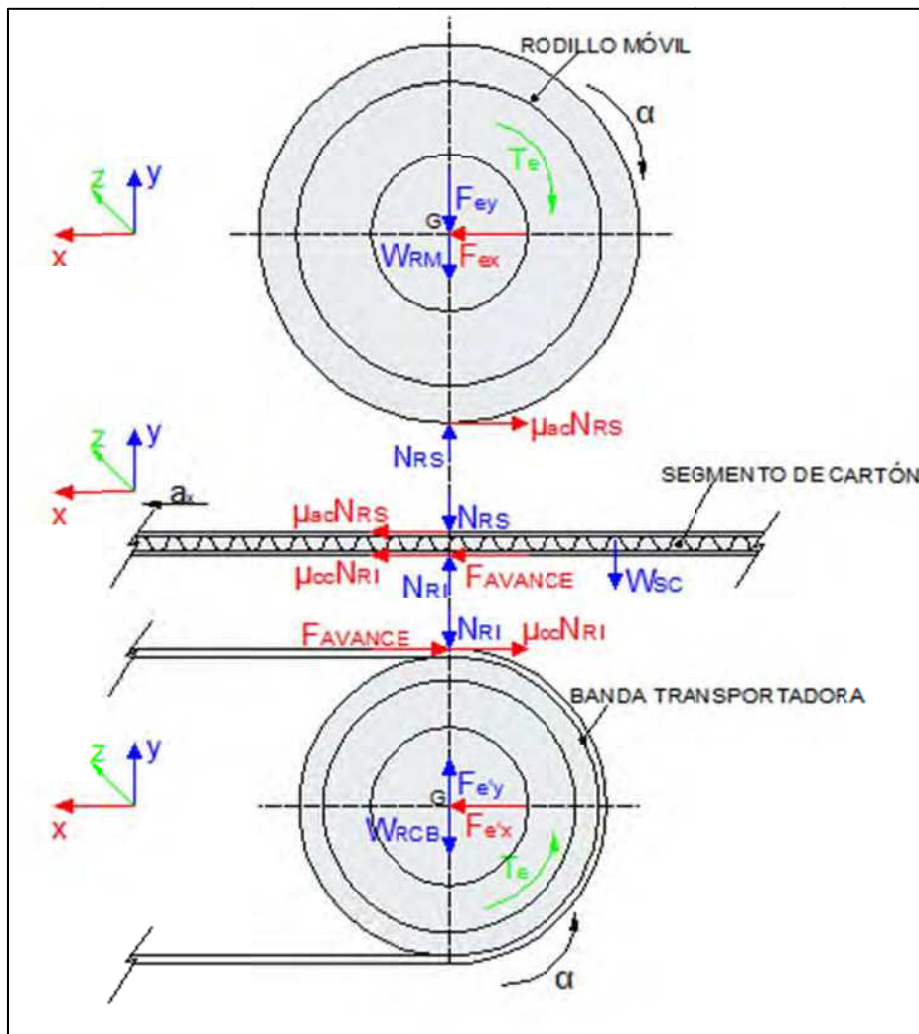
---

<sup>108</sup> ANEXO 3.7.1. Ficha t3cnica – Banda Transportadora HabaFlow HAR-12E

### 3.1.5.4.6. Dimensiones de sección del eje que soporta el rodillo móvil

Las secciones críticas del eje se determinan en base a los resultados de momento flector y deflexión máximos.

Para determinar las cargas correspondientes a las fuerzas que ejerce el rodillo contra el eje, se hace referencia a la figura 3.4.3.



**Figura 3.4.3.** M4– Diagramas del cuerpo libre de elementos involucrados en la recepción y recogida de los segmentos por banda transportadora.

Para el análisis en relación a la figura 3.4.3, se establece la siguiente notación:

$F_e$  = Fuerza que ejerce el eje contra el rodillo, [N].

$T_e$  = Torque que ejerce el eje contra el rodillo, [Nm].

$N_{RS}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie del segmento de cartón sobre la superficie del rodillo móvil superior, [N].

$N_{RI}$  = Fuerza normal ejercida por la superficie del rodillo inferior sobre la superficie del segmento de cartón, [N].

$\mu_{cc}$  = Coeficiente de fricción por rodadura (caucho – cartón), [-].

$\mu_{ac}$  = Coeficiente de fricción por rodadura (acero – cartón), [-].

$W_{RM}$  = Peso del rodillo móvil, [N].

$W_{RCB}$  = Peso del rodillo conductor de la banda, [N].

$W_{SC}$  = Peso del segmento de cartón cortado, [N].

La fuerza normal ( $N_{RS}$ ) debe ser menor o igual a la máxima fuerza que puede soportar el material ante la compresión horizontal. Ésta fuerza se calcula a partir de la siguiente ecuación <sup>[109]</sup>:

(Ec. 3.4.9)

$$N_{RS} \leq 2L\sqrt{2Rh} \times S_{UCH} \text{ [N]}$$

Siendo:  $R$  = Radio del rodillo o rueda en contacto con la superficie plana, [N/m<sup>2</sup>].

$S_{UCH}$  = Resistencia a la compresión horizontal, [N/m<sup>2</sup>].

$L$  = Longitud del área de contacto, [m].

$h$  = Profundidad de penetración, [m].

Los cálculos se realizan en base al conocimiento de los siguientes datos:

- Resistencia al aplastamiento plano – Cartón corrugado ( $S_{UCH-CC}$ ): 276 [kPa] <sup>[110]</sup>
- Radio del rodillo ( $R$ ): 69,85 [mm]

<sup>109</sup> <http://depts.washington.edu/nanolab/Tribology.html> (Dupuit's Torque Balance: Determination of the Rolling Friction Resistance)

<sup>110</sup> ANEXO 3.3.1-3.3.4: Fichas Técnicas de Cartón Corrugado.

- Longitud del área de contacto (L) 1320 [mm]
- Profundidad de penetración (h): 0,25 [mm]
- Coeficiente de fricción por rodadura -Acero-Cartón ( $\mu_{ac}$ ): 0,075 <sup>[111]</sup>
- Masa del rodillo móvil ( $m_{RM}$ ): 26,52 [kg].
- Fuerza normal ( $N_{RS}$ ): 1811,72 [N] (Ec. 3.1.12/  $h = 2,5$  mm/  $S_{UCH} = 116121,9$  N/m<sup>2</sup>)

En (Ec. 3.4.9):

$$N_s = 2(1,32) \times \sqrt{2(0,06985)(2,5E - 04)} \times 116121,9 = 1811,72 \text{ [N]}$$

\*Nota: Se toma una fracción del valor de la resistencia máxima del cartón al aplastamiento horizontal, con lo cual no se sobrepasa los valores admisibles de deflexión del eje que soporta el rodillo móvil.

A partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.4.10)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{ex} = \mu_{ac} N_{RS} \text{ [N]}$$

$$F_{ex} = 0,075(1811,72) = 135,88 \text{ [N]}$$

$$F_{ex} = 135,88 \text{ [N]}$$

(Ec. 3.4.11)

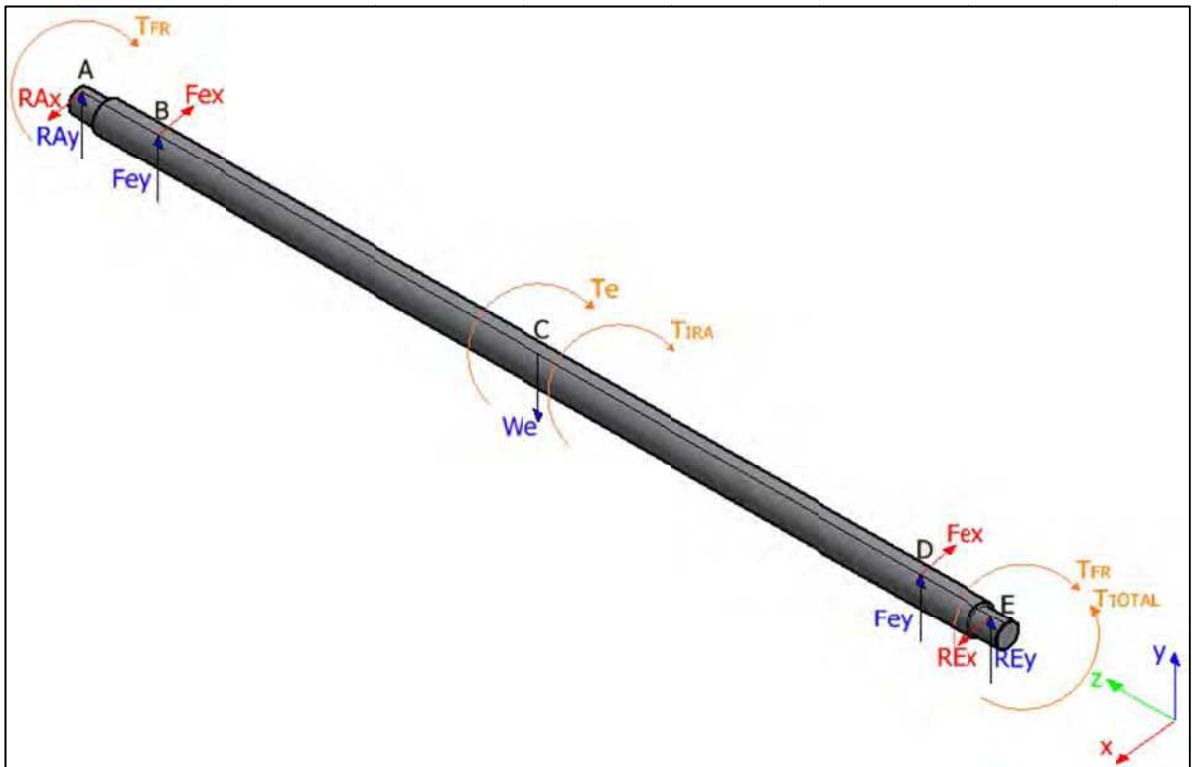
$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{ey} = N_{RS} - W_{RM} \text{ [N]}$$

$$F_{ey} = 1811,72 - (26,52)(9,8) = 1551,824 \text{ [N]}$$

$$F_{ey} = 1551,824 \text{ [N]}$$

Una vez determinadas todas las cargas exteriores que actúan sobre el eje que soporta el rodillo móvil, se realiza el análisis de fuerzas de cuerpo libre para el eje (Figura 3.4.4) y se obtienen los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión.

<sup>111</sup> TABLA 3.1.2: Coeficientes de Fricción por Rodadura.



**Figura 3.4.4.** M4– Diagrama del cuerpo libre del eje que porta el rodillo móvil.

Para el análisis en base a la figura 3.4.4 se establece la siguiente notación:

$W_e$  = Peso del eje, [N].

$F_{ex/y}$  = Fuerzas que ejerce el rodillo de arrastre contra el eje, [N].

$R_{Ax/y}$  = Reacción en el apoyo del rodamiento en el extremo izquierdo, [N].

$R_{Ex/y}$  = Reacción en el apoyo del rodamiento en el extremo derecho, [N].

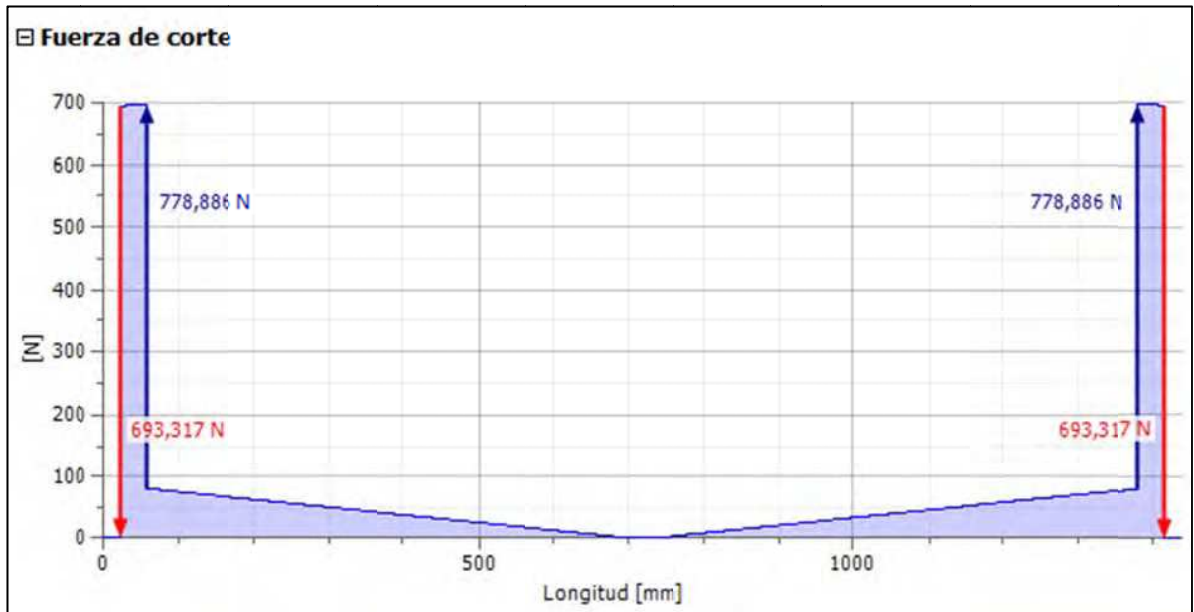
$T_e$  = Torque ejercido contra el eje, [Nm].

$T_{FR}$  = Torque para vencer la fuerza de rozamiento de los rodamientos, [Nm].

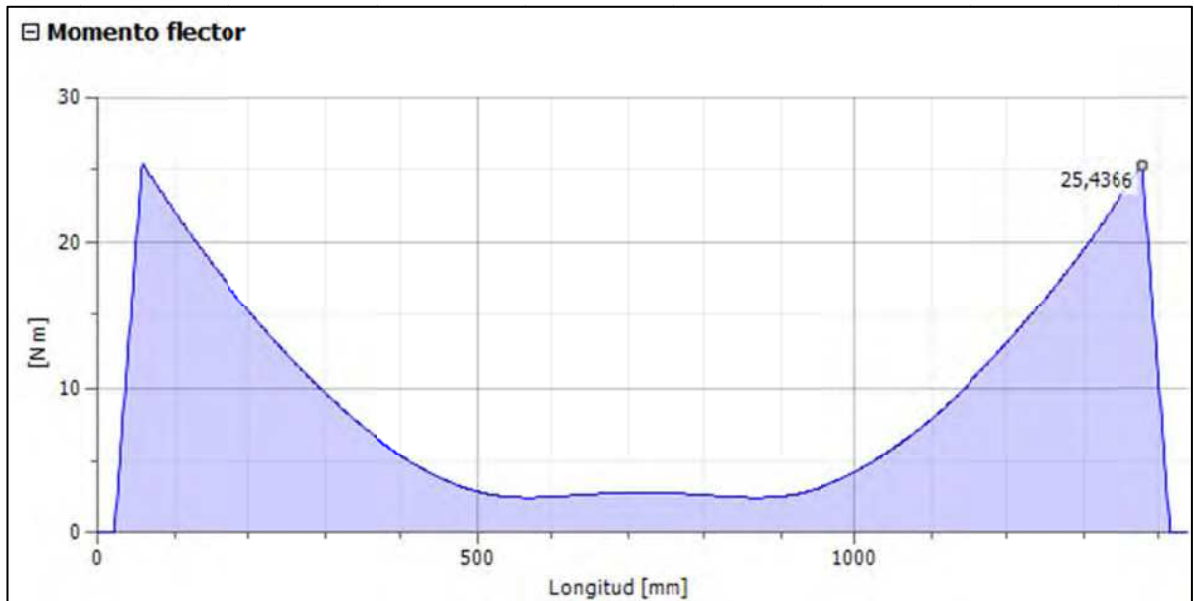
$T_{IRA}$  = Torque para vencer la inercia del rodillo de arrastre, [Nm].

$T_{TOTAL}$  = Torque total transmitido, [Nm].

Los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión se obtienen mediante el módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.

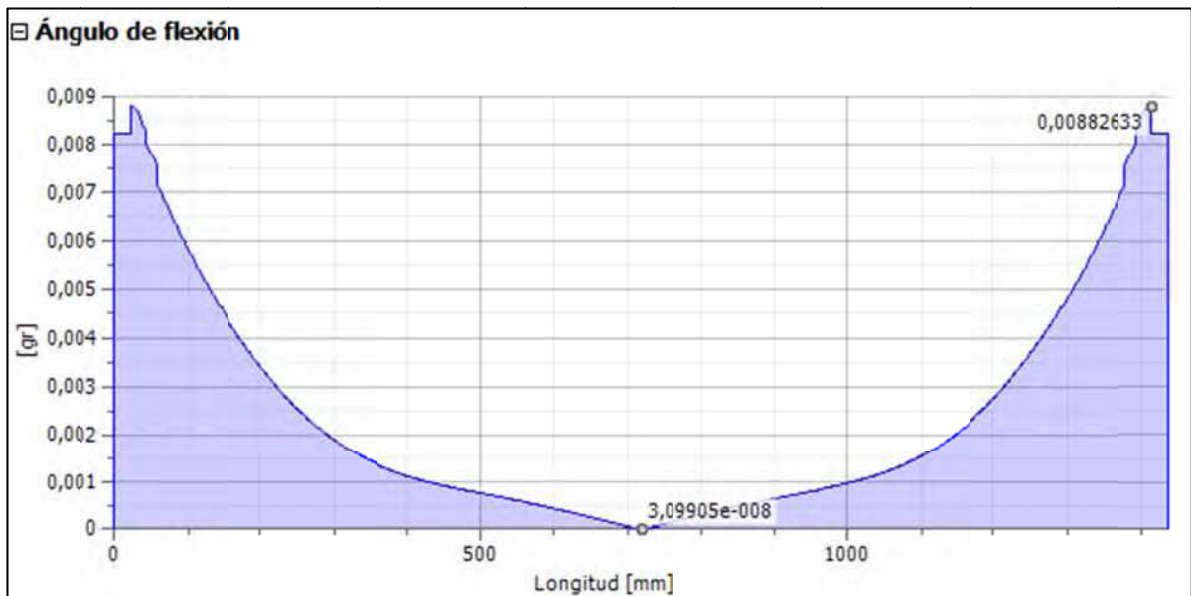


**Figura 3.4.5. M4–** Diagrama de cortante para el eje que soporta el rodillo móvil.

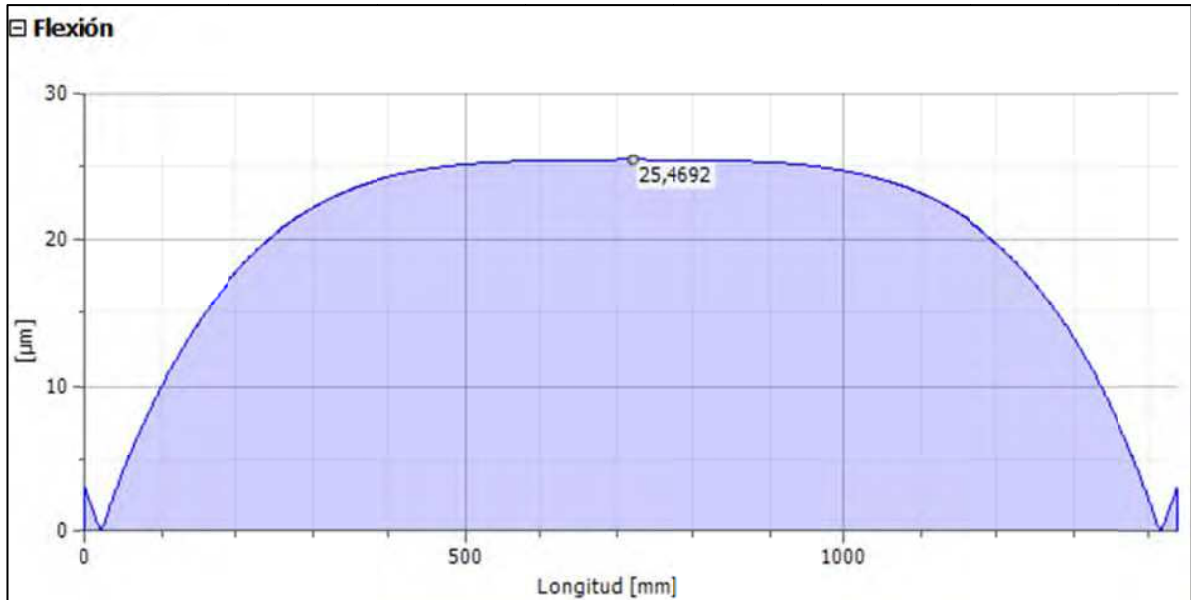


**Figura 3.4.6. M4–** Diagrama de momento flector para el eje que soporta el rodillo móvil.





**Figura 3.4.7. M4–** Diagrama de ángulo de flexión para el eje que soporta el rodillo móvil.



**Figura 3.4.8. M4–** Diagrama de deflexión para el eje que soporta el rodillo móvil.

Las tablas 3.4.2 y 3.4.3 presentan los resultados del dimensionamiento de las secciones del eje que soporta el rodillo móvil:

**Tabla 3.4.2.** M4-Resultados de cálculos para el eje que soporta el rodillo móvil.

COMPONENTE	EJE	
	SECCIÓN	TOTAL
FUERZA DE REACCIÓN EN LOS SOPORTES (R <sub>#</sub> ) [N]	A	693,317
	E	693,317
MOMENTO MÁXIMO [Nm]	B/D	25,44
PENDIENTE MÁXIMA [rad]	A	0,0002
	E	0,0002
DEFLEXIÓN MÁXIMA [mm]	C	0,0255
ESFUERZO MÁXIMO [MPa]	B/D	3,558

\*Nota: \*Los puntos de sección se señalan en base al diagrama de cuerpo libre para cada eje.

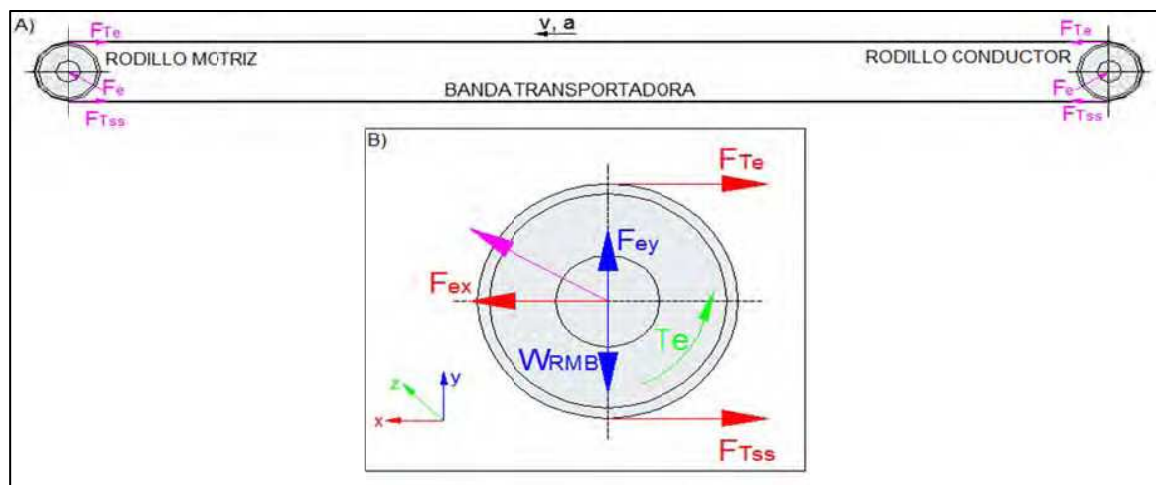
**Tabla 3.4.3.** M4-Dimensionamiento del eje que soporta el rodillo móvil.

EJE		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A	35	43
B	45	1350
C	45	
D	45	
E	35	43

\*Nota: \*Las secciones se señalan en base al diagrama de cuerpo libre para cada eje.

### 3.1.5.4.7. Dimensiones de sección de los ejes que accionan la banda transportadora

Las dimensiones de sección de los ejes se definieron inicialmente por el diseño preliminar para la selección de alternativas. Las secciones críticas del eje se determinan en base a los resultados de momento flector y deflexión máximos.



**Figura 3.4.9.** M4– A) Esquema banda transportadora. B) Diagrama de cuerpo libre del rodillo motriz de la banda.

Se parte del diagrama de cuerpo libre presentado en la figura 3.4.9, y se establece la siguiente notación:

$F_e$  = Fuerza de reacción contra el eje que soporta el rodillo, [N].

$F_{Te}$  = Fuerza de tensión efectiva, [N].

$F_{Tss}$  = Fuerza de tensión lateral de holgura, [N].

$T_e$  = Torque transmitido al eje, [N].

$W_{RMB}$  = Peso del rodillo motriz que acciona la banda, [N].

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Masa del rodillo motriz que acciona la banda transportadora ( $m_{RMB}$ ): 20,55 [kg]
- Fuerza de tensión efectiva ( $F_{Te}$ ): 78 [N] (Sección 3.1.5.4.5).
- Fuerza de tensión lateral de holgura ( $F_{Tss}$ ): 76 [N] (Sección 3.1.5.4.5).

A continuación se determinan las fuerzas que ejercen sobre cada eje, los rodillos que accionan la banda transportadora. A partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.4.12)

$$\sum \mathbf{F}_x = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{ex} = F_{Te} + F_{Tss} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{ex} = 78 + 76 = 154 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{ex} = 154 \text{ [N]}$$

(Ec. 3.4.13)

$$\sum \mathbf{F}_y = 0 \rightarrow \mathbf{F}_{ey} = W_{RMB} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{ey} = (20,55)(9,8) = 201,39 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F}_{ey} = 201,39 \text{ [N]}$$

\*Nota: Las fuerzas de reacción producidas por el rodillo que acciona la banda transportadora, se dividen entre los dos apoyos sobre los que se asienta el rodillo sobre el eje.

El análisis de fuerzas se realiza únicamente para el eje que soporta el rodillo motriz de la banda, debido a que para el eje que soporta el rodillo conductor, las fuerzas de reacción son opuestas en dirección e iguales en magnitud.

A continuación se determinan las fuerzas que ejerce la polea conducida sobre el eje que soporta el rodillo motriz de la banda, para lo cual se hace referencia a la figura 3.4.10.

Para el análisis en base a la figura 3.4.10, se establece la siguiente notación:

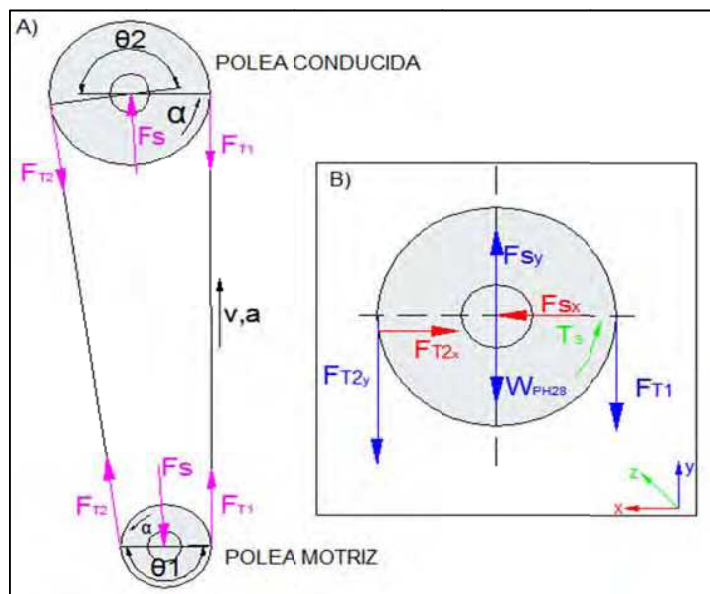
$F_S$  = Fuerza transmitida al eje por la polea síncrona, [N].

$F_{T\#}$  = Fuerza de tensión en entrada/salida, [N].

$T_S$  = Torque transmitido al eje por la polea síncrona, [N].

$\alpha$  = Aceleración angular en el sentido de giro, [rad/s<sup>2</sup>].

$W_{PH28}$  = Peso de la polea conducida de 28 dientes, [N].



**Figura 3.4.10.** M4– A) Esquema de transmisión de potencia. B) Diagrama del cuerpo libre de la polea conducida.

Para realizar los cálculos se parte de los siguientes datos:

- Masa de la polea conducida ( $m_{PH28}$ ): 1,8 [kg] <sup>[112]</sup>
- Fuerza de tensión en entrada ( $F_{T1}$ ): 34,637 [N].
- Fuerza de tensión en salida ( $F_{T2}$ ): 207,796 [N].

\*Nota: Los valores correspondientes a la magnitud de las fuerzas de tensión en entrada/salida se obtienen a partir del módulo de cálculo del generador de componentes de correas síncronas del programa INVENTOR.

A partir de la aplicación de la ecuación (Ec. 3.1.9) se tiene:

(Ec. 3.4.14)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{Sx} = F_{T2x} \text{ [N]}$$

$$F_{Sx} = 207,796(\cos 82^\circ) = 28,92 \text{ [N]}$$

$$F_{Sx} = 28,92 \text{ [N]}$$

<sup>112</sup> ANEXO 3.1.6: Especificaciones Polea Síncrona SKF 28H075.

(Ec. 3.4.15)

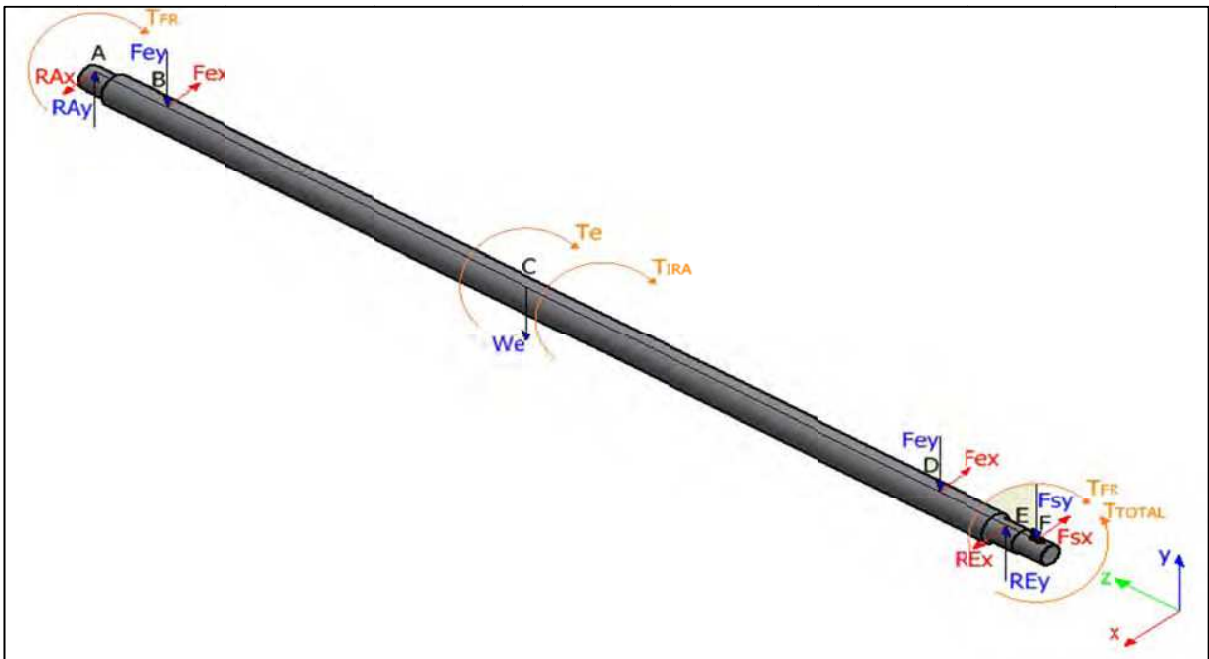
$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{Sy} = W_{PH28} + F_{T1} + F_{T2y} \text{ [N]}$$

$$F_{Sy} = (1,8)(9,8) + 34,637 + 207,796(\text{sen } 82^\circ) = 258,051 \text{ [N]}$$

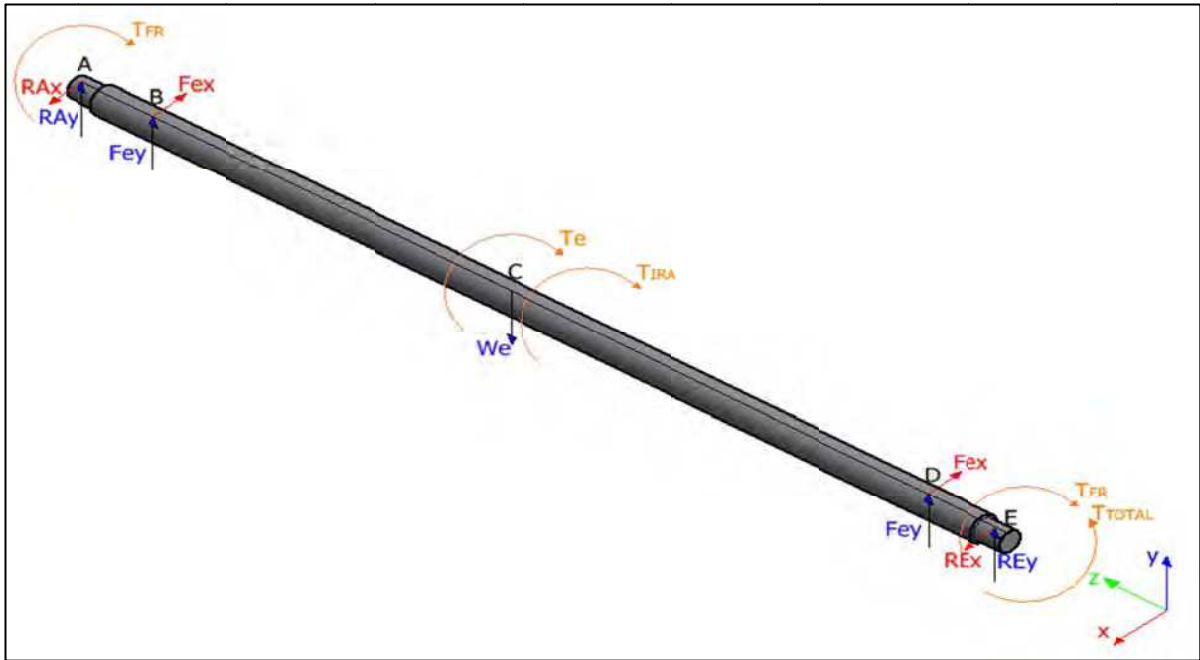
$$F_{Sy} = 258,051 \text{ [N]}$$

\*Nota: La definición de la orientación (ángulos de acción) de los vectores de fuerzas involucradas, se realiza mediante la esquematización a escala del sistema de transmisión de potencia en AutoCAD.

Una vez determinadas todas las cargas exteriores que actúan sobre los ejes que accionan la banda transportadora, se realiza el análisis de fuerzas de cuerpo libre para cada eje (Figura 3.4.11 y 3.4.12) y se obtiene los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión.



**Figura 3.4.11.** M4– Diagrama del cuerpo libre del eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora.



**Figura 3.4.12. M4–** Diagrama del cuerpo libre del eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora.

Para el análisis en base a la figura 3.4.11 y 3.4.12, se establece la siguiente notación:

$W_e$  = Peso del eje, [N].

$F_{ex/y}$  = Fuerzas que ejerce el rodillo contra el eje, [N].

$F_{sx/y}$  = Fuerza que ejerce la polea conducida contra el eje, [N].

$R_{Ax/y}$  = Reacción en el apoyo del rodamiento en el extremo izquierdo, [N].

$R_{Ex/y}$  = Reacción en el apoyo del rodamiento en el extremo derecho, [N].

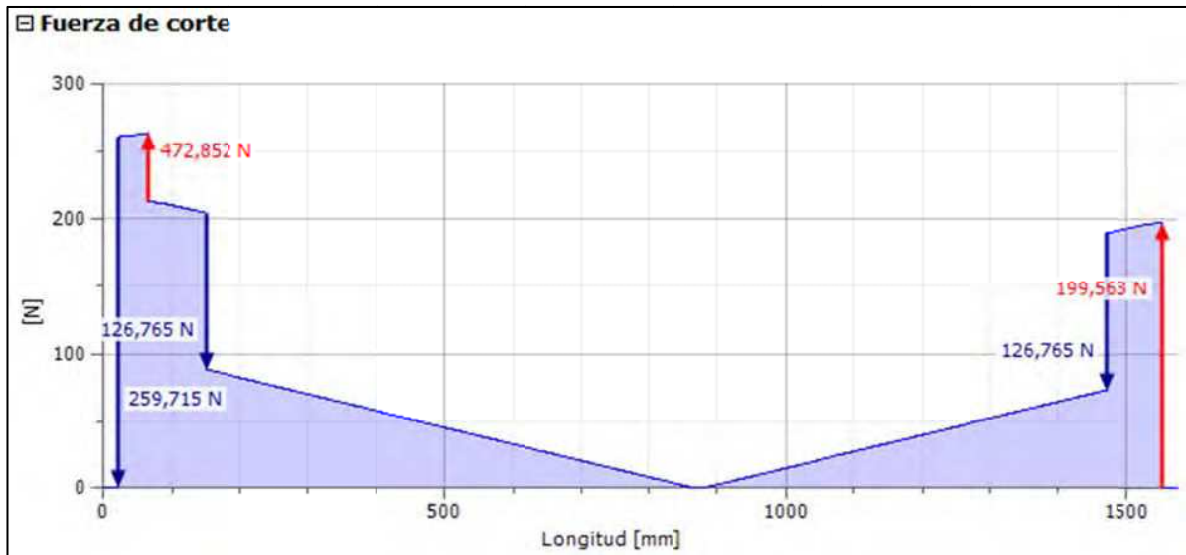
$T_e$  = Torque ejercido por el rodillo contra el eje, [Nm].

$T_{FR}$  = Torque para vencer la fuerza de rozamiento de los rodamientos, [Nm].

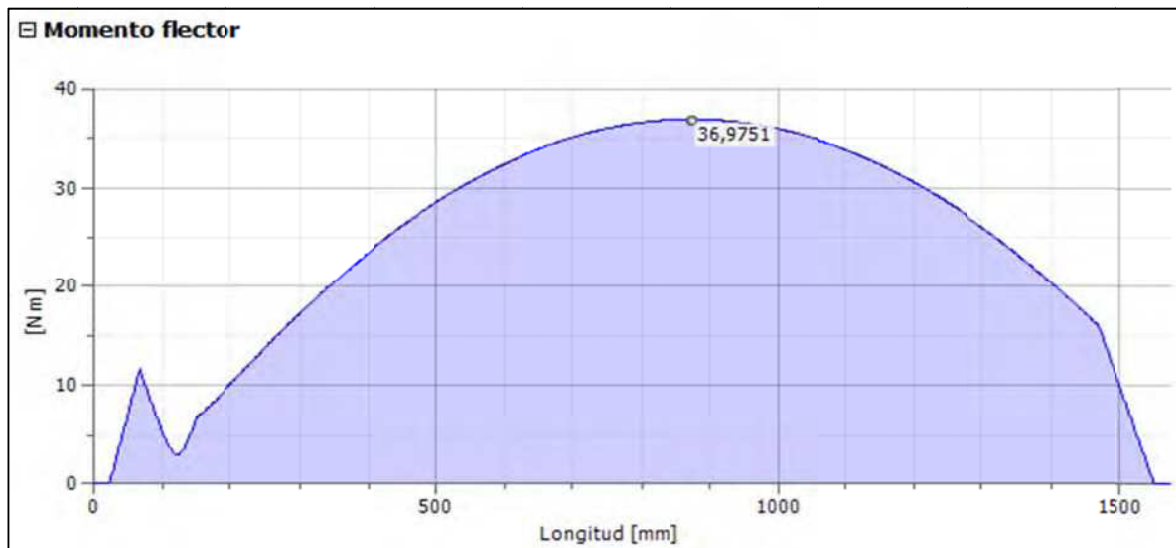
$T_{IRA}$  = Torque para vencer la inercia del rodillo, [Nm].

$T_{TOTAL}$  = Torque total transmitido, [Nm].

Los diagramas de cortante, momento flector, y deflexión se obtienen mediante el módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.

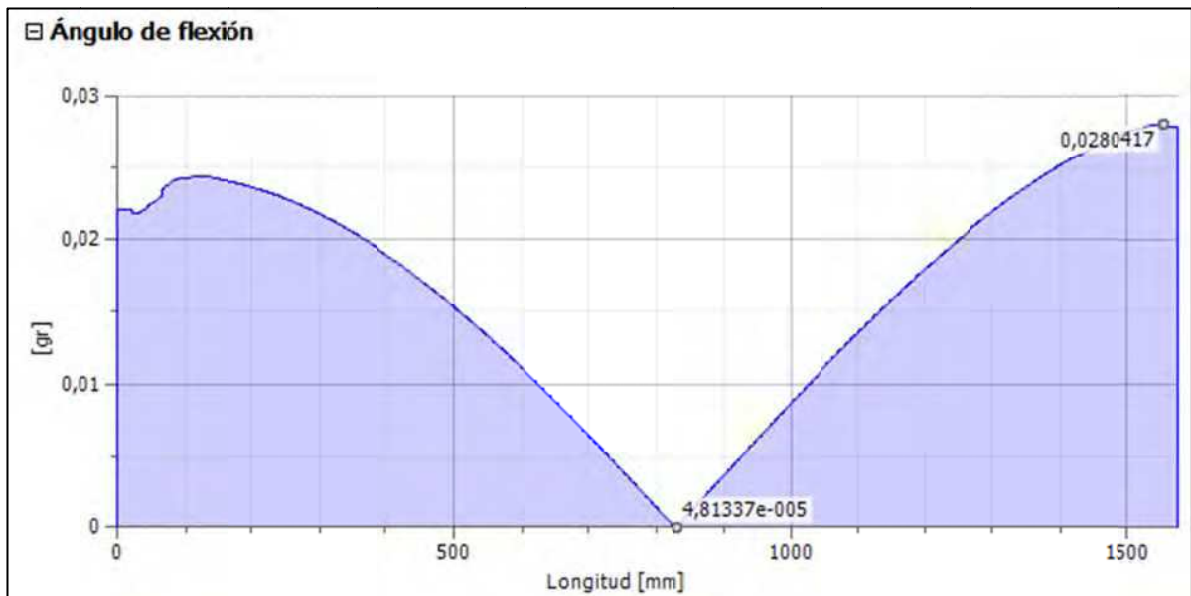


**Figura 3.4.13. M4–** Diagrama de cortante para el eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora.

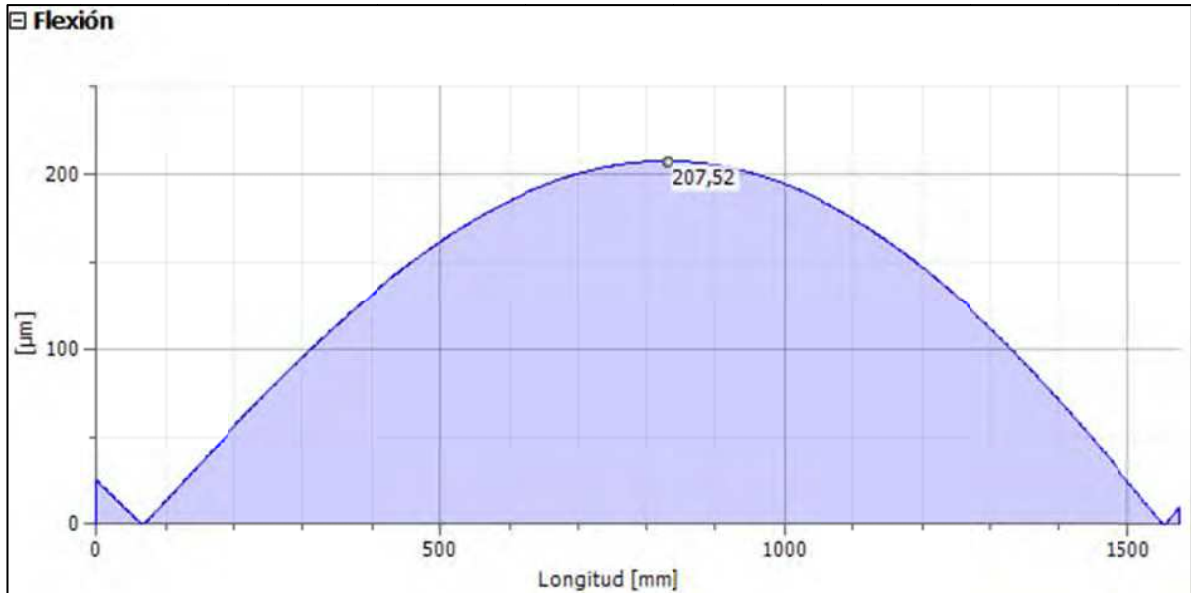


**Figura 3.4.14. M4–** Diagrama de momento flector para el eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora.

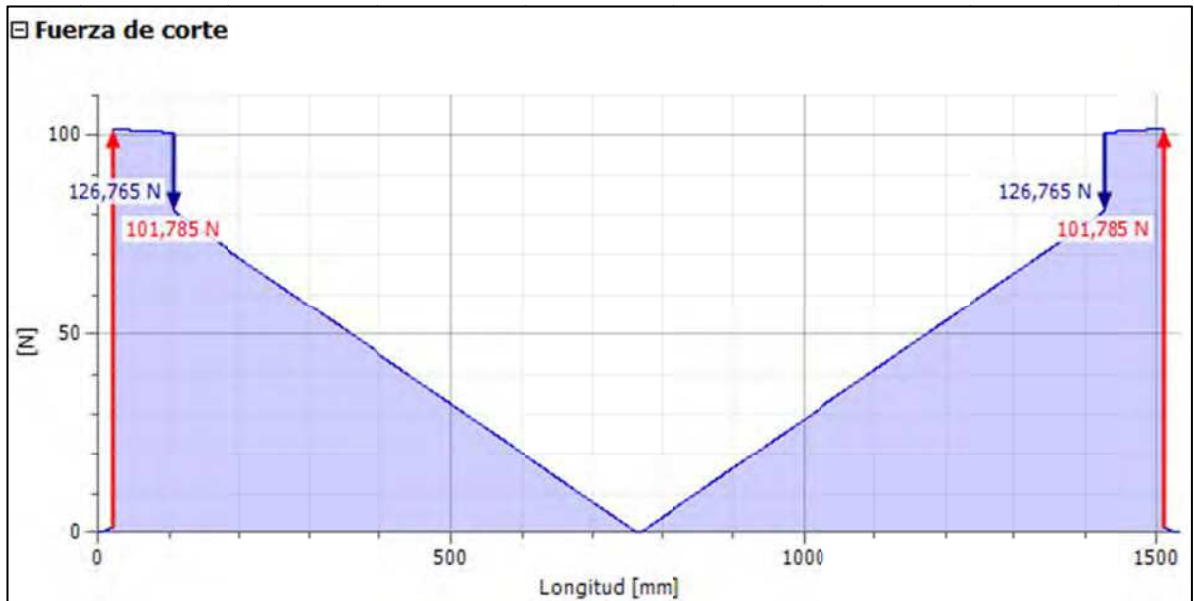




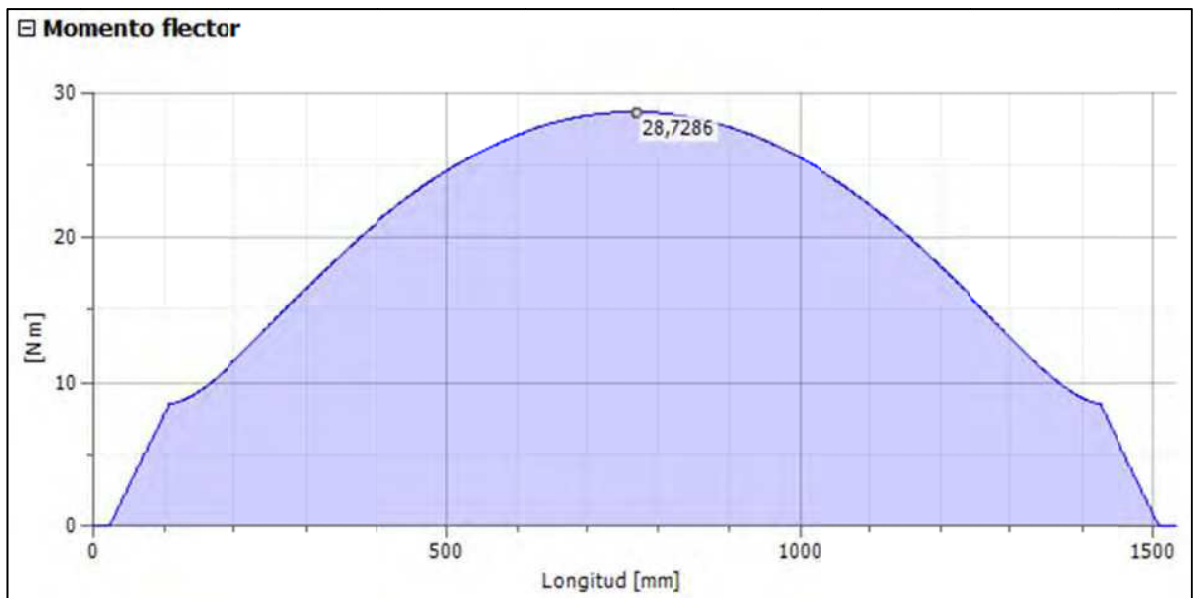
**Figura 3.4.15.** M4– Diagrama de ángulo de flexión para el eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora.



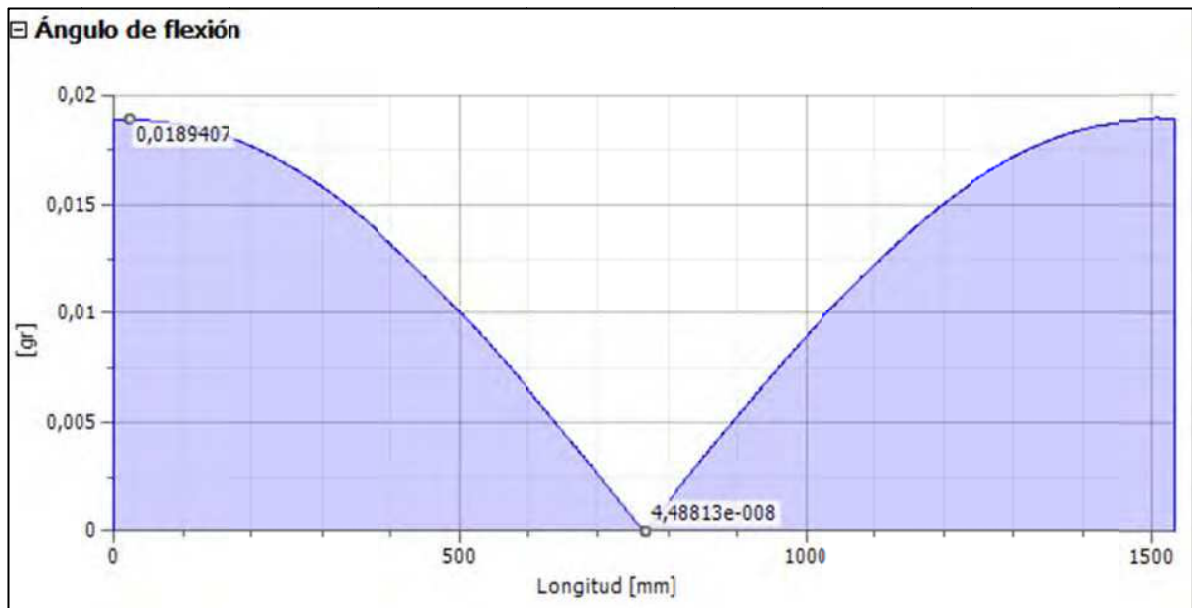
**Figura 3.4.16.** M4– Diagrama de deflexión para el eje que porta el rodillo motriz de la banda transportadora.



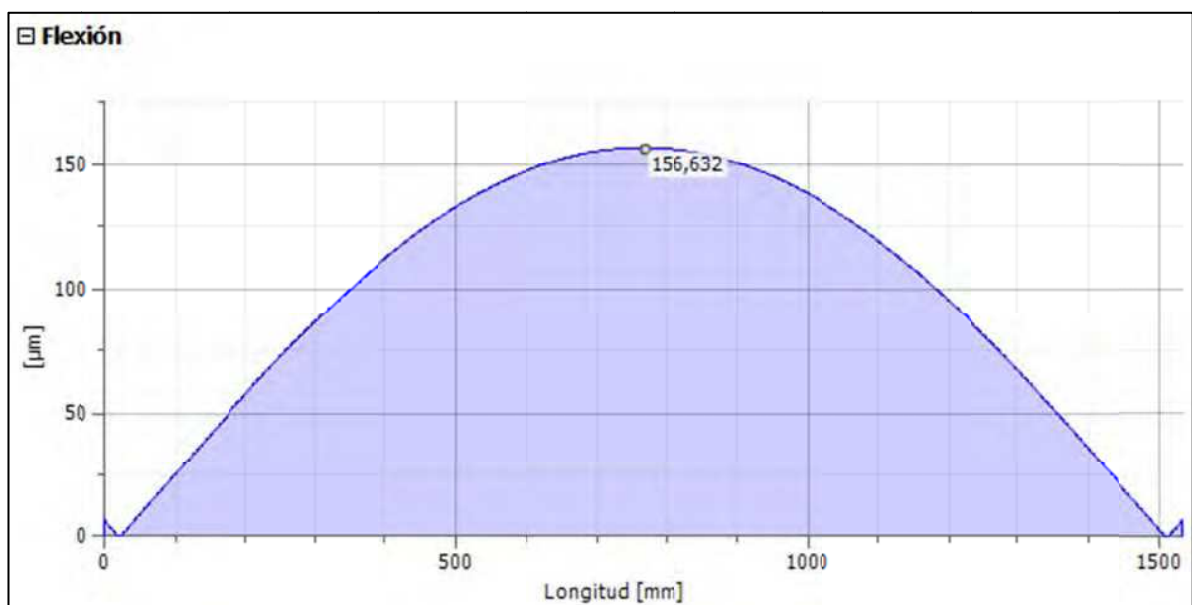
**Figura 3.4.17. M4**– Diagrama de cortante para el eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora.



**Figura 3.4.18. M4**– Diagrama de momento flector para el eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora.



**Figura 3.4.19.** M4– Diagrama de ángulo de flexión para el eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora.



**Figura 3.4.20.** M4– Diagrama de deflexión para el eje que porta el rodillo conductor de la banda transportadora.

Las tablas 3.4.4 y 3.4.5 presentan los resultados del dimensionamiento de las secciones de los ejes que accionan la banda transportadora:

**Tabla 3.4.4.** M4-Resultados de cálculos para los ejes que accionan la banda transportadora.

COMPONENTE	EJE MOTRIZ		EJE CONDUCTOR	
	SECCIÓN	TOTAL	SECCIÓN	TOTAL
FUERZA DE REACCIÓN EN LOS SOPORTES (R <sub>#</sub> ) [N]	A	199,563	A	101,785
	E	472,852	E	101,785
MOMENTO MÁXIMO [Nm]	C	36,980	C	28,730
PENDIENTE MÁXIMA [rad]	A	0,00035	A	0,00035
	E	0,00035	E	0,00035
	F	0,00035	-----	-----
DEFLEXIÓN MÁXIMA [mm]	C	0,207	C	0,156
	F	0,017	-----	-----
ESFUERZO MÁXIMO [MPa]	C	4,133	C	3,211

\*Nota: \*Los puntos de sección se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

**Tabla 3.4.5.** M4-Dimensionamiento de los ejes que accionan la banda transportadora.

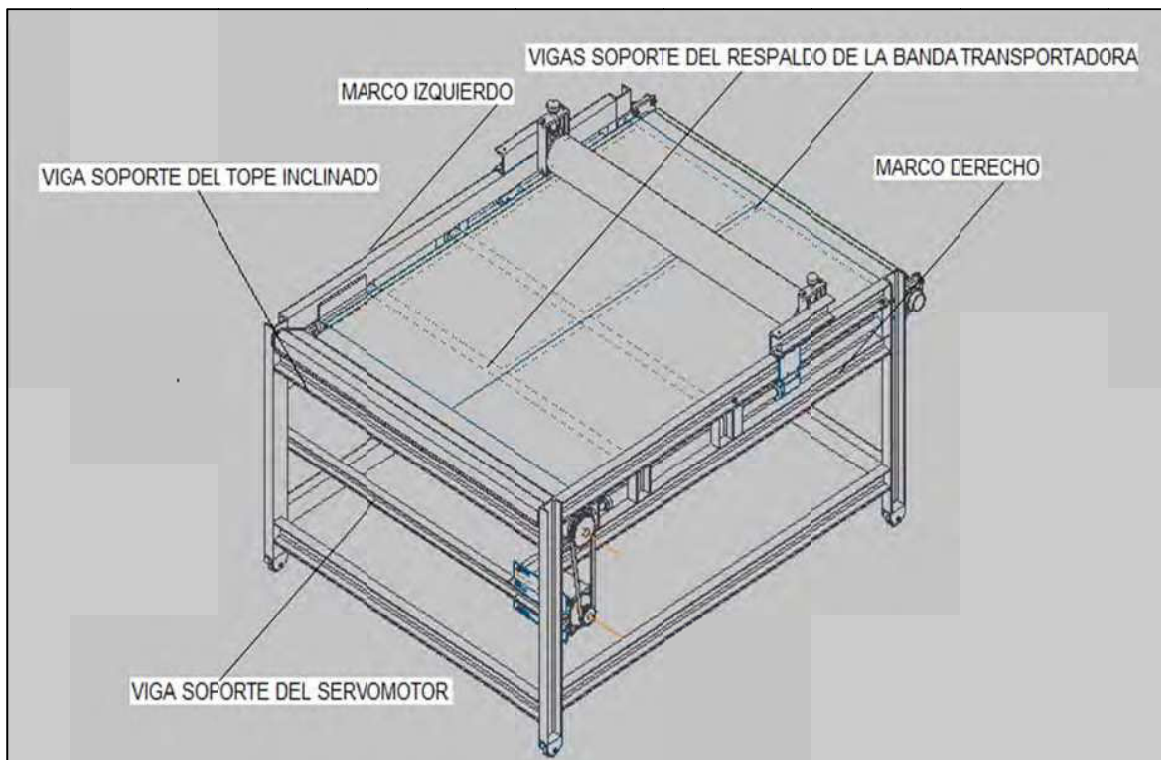
EJE MOTRIZ		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A	35	43
B	45	1442
C	45	
D	45	
E	35	43
F	30	45
EJE CONDUCTOR		
SECCIÓN	DIÁMETRO [mm]	LONGITUD [mm]
A	35	43
B	45	1446
C	45	
D	45	
E	35	43

\*Nota: \*Las secciones se señalan en base a los diagramas de cuerpo libre para cada eje.

#### 3.1.5.4.8. Cargas sobre la estructura de soporte

Para el análisis se consideran las cargas que actúan directa y/o indirectamente sobre la estructura de soporte identificada en la figura 3.4.21:

- Cargas de reacción, son las cargas en los soportes de los ejes. Las cargas de reacción incluyen la acción del peso de los elementos que las produce.
- Cargas muertas, son las cargas correspondientes a los pesos de todos los componentes que se apoyan sobre la estructura de soporte, y cuya acción es permanente e inamovible.



**Figura 3.4.21.** M4– Identificación estructura de soporte

De las cargas de reacción existentes, resta por determinar la reacción en los apoyos de los ejes que sirven de riel para el desplazamiento del rodillo móvil. En la siguiente tabla se presentan los resultados obtenidos a partir del módulo de cálculo del generador de componentes de ejes del programa INVENTOR.

**Tabla 3.4.6. M4-Reacción en los soportes de los ejes**

COMPONENTES	SOPORTE IZQUIERDO		SOPORTE DERECHO	
	Rx [N]	Ry [N]	Rx [N]	Ry [N]
EJE RODILLO MÓVIL	68,000	-689,974	68,000	-689,974
EJE RIEL RODILLO MÓVIL	0,000	27,835	0,000	27,835
EJE RODILLO MOTRIZ BANDA TRANSPORTADORA	76,133	184,470	106,787	460,636
EJE RODILLO CONDUCTOR BANDA TRANSPORTADORA	100,700	14,822	100,700	14,822

\*Nota: Los signos representan el sentido de la carga sobre los ejes.

No se aplica la sumatoria total de las cargas, puesto que estas actúan en distintos puntos de la estructura de soporte.

La siguiente tabla presenta las cargas muertas en correspondencia al marco estructural sobre el cual actúan.

**Tabla 3.4.7. M3-Cargas muertas – Marco estructural izquierdo/derecho**

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO [N]	
		UNITARIO	TOTAL
UNIDAD DE RODAMIENTO SKF - FYK35TF	1	6,47	6,47
PLACA SOPORTE UNIDAD SKF - FYK35TF	1	20,15	20,15
UNIDAD DE RODAMIENTO SKF - TU35TF	1	14,21	14,21
UNIDAD TENSORA DE LA BANDA	1	24,90	24,90
UNIDAD SOPORTE EJE RODILLO MÓVIL	1	67,18	67,18
UNIDAD DE RODAMIENTO SKF - LTBR30-2LS	1	7,84	7,84
SOPORTES EJE RIEL	2	16,13	32,26
PERNOS - TUERCAS - ARANDELAS	NA	3,26	3,26
<b>TOTAL</b>			<b><u>169,80</u></b>

\*Nota: Las cargas muertas sobre los marcos estructurales izquierdo y derecho son iguales.

La carga total sobre la estructura de soporte está dada por la sumatoria total de las cargas de reacción y las cargas muertas. Por no ser posible agrupar las cargas en un único punto de acción, se hace referencia a los soportes de los ejes. Los resultados se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3.4.8. M2- Cargas Totales – Estructura Soporte**

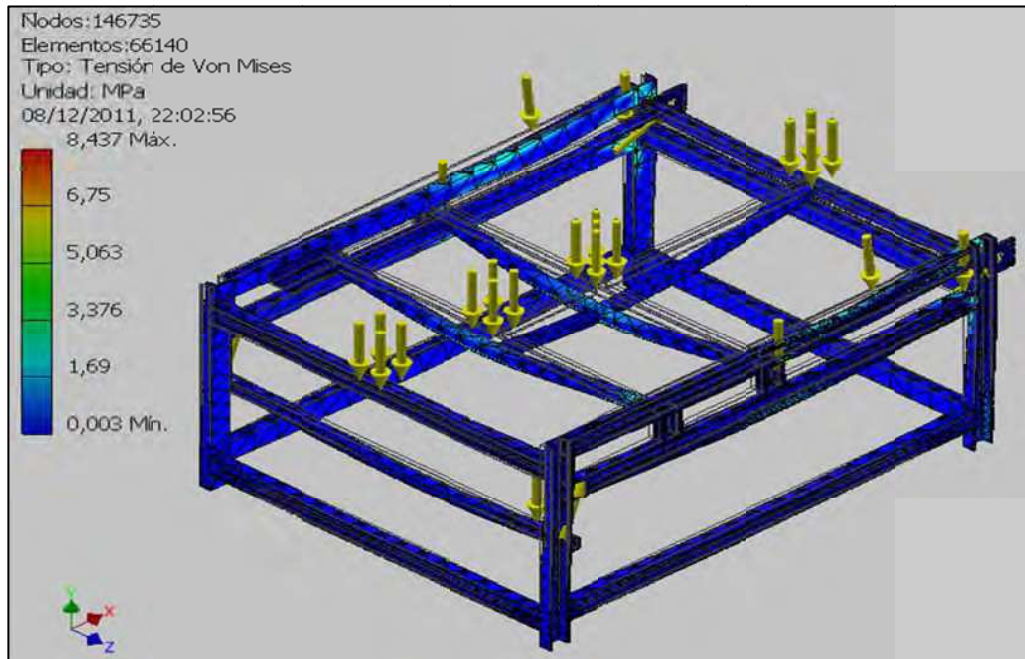
COMPONENTE ESTRUCTURAL	COMPONENTES SOPORTADOS	CARGAS DE REACCIÓN		CARGAS MUERTAS	CARGAS TOTALES	
		Rx [N]	Ry [N]	Ry [N]	Rx [N]	Ry [N]
MARCO IZQUIERDO	EJE RODILLO MÓVIL	68,000	-689,974	67,18	68,00	-622,80
	EJE RIEL RODILLO MÓVIL	0,000	27,835	19,39	0,00	47,23
	EJE RODILLO MOTRIZ BANDA TRANSPORTADORA	76,133	184,470	39,11	76,13	223,58
	EJE RODILLO CONDUCTOR BANDA TRANSPORTADORA	100,700	14,822	26,62	100,70	41,44
MARCO DERECHO	EJE RODILLO MÓVIL	68,000	-689,974	67,18	68,00	-622,80
	EJE RIEL RODILLO MÓVIL	0,000	27,835	19,39	0,00	47,23
	EJE RODILLO MOTRIZ BANDA TRANSPORTADORA	106,787	460,636	39,11	106,79	499,75
	EJE RODILLO CONDUCTOR BANDA TRANSPORTADORA	100,700	14,822	26,62	100,70	41,44
VIGA	SERVOMOTOR	0,000	0,000	73,500	0,00	73,50
VIGA	TOPE INCLINADO	0,000	0,000	58,437	0,00	58,44
VIGA	RESPALDO DE LA BANDA TRANSPORTADORA	0,000	0,000	265,60	0,00	265,60

\*Nota: La carga muerta sobre las vigas corresponde al peso de los componentes soportados

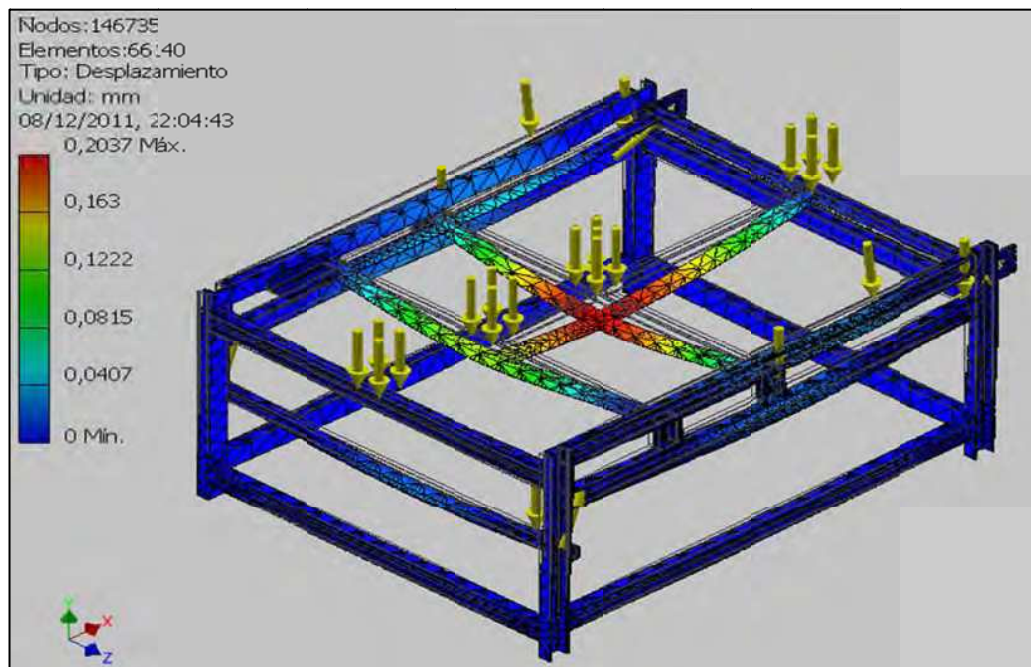
A partir del diseño preliminar para la selección de alternativas, se definió la utilización de los siguientes perfiles estructurales:

- Estructura de soporte en general: Canal C 80 x 45 x 6
- Viga soporte del servomotor: Canal C 50 x 38 x 5
- Viga soporte del tope inclinado: Canal C 80 x 45 x 6
- Vigas soporte del respaldo de la banda transportadora: Canal C 50 x 38 x 5

El análisis de cargas se realiza a partir del módulo de análisis de tensión del programa INVENTOR. Los resultados parciales se presentan a partir de las siguientes figuras:

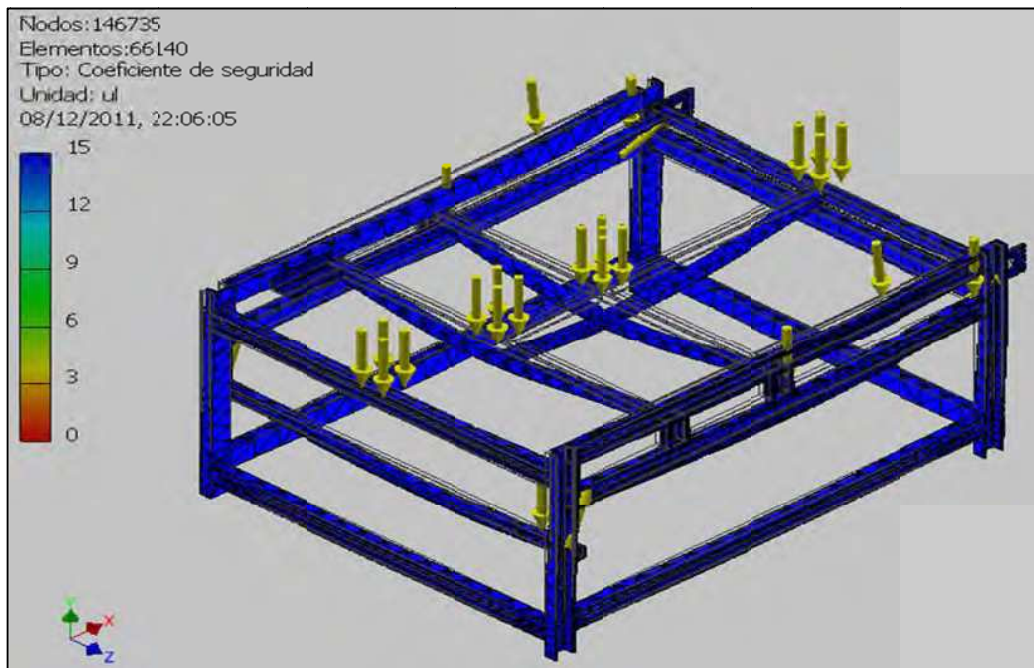


**Figura 3.4.22.** M4– Estructura de soporte – Tensión de Von Mises



**Figura 3.4.23.** M4– Estructura de soporte – Desplazamiento





**Figura 3.4.24.** M4– Estructura de soporte – Coeficiente de seguridad

Los resultados globales del análisis de cargas sobre la estructura de soporte se presentan en la tabla 3.4.9:

**Tabla 3.4.9.** M4- Estructura de Soporte – Resumen de resultados – Análisis estático

DENOMINACIÓN	MÍNIMO	MÁXIMO
Volumen [mm <sup>3</sup> ]	29571300,0	29571300,0
Masa [kg]	232,431	232,431
Tensión de Von Mises [MPa]	0,003	8,437
Primera tensión principal [MPa]	-1,455	9,256
Tercera tensión principal [MPa]	-7,692	1,448
Desplazamiento [mm]	0,000	0,204
Coeficiente de seguridad [-]	15 su	15 su

### **3.1.6. EVALUACIÓN DE PARÁMETROS**

#### **3.1.6.1. Ejes**

El establecimiento de las condiciones críticas y la evaluación de parámetros en torno a la configuración y el dimensionamiento de los ejes, son procesos de cálculo que se retroalimentan. En el ciclo de retroalimentación se parte de una aproximación a la configuración de cada eje, dada por el diseño preliminar para la selección de alternativas.

Para cada aproximación a la configuración final de cada eje, se establecen condiciones críticas y se realiza la evaluación de parámetros. Si los resultados de la evaluación son satisfactorios, se valida el diseño y la configuración del eje es definitiva, caso contrario se recurre a una nueva aproximación y el ciclo de cálculo se reinicia.

Las aproximaciones a la configuración final de cada eje, dependen del modelo de cálculo manejado en relación a los límites de fuerzas y prestaciones de la máquina. Las condiciones críticas presentadas en la sección 3.1.5 corresponden a la aproximación validada y definitiva, sin embargo en éste apartado se presentan los resultados de la evaluación para todas las aproximaciones realizadas.

La evaluación del dimensionamiento de los ejes se realiza a partir de la revisión de los siguientes criterios de diseño:

- Esfuerzo y resistencia
- Deflexión y rigidez.

a) *Esfuerzo y resistencia*

El análisis se centra en las condiciones críticas de cada eje, es decir, donde se produce el máximo momento flector. Para evaluar el diseño de cada eje se determina el factor de seguridad ( $n_f$ ) que previene contra la falla por fatiga a partir del criterio de ASME-Elíptica. El factor de seguridad viene dado por la siguiente ecuación <sup>[113]</sup>:

(Ec. 3.E.1)

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi d^3} \left[ 4 \left( \frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

- Siendo:
- $K_f$  = Factor de concentración del esfuerzo flector por fatiga, [-].
  - $K_{fs}$  = Factor de concentración del esfuerzo cortante por fatiga, [-].
  - $M_a$  = Momento flexionante alternante, [Nm].
  - $M_m$  = Momento flexionante medio, [Nm].
  - $T_a$  = Par de torsión alternante, [Nm].
  - $T_m$  = Par de torsión medio, [Nm].
  - $S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica, [MPa].
  - $S_y$  = Resistencia a la fluencia del material, [MPa].

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, por tanto la ecuación (Ec. 3.E1.1) se reduce a:

(Ec. 3.E.2)

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi d^3} \left[ 4 \left( \frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

<sup>113</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 357.

El límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica está dado por <sup>[114]</sup>:

(Ec. 3.E.3)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

- Siendo:
- $k_a$  = Factor de modificación de la condición superficial, [-].
  - $k_b$  = Factor de modificación del tamaño, [-].
  - $k_c$  = Factor de modificación de la carga, [-].
  - $k_d$  = Factor de modificación de la temperatura, [-].
  - $k_e$  = Factor de confiabilidad, [-].
  - $k_f$  = Factor de modificación de efectos varios, [Nm].
  - $S'_e$  = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, [MPa].

Como ejemplo, se presenta el cálculo detallado para los ejes que soportan las ruedas de arrastre para alimentación (Módulo 1 – Primera aproximación). El cálculo se realiza a partir del conocimiento de los siguientes datos:

- Material: Acero AISI 1018 HR
- Resistencia última a la tensión del material ( $S_{ut}$ ): 400 [MPa]
- Resistencia a la fluencia del material ( $S_y$ ): 250 [MPa]
- Diámetro de la sección crítica de los ejes ( $d$ ): 50 [mm]
- Momento alternante en la sección crítica del eje superior ( $M_a$ ): 345,207 [Nm]
- Momento alternante en la sección crítica del eje inferior ( $M_a$ ): 479,992 [Nm]
- Par de torsión medio en la sección crítica del eje superior ( $T_m$ ): 8,12 [Nm]
- Par de torsión medio en la sección crítica del eje inferior ( $T_m$ ): 7,5 [Nm]

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria está dado por <sup>[114]</sup>:

(Ec. 3.E.4)

$$S_{ut} < 1400 \text{ [MPa]} \rightarrow S'_e = 0,5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 (400) = 200 \text{ [MPa]}$$

$$S'_e = 200 \text{ [MPa]}$$

<sup>114</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 274, 279, 280, 282, 283, 285.

El factor de modificación de la condición superficial está dado por <sup>[115]</sup>:

(Ec. 3.E.5)

$$\text{Acabado superficial: Maquinado} \rightarrow \mathbf{k_a} = 4,51 \times S_{ut}^{-0,265}$$

$$\mathbf{k_a} = 4,51(400)^{-0,265} = 0,922$$

$$\mathbf{k_a} = 0,922$$

El factor de modificación del tamaño está dado por <sup>[115]</sup>:

(Ec. 3.E.6)

$$2,79 \leq d \leq 51 \text{ [mm]} \rightarrow \mathbf{k_b} = 1,24d^{-0,107}$$

$$\mathbf{k_b} = 1,24(50)^{-0,107} = 0,82$$

$$\mathbf{k_b} = 0,82$$

El factor de modificación de la carga está dado por <sup>[115]</sup>:

(Ec. 3.E.7)

$$\text{Carga de flexión rotatoria} \rightarrow \mathbf{k_c} = 1$$

$$\mathbf{k_c} = 1$$

El factor de modificación de la temperatura está dado por <sup>[115]</sup>:

(Ec. 3.E.8)

$$\text{Temperatura: } 20 - 30[\text{°C}] \rightarrow \mathbf{k_d} = 1$$

$$\mathbf{k_d} = 1$$

El factor de confiabilidad está dado por <sup>[115]</sup>:

(Ec. 3.E.9)

$$\text{Confiabilidad: 95\%} \rightarrow \mathbf{k_e} = 0,868$$

$$\mathbf{k_e} = 0,868$$

El factor de modificación de efectos varios está dado por <sup>[115]</sup>:

(Ec. 3.E.10)

$$\text{Sin efectos varios} \rightarrow \mathbf{k_f} = 1$$

$$\mathbf{k_f} = 1$$

---

<sup>115</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 279, 280, 282, 283, 285, 286.

Tanto para el eje superior e inferior en (Ec. 3.E.3):

$$S_e = (0,922)(0,82)(1)(1)(0,868)(1)(200) = 131,25 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 130,561 \text{ [MPa]}$$

El factor de concentración del esfuerzo flector por fatiga y el esfuerzo cortante por fatiga está dado por:

(Ec. 3.E.11)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

(Ec. 3.E.12)

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

Siendo:  $K_t$  = Factor de concentración de esfuerzo en flexión, [-].

$K_{ts}$  = Factor de concentración de esfuerzo en torsión, [-].

$q$  = Sensibilidad a la muesca en flexión, [-].

$q_s$  = Sensibilidad a la muesca en torsión, [-].

El factor de concentración de esfuerzo flector y cortante se determina a partir del conocimiento de los siguientes datos:

- Cambio de sección (D/d): (50/45) = 1,1
- Radio del filete en el hombro - radio de muesca (r): 2 [mm]
- Relación (r/d): (2/45) = 0,045
- Sensibilidad a la muesca en flexión ( $q$ )<sup>[116]</sup>: 0,7
- Sensibilidad a la muesca en torsión ( $q_s$ )<sup>[116]</sup>: 0,97
- Factor de concentración de esfuerzo en flexión ( $K_t$ )<sup>[116]</sup>: 1,85
- Factor de concentración de esfuerzo en torsión ( $K_{ts}$ )<sup>[116]</sup>: 1,35

En (Ec. 3.E.11):

$$K_f = 1 + 0,7(1,85 - 1) = 1,595$$

$$K_f = 1,595$$

<sup>116</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Ed.; Mc Graw Hill; México; 2008. Págs.: 287 – Figura 6-20, 288 – Figura 6-21, 1008 – Figura A-15-9, 1008 – Figura A-15-8.

En (Ec. 3.E.12):

$$K_{fs} = 1 + 0,97(1,35 - 1) = 1,34$$

$$K_{fs} = 1,34$$

Para el eje superior, en (Ec. 3.E.2):

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi(0,05)^3} \left[ 4 \left( \frac{1,595(345,207)}{130,561 \times 10^6} \right)^2 + 3 \left( \frac{1,34(8,118)}{250 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi(0,05)^3} [4(1,778 \times 10^{-11}) + 3(1,89 \times 10^{-15})]^{1/2}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,3436$$

$$n_f = 2,91$$

Para el eje inferior, en (Ec. 3.E.2):

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi(0,05)^3} \left[ 4 \left( \frac{1,595(479,992)}{130,561 \times 10^6} \right)^2 + 3 \left( \frac{1,34(7,5)}{250 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi(0,05)^3} [4(3,438 \times 10^{-11}) + 3(1,616 \times 10^{-15})]^{1/2}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,477$$

$$n_f = 2,09$$

\*Nota: En la norma ANSI/ASME B106.1M-1985 se usa el criterio de la línea ASME-elíptica para ejes.

Una vez encontrados los factores de seguridad que protegen contra la falla por fatiga, se prosigue con una verificación estática, a partir de la ecuación de diseño de la fluencia de primer ciclo de Langer<sup>[117]</sup>:

(Ec. 3.E.13)

$$\frac{S_y}{n_e} = \sigma_a + \sigma_m$$

(Ec. 3.E.14)

$$\frac{1}{n_e} = \frac{32(K_f M_a + K_f M_m)}{\pi d^3 S_y}$$

Para el eje superior, en (Ec. 3.E.14):

$$\frac{1}{n_e} = \frac{32(1,595(345,207) + 0)}{\pi(0,05)^3(250 \times 10^6)} = 0,179$$

$$n_e = 5,57$$

Para el eje inferior, en (Ec. 3.E.14):

$$\frac{1}{n_e} = \frac{32(1,595(479,992) + 0)}{\pi(0,05)^3(250 \times 10^6)} = 0,249$$

$$n_e = 4,01$$

A continuación, en las tablas 3.E.1, 3.E.2, y 3.E.3, se presentan los resultados de los cálculos de la primera aproximación para todos los ejes que componen la máquina.

**Tabla 3.E. 1.** Ejes / Primera aproximación - Características y Factores Comunes

CARACTERÍSTICAS Y FACTORES COMUNES			
<b>MATERIAL</b>	ACERO AISI 1018 HR	<b>ka</b>	0,92
<b>Sut [MPa]</b>	400	<b>kc</b>	1,00
<b>Sy [MPa]</b>	250	<b>kd</b>	1,00
<b>Se' [Mpa]</b>	200	<b>ke</b>	0,87
<b>r [mm]</b>	2,00	<b>kf</b>	1,00
<b>q</b>	0,70	<b>qs</b>	0,97

<sup>117</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Ed.; Mc Graw Hill; México; 2008. Págs.: 298.



**Tabla 3.E.2.** Ejes / Primera aproximación - Características y Factores Individuales

M	IDENTIFICACIÓN DEL EJE	DSC [mm]	DSA [mm]	FACTORES INDIVIDUALES						
				D/d	r/d	kb	Kt	Kts	Kf	Kfs
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	50	45	1,11	0,04	0,82	1,85	1,35	1,60	1,34
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	50	45	1,11	0,04	0,82	1,85	1,35	1,60	1,34
	CON TERMINACIÓN HEXAGONAL	30	25	1,20	0,08	0,86	1,70	1,40	1,49	1,39
	TENSOR DE LA ESTRUCTURA	25	20	1,25	0,10	0,88	1,65	1,38	1,46	1,37
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	40	35	1,14	0,06	0,84	1,85	1,38	1,60	1,37
	INFERIOR / CUCHILLAS	60	50	1,20	0,04	0,80	2,10	1,70	1,77	1,68
	CON TERMINACIÓN HEXAGONAL	30	25	1,20	0,08	0,86	1,70	1,40	1,49	1,39
	TENSOR DE LA ESTRUCTURA	25	20	1,25	0,10	0,88	1,25	1,38	1,18	1,37
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	25	35	1,40	0,08	0,88	1,75	1,55	1,53	1,53
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	50	40	1,25	0,05	0,82	2,00	1,65	1,70	1,63
	T1	30	25	1,20	0,08	0,86	1,80	1,40	1,56	1,39
	T2	25	30	1,20	0,08	0,88	1,80	1,40	1,56	1,39
4	RODILLO MÓVIL	45	35	1,29	0,06	0,83	1,90	1,37	1,63	1,36
	RODILLO MOTRIZ / BANDA T.	45	35	1,29	0,06	0,83	1,90	1,37	1,63	1,36
	RODILLO CONDUCTOR / BANDA T.	45	35	1,29	0,06	0,83	1,90	1,37	1,63	1,36

ABREVIATURAS: DSC = Diámetro sección crítica / DSA = Diámetro sección adyacente

**Tabla 3.E.3.** Ejes / Primera aproximación - Resultados Factores de seguridad

M	IDENTIFICACIÓN DEL EJE	Ma [Nm]	Tm [Nm]	Se [Mpa]	nf	ne
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	345,21	8,12	130,56	2,91	5,57
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	479,99	7,50	130,56	2,09	4,01
	CON TERMINACIÓN HEXAGONAL	29,42	0,00	137,90	8,34	15,12
	TENSOR DE LA ESTRUCTURA	21,52	0,00	140,61	6,89	12,25
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	41,37	0,60	133,72	12,73	23,81
	INFERIOR / CUCHILLAS	150,87	4,20	128,04	10,17	19,85
	CON TERMINACIÓN HEXAGONAL	19,44	0,00	137,90	12,62	22,88
	TENSOR DE LA ESTRUCTURA	21,34	0,00	140,61	8,60	15,29
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	76,62	0,00	140,61	1,85	3,28
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	407,77	3,71	130,56	2,31	4,43
	T1	13,80	8,80	137,90	16,20	30,78
	T2	7,88	4,40	140,61	16,90	31,20
4	SOPORTE RODILLO MÓVIL	25,44	9,50	132,04	28,11	53,94
	RODILLO MOTRIZ / BANDA T.	36,98	4,50	132,04	19,57	37,10
	RODILLO CONDUCTOR / BANDA T.	28,73	4,50	132,04	25,16	47,76

b) *Deflexión y rigidez*

La deflexión de cada eje, tanto lineal como angular, debe verificarse en los engranes y en los rodamientos. Para el caso particular de la máquina diseñada, se constata que las deflexiones angulares en las secciones de los rodamientos no superen los máximos valores permisibles. Los intervalos máximos típicos de pendientes son <sup>[118]</sup>:

- Rodamientos de rodillo ahusado: 0,0005 – 0,0012 [rad]
- Rodamientos de rodillo cilíndrico: 0,0008 – 0,0012 [rad]
- Rodamientos de bola con ranura profunda: 0,001 – 0,003 [rad]
- Rodamientos de bola esférica: 0,026 – 0,052 [rad]
- Rodamientos de bola autoalineante: 0,026 – 0,052 [rad]

La validación se realiza a partir de la máxima pendiente calculada en las secciones de los rodamientos de cada eje. Los resultados se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3.E.4.** Ejes / Primera aproximación - Pendiente máxima en la sección de los rodamientos

<b>M</b>	<b>IDENTIFICACIÓN DEL EJE</b>	<b>TIPO DE RODAMIENTO</b>	<b>PENDIENTE [rad]</b>
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	AUTOALINEANTE	0,00280
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	AUTOALINEANTE	0,00380
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	AUTOALINEANTE	0,00018
	INFERIOR / CUCHILLAS	AUTOALINEANTE	0,00052
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	AUTOALINEANTE	0,00314
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	AUTOALINEANTE	0,00350
	T1	BOLA ESFÉRICA	0,00020
	T2	BOLA ESFÉRICA	0,00007
4	SOPORTE RODILLO MÓVIL	BOLA ESFÉRICA	0,00020
	RODILLO MOTRIZ / BANDA T.	BOLA ESFÉRICA	0,00035
	RODILLO CONDUCTOR / BANDA T.	BOLA ESFÉRICA	0,00035

<sup>118</sup> BUDYNAS, NISBETT; *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*; 8va Ed.; Mc Graw Hill; México; 2008. Págs: 367-Tabla 7-2

La deflexión transversal en los ejes de los rodillos se controla de acuerdo a los siguientes límites <sup>[119]</sup>:

- En rodillos de arrastre y alimentación:  $< 0,00015 \times \text{Longitud útil}$ .
- En rodillos de bandas transportadoras:  $< 0,0006 \times \text{Longitud útil}$ .

Los resultados se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3.E.5.** Ejes / Primera aproximación - Deflexión Máxima

M	IDENTIFICACIÓN DEL EJE	LONGITUD ÚTIL [mm]	DEFLEXIÓN ADMISIBLE [mm]	DEFLEXIÓN MÁXIMA [mm]
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	1400	0,2100	1,2640
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	1400	0,2100	1,7500
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	1400	0,2100	0,0650
	INFERIOR / CUCHILLAS	1400	0,2100	0,2660
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	1400	0,2100	1,4200
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	1400	0,2100	1,7500
4	SOPORTE RODILLO MÓVIL	1320	0,1980	0,0255
	RODILLO MOTRIZ / BANDA T.	1320	0,7920	0,2070
	RODILLO CONDUCTOR / BANDA T.	1320	0,7920	0,1560

#### *RESULTADOS DE LA PRIMERA APROXIMACIÓN*

- Según el criterio de esfuerzo y resistencia: Todos los ejes presentan factores de seguridad que protegen ampliamente contra la falla estática y por fatiga.
- Según el criterio de deflexión y rigidez: En la sección de los rodamientos, todos los ejes presentan pendientes muy por debajo de los límites admisibles.
- Según el criterio de deflexión y rigidez: Los ejes del módulo 1, 2, y 3, no satisfacen las condiciones de deflexión transversal máxima.

Se valida el diseño de los ejes que cumplen con todas las condiciones establecidas por los criterios de diseño e inspección. Para los ejes que no cumplen todas las condiciones, se determina una segunda aproximación.

<sup>119</sup> ROISUM D.; The Ten Commandments of Web Machine Design; PDF; 1995.

Se tienen dos opciones para definir la segunda aproximación de la configuración de los ejes.

- Variar la configuración geométrica.
- Variar los límites admisibles sobre los cuales trabaja cada eje.

La variación de la configuración geométrica implica el incremento del diámetro de sección de los ejes, para lo cual se aplica la siguiente ecuación <sup>[120]</sup>:

(Ec. 3.E.15)

$$d_{\text{NUEVO}} = d_{\text{ANTERIOR}} \left| \frac{n_d y_{\text{ANTERIOR}}}{y_{\text{PERMISIBLE}}} \right|^{\frac{1}{4}}$$

Siendo:  $d$  = Diámetro de sección, [mm].

$y$  = Deflexión transversal, [mm].

$n_d$  = Factor de diseño, [-].

Se considera un factor de diseño de 1,5. Los resultados obtenidos se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3.E.6.** Ejes / Primera aproximación - Reconfiguración geométrica

M	IDENTIFICACIÓN DEL EJE	$d_{\text{ANTERIOR}}$ [mm]	$y_{\text{ANTERIOR}}$ [mm]	$d_{\text{NUEVO}}$ [mm] *	$d_{\text{NUEVO}} / d_{\text{ANTERIOR}}$
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	50	1,2640	86,67	1,73
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	50	1,7500	94,02	1,88
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	60	0,0650	49,53	0,83
	INFERIOR / CUCHILLAS	60	0,2660	70,44	1,17
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	35	1,4200	62,46	1,78
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	50	1,7500	94,02	1,88

\*Nota: \*La deflexión admisible para todos los casos es de 0,21 mm

<sup>120</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Ed.; Mc Graw Hill; México; 2008. Págs.: 369.

Como resultado del cálculo del diámetro de sección que admite la deflexión permisible, se multiplica la relación entre el diámetro nuevo y el diámetro anterior, por los diámetros de sección de cada eje. Se busca que el incremento del diámetro de las secciones de los ejes no sea mayor al 40%, con lo cual se mantiene la configuración general de cada módulo sin ocasionar modificaciones que afecten las prestaciones de la máquina.

La variación de los límites admisibles sobre los que trabaja cada eje, está dada por la reducción de los valores de la fuerza normal de contacto que se produce entre los rodillos de arrastre y la plancha de cartón, de modo que el arrastre se produzca sin deslizamiento y no se sobrepase la resistencia del material al aplastamiento horizontal.

En los rodillos que cumplen funciones de arrastre, el deslizamiento se presenta si la máxima fuerza de rozamiento que soportan las superficies es menor que la fuerza de rozamiento aplicada. Dado que los cálculos de la primera aproximación fueron realizados sobre la base de la máxima fuerza de rozamiento que soportan las planchas de cartón, para la segunda aproximación es factible reducir la fuerza normal a fin de conseguir el mismo efecto de arrastre.

A continuación se presentan los resultados de la segunda aproximación. La segunda aproximación se aplica únicamente para los ejes cuya configuración inicial no fue validada por la evaluación de parámetros.

**Tabla 3.E.7.** Ejes / Segunda aproximación - Características y Factores Comunes

<b>CARACTERÍSTICAS Y FACTORES COMUNES</b>			
<b>MATERIAL</b>	ACERO AISI 1018 HR	<b>ka</b>	0,92
<b>Sut [MPa]</b>	400	<b>kc</b>	1,00
<b>Sy [MPa]</b>	250	<b>kd</b>	1,00
<b>Se' [Mpa]</b>	200	<b>ke</b>	0,87
<b>r [mm]</b>	2,00	<b>kf</b>	1,00
<b>q</b>	0,70	<b>qs</b>	0,97

**Tabla 3.E.8.** Ejes / Segunda aproximación - Características y Factores Individuales

M	IDENTIFICACIÓN DEL EJE	DSC [mm]	DSA [mm]	FACTORES INDIVIDUALES						
				D/d	r/d	kb	Kt	Kts	Kf	Kfs
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	70	60	1,17	0,03	0,79	2,20	1,70	1,84	1,68
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	70	60	1,17	0,03	0,79	2,20	1,70	1,84	1,68
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	50	40	1,25	0,05	0,82	2,00	1,65	1,70	1,63
	INFERIOR / CUCHILLAS	70	60	1,17	0,03	0,79	2,20	1,70	1,84	1,68
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	50	25	2,00	0,08	0,82	1,90	1,50	1,63	1,49
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	50	40	1,25	0,05	0,82	2,00	1,65	1,70	1,63

ABREVIATURAS: DSC = Diámetro sección crítica / DSA = Diámetro sección adyacente

**Tabla 3.E.9.** Ejes / Segunda aproximación - Resultados Factores de seguridad

M	IDENTIFICACIÓN DEL EJE	Ma [Nm]	Tm [Nm]	Se [Mpa]	nf	ne
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	124,29	0,81	125,94	18,54	36,81
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	190,22	0,84	125,94	12,12	24,05
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	56,014	0,60	130,56	16,83	32,22
	INFERIOR / CUCHILLAS	171,222	4,00	125,94	13,46	26,72
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	69,650	0,04	130,56	14,11	27,02
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	53,150	0,11	130,56	17,73	33,95

**Tabla 3.E.10.** Ejes / Segunda aproximación - Pendiente máxima en la sección de los rodamientos

M	IDENTIFICACIÓN DEL EJE	RODAMIENTO EN LOS SOPORTES	MÁXIMA PENDIENTE [rad]
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	BOLA AUTOALINEANTE	0,0002
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	BOLA AUTOALINEANTE	0,0003
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	BOLA AUTOALINEANTE	0,0002
	INFERIOR / CUCHILLAS	BOLA AUTOALINEANTE	0,0003
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	BOLA AUTOALINEANTE	0,0005
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	BOLA AUTOALINEANTE	0,0003

**Tabla 3.E.11.** Ejes / Segunda aproximación - Deflexión Máxima

<b>M</b>	<b>IDENTIFICACIÓN DEL EJE</b>	<b>LONGITUD ÚTIL [mm]</b>	<b>DEFLEXIÓN ADMISIBLE [mm]</b>	<b>DEFLEXIÓN MÁXIMA [mm]</b>
1	SUPERIOR / RUEDAS ARRASTRE	1400	0,2100	0,119
	INFERIOR / RUEDAS ARRASTRE	1400	0,2100	0,184
2	SUPERIOR / CUCHILLAS	1400	0,2100	0,049
	INFERIOR / CUCHILLAS	1400	0,2100	0,163
3	SUPERIOR / RODILLO ARRASTRE	1400	0,2100	0,255
	INFERIOR / RODILLO ARRASTRE	1400	0,2100	0,203

#### *RESULTADOS DE LA SEGUNDA APROXIMACIÓN*

- Según el criterio de esfuerzo y resistencia: Todos los ejes presentan factores de seguridad que protegen ampliamente contra la falla estática y por fatiga.
- Según el criterio de deflexión y rigidez: En la sección de los rodamientos, todos los ejes presentan pendientes muy por debajo de los límites admisibles.
- Según el criterio de deflexión y rigidez: Se admite para los ejes de los rodillos superiores de arrastre del módulo 3, una deflexión mayor al máximo permisible, puesto que éstos ejes se mantienen fijos ante la rotación del cilindro que entra en contacto con las planchas de cartón.

A partir de la segunda aproximación, se valida el diseño de todos los ejes que componen la máquina.

### 3.1.6.2. Rodamientos

A partir de la preselección realizada para determinar el torque necesario para vencer la fricción de los rodamientos, y por haberse definido las dimensiones de sección de los ejes, es necesario evaluar si cada rodamiento preseleccionado es capaz de soportar la carga dinámica producida.

La capacidad de carga dinámica (C) se calcula mediante la siguiente ecuación <sup>[121]</sup>:

(Ec. 3.E.16)

$$C = P \times \left( \frac{L_{10h} \times 60 \times n}{1000000} \right)^{1/p}$$

Siendo: P = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, [N].

$L_{10h}$  = Duración nominal en horas de servicio, [h].

n = Velocidad angular de giro, [RPM].

p = Exponente de duración, [-].

Los cálculos se realizan a partir del conocimiento de los siguientes datos:

- Máquinas para servicio de 8h, que no siempre se usan completamente -Duración nominal en horas de servicio ( $L_{10h}$ ) <sup>[122]</sup>: 20000 [h]
- Carga dinámica equivalente igual a la máxima carga radial de reacción contra cada tipo de rodamiento (P):  $P = R_A$  o  $P = R_E$  (Tablas de resultados de cálculos para ejes).
- Velocidad angular de giro (n): Máxima velocidad angular de trabajo para cada módulo.
- Exponente de duración (p): p = 3 para rodamientos de bolas  
p = 10/3 para rodamientos de rodillos

<sup>121</sup> CATÁLOGO GENERAL SKF: Selección del tamaño de rodamiento; Fórmula de duración; Pág. 28.

<sup>122</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Ed.; Mc Graw Hill; México; 2008. Págs.: 563– Tabla 11-4.



Los resultados de los cálculos correspondientes se presentan tabulados en la siguiente tabla:

**Tabla 3.E.12.** Evaluación de la preselección de rodamientos para cada módulo.

MÓDULO	DESIGNACIÓN RODAMIENTOS	P [N]	p [-]	n [RPM]	C [N]	CMÁX. [N]
1	SKF – 1210 ETN9	466,239	3	53	4009,54	26500
2	SKF – 1210 ETN9	990,653	3	43	7945,81	26500
3	SKF – 2206 ETN9	302,733	3	98	3195,43	23800
	SKF – 2205 ETN9	151,176	3	98	1595,70	16800
	SKF – SY 25 TF	370,132	3	151	4512,42	14000
4	SKF – TU 35 TF	693,317	3	42	5517,50	25500
	SKF – FYK 35 TF	101,785	3	42	810,02	25500

Todos los rodamientos preseleccionados trabajan con una capacidad de carga dinámica menor al máximo valor referencial dado por el fabricante; por lo tanto resulta acertada la selección definitiva de los mismos para el diseño de la máquina.

La tabla 3.E.13 resume las características principales y el número de rodamientos en cada módulo:

**Tabla 3.E.13.** Rodamientos seleccionados para cada módulo.

MÓDULO	DESIGNACIÓN RODAMIENTOS	DIÁMETRO INTERNO [mm]	DIÁMETRO EXTERNO [mm]	ANCHO [mm]	C [N]	CANTIDAD
1	SKF – 1210 ETN9	50	80	20	26500	4
2	SKF – 1210 ETN9	50	80	20	26500	4
3	SKF – 2206 ETN9	30	62	20	23800	4
	SKF – 2205 ETN9	25	52	16	16800	4
	SKF – SY 25 TF	25	NA	NA	14000	3
4	SKF – TU 35 TF	35	NA	NA	25500	4
	SKF – FYK 35 TF	35	NA	NA	25500	2

\*Nota: Los rodamientos en los que no se especifica el diámetro externo y el ancho corresponden a unidades de rodamientos.

Adicionalmente a los rodamientos especificados en la tabla 3.E.12, existen otros rodamientos secundarios (Tabla 3.E.14) cuyo desempeño no resulta crítico para el funcionamiento de la máquina, por lo que su selección se realiza en base al dimensionamiento previo para cada módulo. Se toma como referencia la capacidad de carga dinámica de los rodamientos que cumplen las funciones críticas en cada módulo y que actúan en conjunto con los rodamientos secundarios.

**Tabla 3.E.14.** Rodamientos secundarios seleccionados para cada módulo.

<b>M</b>	<b>DESIGNACIÓN RODAMIENTOS</b>	<b>DIÁMETRO INTERNO [mm]</b>	<b>DIÁMETRO EXTERNO [mm]</b>	<b>ANCHO [mm]</b>	<b>C [N]</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>FUNCIÓN</b>
1	SKF – 6201	12	32	10	7280	1	MOVIMIENTO POLEA TENSORA
2	SKF – 6201	12	32	10	7280	1	MOVIMIENTO POLEA TENSORA
4	SKF LTBR30-2LS	30	NA	NA	5200	2	DESPLAZAMIENTO RODILLO MÓVIL

\*Nota: Los rodamientos en los que no se especifica el diámetro externo y el ancho corresponden a unidades de rodamientos.

### 3.1.6.3. Servomotores

La revisión de los resultados de la selección de servomotores, se lleva a cabo a partir de la verificación del cumplimiento de las siguientes condiciones <sup>[123]</sup>:

- Inercia de la Carga:

$$I_{TOTAL} \leq (30 \times I_{SM})$$

- Torque Efectivo:

$$T_{rms} < (0,8 \times T_N)$$

- Torque Momentáneo

$$T_{MSM} < (0,8 \times T_{PSM})$$

- Máxima Velocidad de Giro

$$w_{m\acute{a}x.} \leq W_{NSM}$$

Siendo:  $I_{TOTAL}$  = Momento de inercia total aplicado a cada elemento, [ $\text{kgm}^2$ ].

$I_{SM}$  = Momento de inercia de salida del servomotor, [ $\text{kgm}^2$ ].

$T_{rms}$  = Torque efectivo del servomotor, [Nm].

$T_N$  = Torque nominal del servomotor, [Nm].

$T_{MSM}$  = Torque máximo del servomotor (calculado), [Nm].

$T_{PSM}$  = Torque máximo (pico) del servomotor, [Nm].

$w_{m\acute{a}x.}$  = Máxima velocidad de giro requerida, [RPM].

$W_{NSM}$  = Velocidad de giro nominal del servomotor, [RPM].

La selección de cada servomotor es validada, si se cumplen las cuatro condiciones previamente definidas.

A continuación se presenta un cuadro de verificación del cumplimiento de las condiciones establecidas (Tabla 3.E.15):

---

<sup>123</sup> OMRON; Servo Motor Selection; PDF. Pág.: 11

**Tabla 3.E. 15.** Servomotores - Validación de la selección

<b>INERCIA DE LA CARGA</b>			
<b>M</b>	<b>I<sub>TOTAL</sub> [kgm<sup>2</sup>]</b>	<b>I<sub>SM</sub> [kgm<sup>2</sup>]</b>	<b>CONDICIÓN SATISFECHA</b>
1	0,0389	0,00130	SI
2	0,0809	0,00270	SI
3	0,0233	0,00088	SI
4	0,0242	0,00088	SI
<b>TORQUE EFECTIVO</b>			
<b>M</b>	<b>T<sub>rms</sub> [Nm]</b>	<b>T<sub>N</sub> [Nm]</b>	<b>CONDICIÓN SATISFECHA</b>
1	1,89	11	SI
2	4,70	16,5	SI
3	0,72	7	SI
4	4,64	7	SI
<b>TORQUE MÁXIMO MOMENTÁNEO</b>			
<b>M</b>	<b>T<sub>MSM</sub> [Nm]</b>	<b>T<sub>P</sub>[Nm]</b>	<b>CONDICIÓN SATISFECHA</b>
1	3,2	33	SI
2	7,5	49,5	SI
3	1,68	21	SI
4	5,70	21	SI
<b>MÁXIMA VELOCIDAD DE ROTACIÓN</b>			
<b>M</b>	<b>W<sub>máx.</sub> [RPM]</b>	<b>W<sub>NSM</sub> [RPM]</b>	<b>CONDICIÓN SATISFECHA</b>
1	53	1700/3000	SI
2	43	1700/3000	SI
3	98	1700/3000	SI
4	42	1700/3000	SI

Se valida la selección de los servomotores, dado que sus especificaciones satisfacen las condiciones establecidas a partir de los requerimientos de diseño.

**Tabla 3.E.16.** Servomotores - Datos Generales de la selección

<b>M</b>	<b>SERVOMOTOR</b>	<b>TIPO</b>	<b>TORQUE TN [Nm]</b>	<b>VELOCIDAD Wn [RPM]</b>	<b>INERCIA ISM [kgm<sup>2</sup>]</b>	<b>TENSIÓN V [v]</b>	<b>CONEXIÓN</b>
1	SELEMA - ST115 - 11	115	11	1700/3000	0,00130	230	AC - TRIFÁSICA
2	SELEMA - ST142 - 16,5	142	16,5	1700/3000	0,00270	230	AC - TRIFÁSICA
3	SELEMA - ST115 - 7	115	7	1700/3000	0,00088	230	AC - TRIFÁSICA
4	SELEMA - ST115 - 7	115	7	1700/3000	0,00088	230	AC - TRIFÁSICA

#### 3.1.6.4. Poleas Sincrónicas

Las poleas sincrónicas fueron seleccionadas según el criterio del mínimo diámetro primitivo admisible, el cual está dado en función del paso, la velocidad de giro y la potencia transmitida por las poleas.

Las poleas seleccionadas pertenecen a la serie de poleas para correas síncronas clásicas y trapeciales con paso en pulgadas (MXL, XL, L, H, XH, XXH), fabricadas según la norma ISO 529.

Según la norma ISO 529, las poleas están fabricadas de fundición G3000, la cual presenta las siguientes características:

- Resistencia a la tracción:  $\geq 207$  [MPa]
- Dureza HB:  $\geq 187 - 241$
- Composición química: C 3,1-3,4 %, Si 1,9-2,3 %, Mn 0,6-0,9 %, S  $\leq 0,15$  %, P  $\leq 0,15\%$

Tras su mecanizado, las poleas son fosfatadas y tratadas con un aceite antioxidante. Todas las poleas están equilibradas estáticamente de acuerdo con la norma ISO 1940. Tras ser equilibradas, las poleas son adecuadas para una velocidad lineal de trabajo no superior a 35 m/s.

Por la disponibilidad en el mercado y la facilidad de montaje, se opta por utilizar poleas de la marca SKF pertenecientes a la serie RSB, las cuales presentan un cubo sólido que admite ser mecanizado dentro de un rango de diámetro de agujero máximo y mínimo.

Las poleas para cada módulo se seleccionan a partir de los parámetros de diseño definidos en la tabla 3.E.17:

**Tabla 3.E.17.** Poleas Sincrónicas - Parámetros de selección

M	POTENCIA DE DISEÑO [HP]	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN (i)	MÁXIMA VELOCIDAD	
			LINEAL [m/s]	DE GIRO [RPM]
1	0,120	1,20	20	75
2	0,181	1,75	20	75
3	0,125	1,25	20	125
4	0,080	1,75	20	75

Para todos los casos se seleccionan poleas tipo H de paso 0,5 pulgadas, puesto que permiten trabajar a bajas velocidades de giro y admiten una potencia de diseño máxima de 1,5 HP. Las poleas de menor diámetro primitivo de la serie de paso H, admiten cualquier velocidad de giro menor o igual a 1160 RPM, por lo cual se utilizan como poleas motrices. Las poleas seleccionadas se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3.E.18.** Poleas Sincrónicas - Datos de selección

M	DENOMINACIÓN	FUNCIÓN	DIÁMETRO PRIMITIVO [mm]	NÚMERO DE DIENTES
1	20H075	Polea Motriz	80,85	20
	20H075	Polea Tensora	80,85	20
	24H075	Polea Conducida	97,02	24
2	16H100	Polea Motriz	64,68	16
	16H100	Polea Tensora	64,68	16
	28H100	Polea Conducida 1	113,19	28
	30H100	Polea Conducida 2	121,28	30
3	16H075	Polea Motriz	64,68	16
	16H075	Polea Conducida 1	64,68	16
	16H075	Polea Conducida 2	64,68	16
	16H075	Polea Conducida 3	64,68	16
	20H075	Polea Conducida 4	80,85	20
	20H075	Polea Conducida 5	80,85	20
4	16H075	Polea Motriz	64,68	16
	28H075	Polea Conducida	113,19	28

### 3.1.6.5. Bandas Sincrónicas

La evaluación de la selección de las bandas sincrónicas, se realiza a partir de la comprobación de la resistencia, en base a la comparación del factor de servicio resultante ( $C_{PR}$ ) con el factor de servicio total ( $C_P$ ).

El factor de servicio total tiene en cuenta los coeficientes de seguridad necesarios para compensar los factores de reducción de vida útil de la correa detectados durante el servicio, como la carga, la aceleración o la fatiga.

Para todos los módulos de la máquina, se define un factor de servicio total igual a 1,4. Éste factor se determina a partir del establecimiento de los siguientes parámetros de diseño:

- Régimen de servicio de la máquina: Servicio Intermitente / 3 – 8 horas diarias
- Par de torsión transmitido por la polea impulsora: Par de torsión uniforme
- Carga transmitida a las poleas impulsadas: Carga de impacto moderado

El factor de servicio resultante proporciona una respuesta rápida para conocer el grado de sobredimensionamiento de la correa impulsada. Éste factor se determina con la siguiente ecuación <sup>[124]</sup>:

(Ec. 3.E.17)

$$C_{PR} = \frac{P_R}{P}$$

Siendo:  $P_{RC}$  = Tasa de potencia de correa para un esbozo de transmisión dado, [W]  
 $P$  = Potencia para transmitir, [W].

Los datos necesarios para realizar la evaluación de la selección de las correas sincrónicas, se obtienen del generador de componentes de correas sincrónicas del programa INVENTOR y se presentan en la tabla 3.E.19:

---

<sup>124</sup> AUTODESK INVENTOR; Manual del Ingeniero; HTML Help; 2011.

**Tabla 3.E.19.** Bandas Sincrónicas - Resultados Factor de servicio resultante

MÓDULO	DENOMINACIÓN BANDA	PR [W]	P [W]	CPR
1	420H075	137	70	1,957
2	A570 - H100	153	104	1,471
3	420H075	256	103	2,485
	480H075	185	37	5,000
	510H075	179	36	4,972
4	390H075	108	43	2,512

La comprobación de resistencia de las bandas sincrónicas es insuficiente si el factor de servicio resultante es menor al factor de servicio total. Entonces, en base a los resultados presentados en la tabla anterior, se ratifica la selección de las bandas sincrónicas para todos los módulos de la máquina.

Por la disponibilidad en el mercado, se opta por utilizar bandas sincrónicas de la marca SKF, las cuales están fabricadas según la especificación mundial, PTP-0299 (Feb 2000), que es compatible con todas las normas utilizadas habitualmente.

### 3.1.6.6. Banda Transportadora

En sistemas transportadores horizontales, es común determinar la eficiencia completa de todos los elementos de transmisión ( $\eta_{ges}$ ) entre el motor y el eje del rodillo motriz, como un indicador del sobredimensionamiento de la banda transportadora. Ésta eficiencia viene dada por la siguiente fórmula <sup>[125]</sup>:

(Ec. 3.E.18)

$$\eta_{ges} = \frac{P_{Wmax}}{P_{Merf}}$$

Siendo:  $P_{Wmax}$  = Potencia máxima requerida en la periferia del rodillo motriz, [W]

$P_{Merf}$  = Potencia total requerida por el motor de transmisión, [W].

<sup>125</sup> PHOENIX; Fundamentos de diseño de las Correas Transportadoras Phoenix; PDF. Pág.: 8



El cálculo se realiza en base al conocimiento de los siguientes datos:

- Potencia requerida en la periferia del rodillo motriz ( $P_{Wmax}$ ): 19,5 [W] ( $P_{BANDA}$  – Sección 3.1.5.4.3)
- Potencia total requerida por el motor de transmisión ( $P_{Merf}$ ): 60 [W] ( $P_{DISEÑO}$  – Sección 3.1.5.4.4)

En (Ec. 3.E.18):

$$\eta_{ges} = \frac{19,5}{60} * 100 = 32,5 \text{ [%]}$$

$$\eta_{ges} = 32,5 \text{ [%]}$$

La eficiencia completa de todos los elementos de transmisión ( $\eta_{ges}$ ) entre el motor y el eje del rodillo motriz, representa el porcentaje de la potencia del motor que se transmite directamente hacia la banda transportadora. Se asume que valores inferiores al 25% señalan un sobredimensionamiento excesivo del sistema de transmisión de movimiento de la banda transportadora.

La tabla 3.E.20 presenta los datos de selección de la banda transportadora:

**Tabla 3.E.20.** Banda Transportadora - Datos de la Selección

PROPIEDAD		VALOR
Material del lado de transporte		Goma de Acrilnitrilo-Butadieno (NBR)
Material de la capa de tracción		Poliéster (PET)
Número de tejidos		2
Grosor	[mm]	1,9
Masa de la correa	[kg/m <sup>2</sup> ]	1,8
Diámetro mínimo del rodillo motriz		40
Carga para 1% de extensión por unidad de ancho		[N/mm] 20
Fuerza de tracción para 1% de alargamiento después de la relajación por unidad de ancho		[N/mm] 13
Fuerza de tracción admisible por unidad de ancho		[N/mm] 20
Temperatura de funcionamiento admisible		[°C] Mín. -20 / Máx. 100
Coeficiente de fricción sobre la mesa de apoyo		[-] 0,2
Ancho de fabricación sin costuras		[mm] 2400

FUENTE: [Ficha técnica – Banda Transportadora HabaFlow HAR-12E]

### 3.1.6.7. Actuadores neumáticos

Para validar la selección de los actuadores neumáticos se calcula el diámetro mínimo de la sección del vástago para que no se produzca pandeo. A partir de la fórmula de Euler para el pandeo, se tiene <sup>[126]</sup>:

(Ec. 3.E.19)

$$F_P = \frac{C\pi^2 EI}{L_p^2} \text{ [N]}$$

Siendo:  $F_P$  = Fuerza crítica de pandeo, [N].  
 $E$  = Módulo de elasticidad, [N/m<sup>2</sup>].  
 $I$  = Momento de inercia de la sección, [m<sup>4</sup>].  
 $L_P$  = Longitud libre de pandeo, [m].  
 $C$  = Constante de condiciones en extremos.

El momento de inercia de una sección circular está dado por:

(Ec. 3.E.20)

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Siendo:  $I$  = Momento de inercia de la sección, [m<sup>4</sup>].  
 $d$  = Diámetro de la sección circular, [m].

Sustituyendo (Ec. 3.E.20) en (Ec. 3.E.19), se tiene:

(Ec. 3.E.21)

$$d = \sqrt[4]{\frac{64L_p^2 F_P}{C\pi^3 E}} \text{ [N]}$$

Los cálculos se realizan a partir del conocimiento de los siguientes datos:

<sup>126</sup> [www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica\\_4SOL.pdf](http://www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica_4SOL.pdf)

- Fuerza crítica de pandeo ( $F_P$ ) = Máxima fuerza ejercida por el pistón ( $F_{PN}$ )
- Longitud libre de pandeo ( $L_P$ ) = Longitud de carrera de cada pistón ( $L_{CP}$ )
- Módulo de elasticidad ( $E$ ) =  $210 \times 10^9$  [N/m<sup>2</sup>]
- Constante de condiciones en extremos ( $C$ ) = 4 (Extremos empotrados)

Los resultados se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3.E.21.** Actuadores Neumáticos - Diámetro crítico de la sección del vástago

MÓDULO	IDENTIFICACIÓN PISTONES	LP [m]	FP [N]	d	
				[m]	[mm]
1	TOPE DE INICIO DE CARRERA	0,025	48,88	0,00052	0,52
3	CUCHILLA TRANSVERSAL SUPERIOR	0,025	1906,61	0,00131	1,31
	CUCHILLA TRANSVERSAL INFERIOR	0,025	2649,64	0,00142	1,42

El valor del diámetro crítico es muy inferior al diámetro real de la sección del émbolo de cada pistón, a partir de lo cual se valida por completo la selección de los actuadores neumáticos.

Los datos de selección de los pistones neumáticos se presentan en la tabla 3.E.22:

**Tabla 3.E.22.** Actuadores Neumáticos - Datos de la selección

M	IDENTIFICACIÓN PISTONES	DESIGNACIÓN FESTO	DIÁMETRO ÉMBOLO [mm]	DIÁMETRO VÁSTAGO [mm]	LONGITUD CARRERA [mm]
1	TOPE DE INICIO DE CARRERA	DSNU - 12 - 25 - P - A	12	6	25
3	CUCHILLA TRANSVERSAL SUPERIOR	DNC - 80 - 25 - PPV - A	80	25	25
	CUCHILLA TRANSVERSAL INFERIOR	DNC - 80 - 25 - PPV - A	80	25	25

### 3.1.6.8. Uniones roscadas críticas

El análisis se centra sobre la resistencia a la carga por fatiga de los sujetadores roscados para soporte y regulación de las cuchillas transversales. Se busca comprobar que el esfuerzo en la sección roscada sea menor que la resistencia de prueba, para lo cual se calcula el factor de seguridad que protege contra la fatiga, dado por la siguiente ecuación <sup>[127]</sup>:

(Ec. 3.E.22)

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

Siendo:  $S_a$  = Límite de resistencia alternante, [MPa].

$\sigma_a$  = Componente alternante del esfuerzo de las secciones roscadas, [MPa].

Según el criterio de falla de ASME-elíptica:

(Ec. 3.E.23)

$$S_a = \frac{S_e}{S_p^2 + S_e^2} \left( S_p \sqrt{S_p^2 + S_e^2 - \sigma_i^2} - \sigma_i S_e \right) \text{ [MPa]}$$

Siendo:  $S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga, [MPa].

$S_p$  = Resistencia de prueba, [MPa].

$\sigma_i$  = Esfuerzo de precarga, [MPa].

El esfuerzo de precarga está dado por la siguiente expresión:

(Ec. 3.E.24)

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \text{ [MPa]}$$

Siendo:  $F_i$  = Precarga, [N].

$A_t$  = Área de esfuerzo de tensión, [mm<sup>2</sup>].

<sup>127</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 431.

El límite de resistencia a la fatiga se calcula a partir del método aplicado en la sección 3.1.6.5., en tanto que la resistencia de prueba toma un valor aproximado dado por:

(Ec. 3.E.25)

$$S_p = 0,85 \times S_y \text{ [MPa]}$$

$$S_p = 0,85 \times 250 = 212,5 \text{ [MPa]}$$

$$S_p = 212,5 \text{ [MPa]}$$

Las siguientes tablas presentan los datos y factores necesarios para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga.

**Tabla 3.E. 23.** Sujetadores Roscados - Datos de diseño

DATOS DE DISEÑO		VALOR
Material		ACERO AISI 1018 HR
Diámetro de la sección crítica	DSC [mm]	20
Diámetro de la sección adyacente	DSA [mm]	30
Resistencia última a la tensión	Sut [MPa]	400
Resistencia a la fluencia	Sy [MPa]	250
Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria	Se' [Mpa]	200
Radio de muesca	r [mm]	2,00

**Tabla 3.E.24.** Sujetadores Roscados - Factores de diseño

FACTORES DE DISEÑO		VALOR
Factor de modificación de la condición superficial	$k_a$	0,922
Factor de modificación de tamaño	$k_b$	0,900
Factor de modificación de la carga	$k_c$	0,850
Factor de modificación de la temperatura	$k_d$	1,000
Factor de confiabilidad	$k_e$	0,868
Factor de modificación de efectos varios	$k_f$	1,000
Factor de concentración de esfuerzo en tensión	$K_t$	1,900
Sensibilidad a la muesca	q	0,71
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga	$K_f$	1,642

El límite de resistencia a la fatiga, a partir de la ecuación (Ec. 3.E1.3) es:

$$S_e = (0,922)(0,9)(0,85)(1)(0,868)(1)(200) = 122,41 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 122,41 \text{ [MPa]}$$

Los cálculos restantes se realizan a partir del conocimiento de los siguientes datos:

- Precarga ( $F_i$ ): 49612,5 [N]
- Área de esfuerzo de tensión ( $A_t$ ): 245 [mm<sup>2</sup>]
- Componente alternante del esfuerzo de las secciones roscadas ( $\sigma_a$ ): 0,517 [MPa]
- Componente medio del esfuerzo de las secciones roscadas ( $\sigma_m$ ): 191,77 [MPa]

En (Ec. 3.E.24):

$$\sigma_i = \frac{46856,25}{245} = 191,25 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_i = 191,25 \text{ [MPa]}$$

En (Ec. 3.E.23):

$$S_a = \frac{122,41}{(212,5)^2 + (122,41)^2} \left[ (212,5) \sqrt{(212,5)^2 + (122,41)^2} - (191,25)^2 - (191,25)(122,41) \right]$$

$$S_a = 18,74 \text{ [MPa]}$$

En (Ec. 3.E.22):

$$n_f = \frac{18,74}{0,517} = 36,31$$

$$n_f = 36,31$$

Una vez determinado el factor de seguridad que protege contra la fatiga, se calcula el factor de seguridad que protege contra la fluencia ( $n_P$ ):

(Ec. 3.E.26)

$$n_P = \frac{S_p}{\sigma_m + \sigma_a}$$

$$n_P = \frac{212,5}{191,25 + 0,517} = 1,105$$

$$n_P = 1,105$$

Debido a que el factor de seguridad que protege contra la fluencia es demasiado bajo, deben reconsiderarse algunos de los parámetros de diseño. Se tienen dos opciones para la reconfiguración de los parámetros de diseño:

- Variar la configuración geométrica.
- Seleccionar un material diferente.

La variación de la configuración geométrica implica la reducción o incremento del diámetro (d) de los sujetadores. En la siguiente tabla se presentan los resultados obtenidos a partir de la variación del diámetro de los sujetadores.

**Tabla 3.E.25.** Sujetadores Roscados - Variación de la configuración geométrica

d [mm]	$\sigma_a$ [MPa]	$\sigma_m$ [MPa]	Se [MPa]	Sa [MPa]	n <sub>f</sub>	n <sub>p</sub>
14	0,94	192,19	127,17	18,89	20,15	1,100
16	0,75	192,00	125,37	18,84	25,20	1,102
20	0,52	191,77	122,41	18,74	36,31	1,105
24	0,38	191,63	120,04	18,67	49,30	1,107
30	0,26	191,51	117,21	18,57	72,64	1,108

Como se verifica en la tabla anterior, la variación del diámetro no produce ningún efecto importante en cuanto a la protección contra la fluencia, por lo cual se decide mantener el diámetro inicial (20 mm) y modificar las propiedades del material. Los resultados se presentan en la tabla 3.E.26:

**Tabla 3.E.26.** Sujetadores Roscados - Variación de las propiedades del material

MATERIAL	Sut [MPa]	Sy [MPa]	Se' [MPa]	Se [MPa]	SP [MPa]	Sa [MPa]	nf	np
Acero AISI 1018 HR	400	250	200	122,41	212,50	18,74	36,31	1,11
Acero AISI 1018 CD	440	370	220	131,29	314,50	25,47	49,34	1,64
Acero AISI 1030 CD	520	440	260	148,44	374,00	29,79	57,70	1,95
Acero AISI 1030 TR	848	648	424	212,65	550,80	43,46	84,17	2,86
Acero AISI 1045 CD	630	530	315	29216,22	450,50	35,32	68,42	2,34

CONDICIONES DEL MATERIAL: HR = LAMINADO EN CALIENTE / CD = ESTIRADO EN FRÍO  
RC = RECOCIDO / TR = TEMPLADO Y REVENDIO

A partir de la tabla 3.E.26, se constata que la variación en las propiedades del material permite obtener un margen mayor de protección contra la fluencia. Entonces, se opta por utilizar acero AISI 1045 para asegurar que el sujetador roscado no falle por fatiga y/o fluencia.

En relación a los pernos en los acoples de conexión de las cuchillas transversales, se asegura que estos cumplirán satisfactoriamente su función, puesto que según el establecimiento de las condiciones críticas en la sección 3.1.5.3.10, se requiere de tan solo un perno para sujetar los elementos involucrados, y en contraposición, tanto para el acople de conexión 1 como para el acople 2 se utilizan 4 pernos.

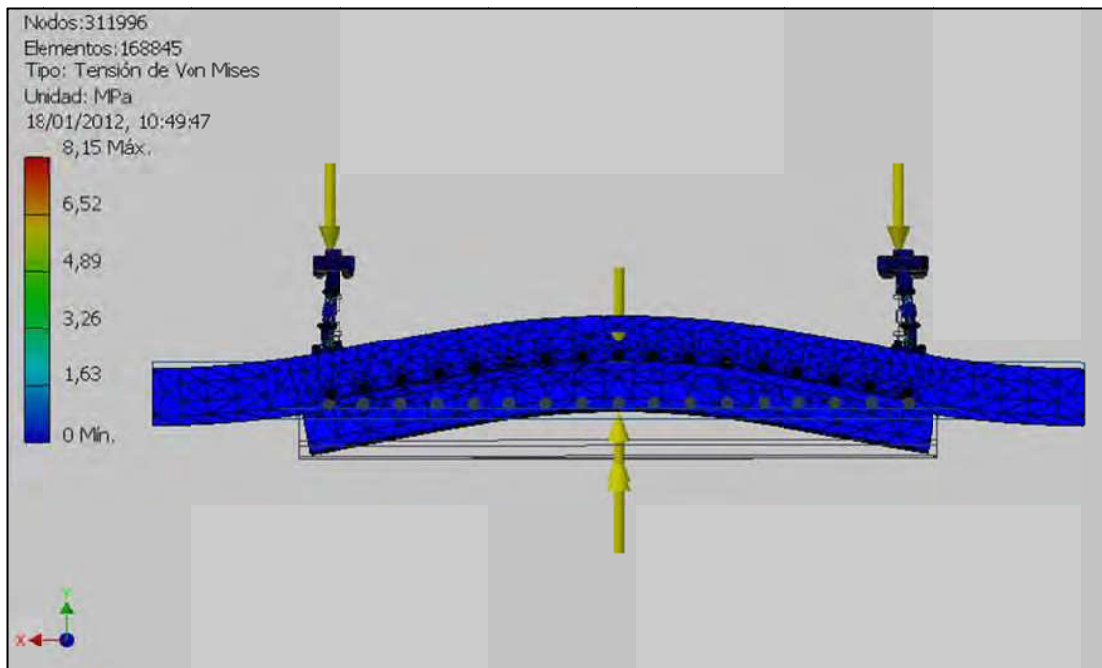
#### **3.1.6.9. Análisis de tensión de las cuchillas transversales**

Para evaluar el desempeño de las cuchillas transversales ante la aplicación de las cargas de trabajo y el cumplimiento de los parámetros de diseño, se utiliza el módulo de análisis de tensión del programa INVENTOR. Para el análisis de tensión se considera todo el conjunto de piezas que se desplaza junto con la cuchilla transversal, a partir del accionamiento por parte de los actuadores neumáticos correspondientes.

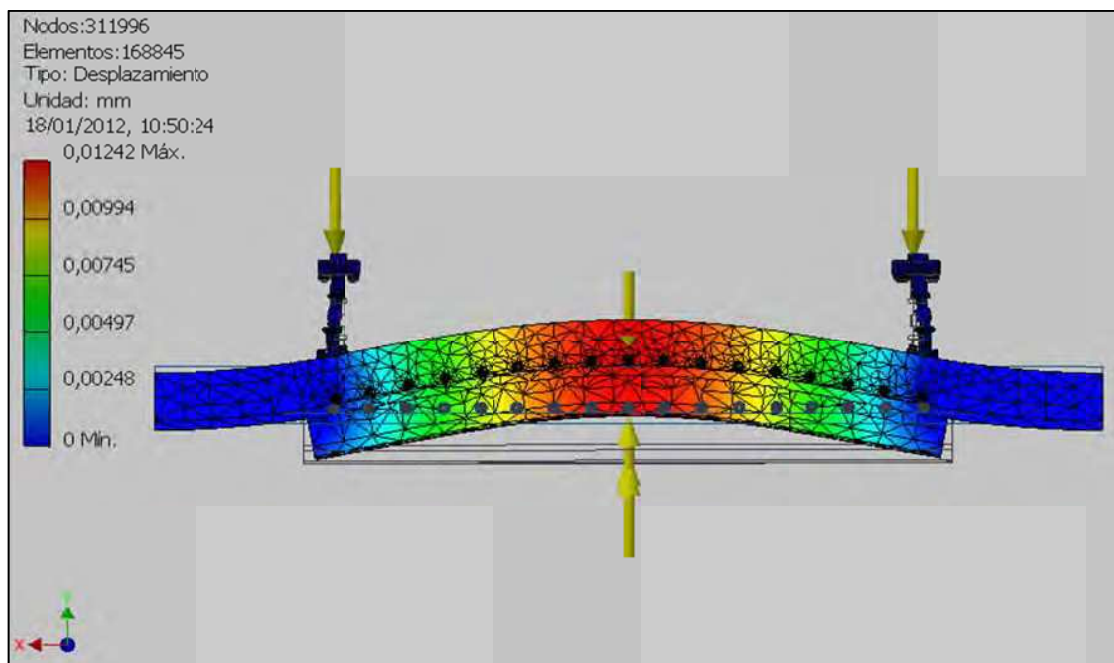
El análisis se realiza tanto para la cuchilla transversal superior como para la cuchilla inferior, suponiendo las condiciones de máximo esfuerzo provocado por el corte de las planchas de cartón. La definición de cargas y restricciones del conjunto de piezas relativo a cada cuchilla transversal se realiza en base a los diagramas de cuerpo libre presentados en las figuras 3.3.29 y 3.3.30.

Los resultados del análisis de tensión para cada cuchilla se presentan a partir de las siguientes figuras:

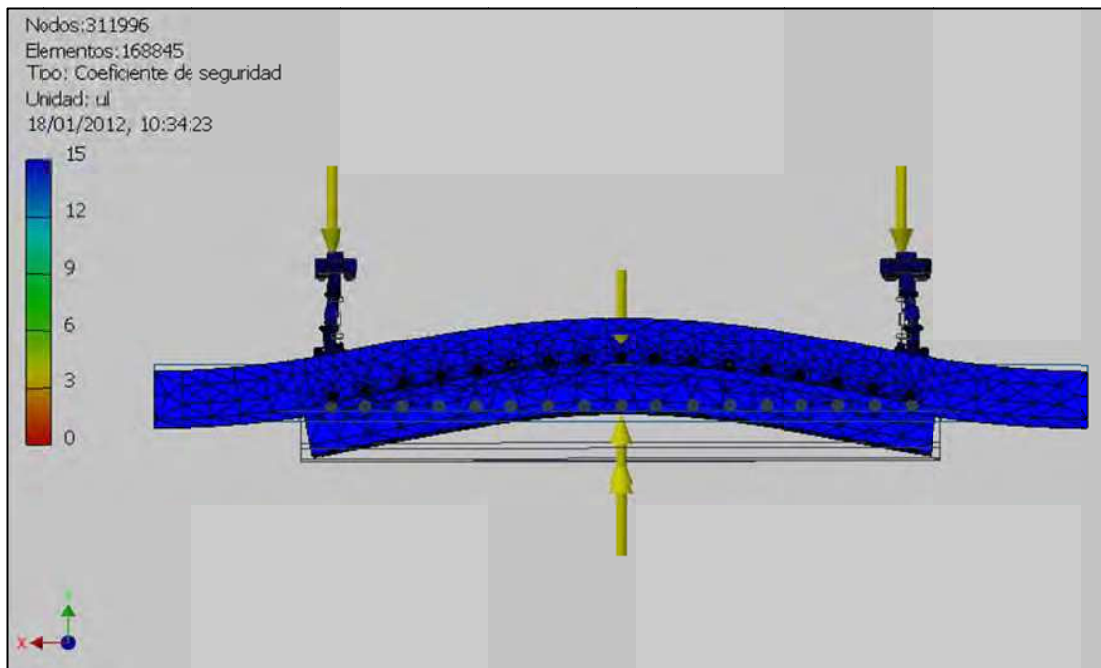




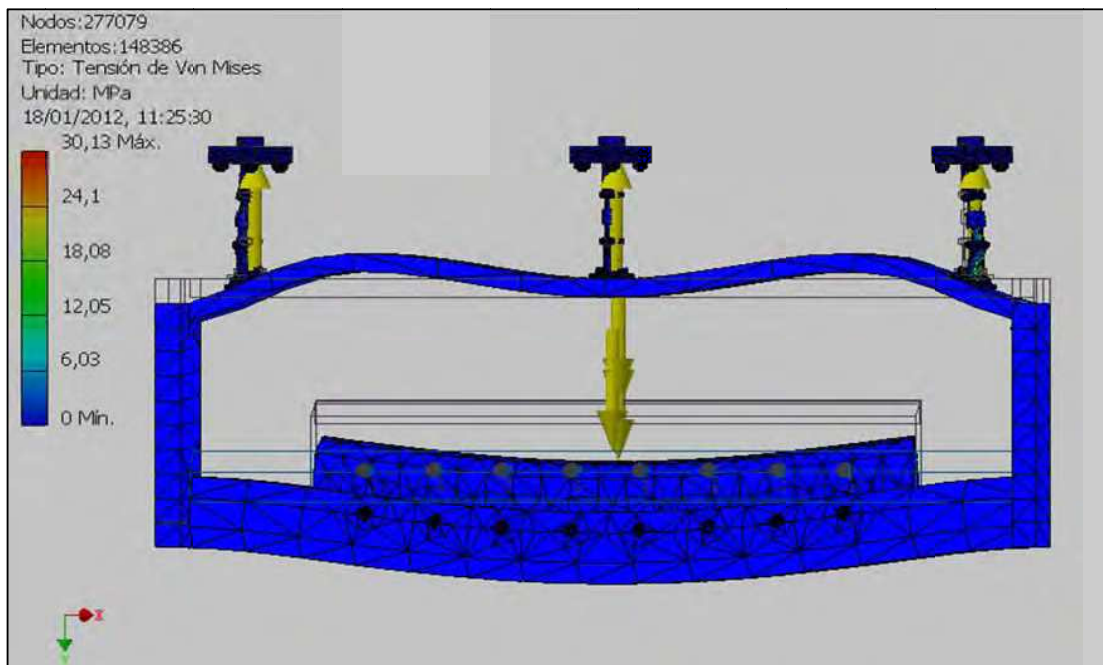
**Figura 3.E.1.** Cuchilla Transversal Superior - Tensión de Von Mises



**Figura 3.E.2.** Cuchilla Transversal Superior - Desplazamiento



**Figura 3.E.3.** Cuchilla Transversal Superior - Coeficiente de seguridad



**Figura 3.E.4.** Cuchilla Transversal Inferior - Tension de Von Mises

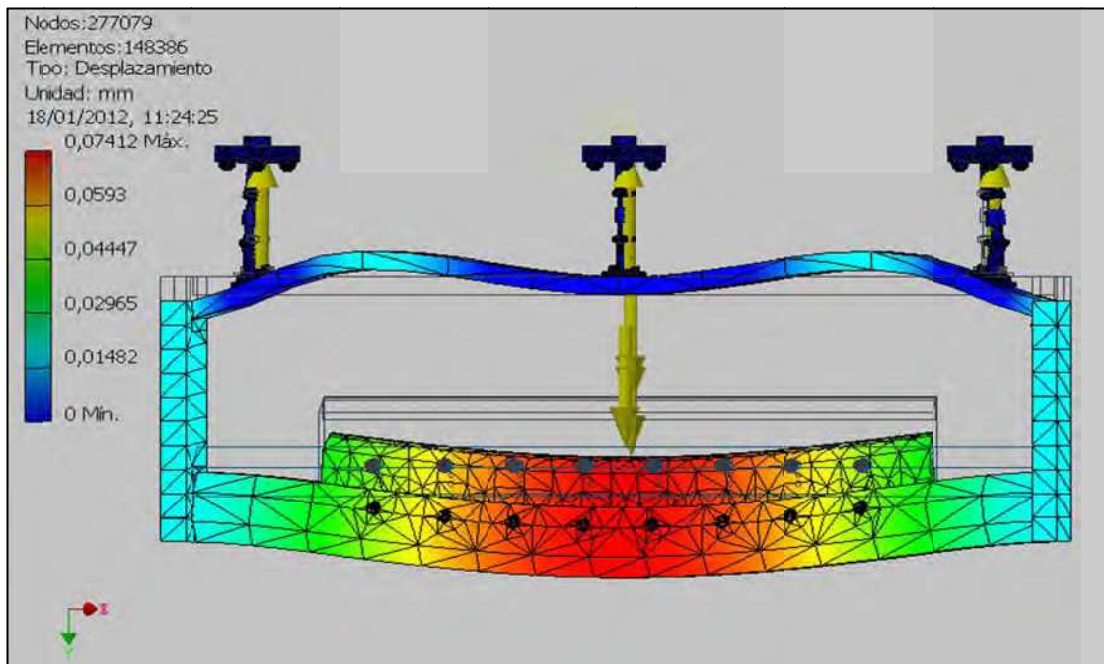


Figura 3.E.5. Cuchilla Transversal Inferior – Desplazamiento

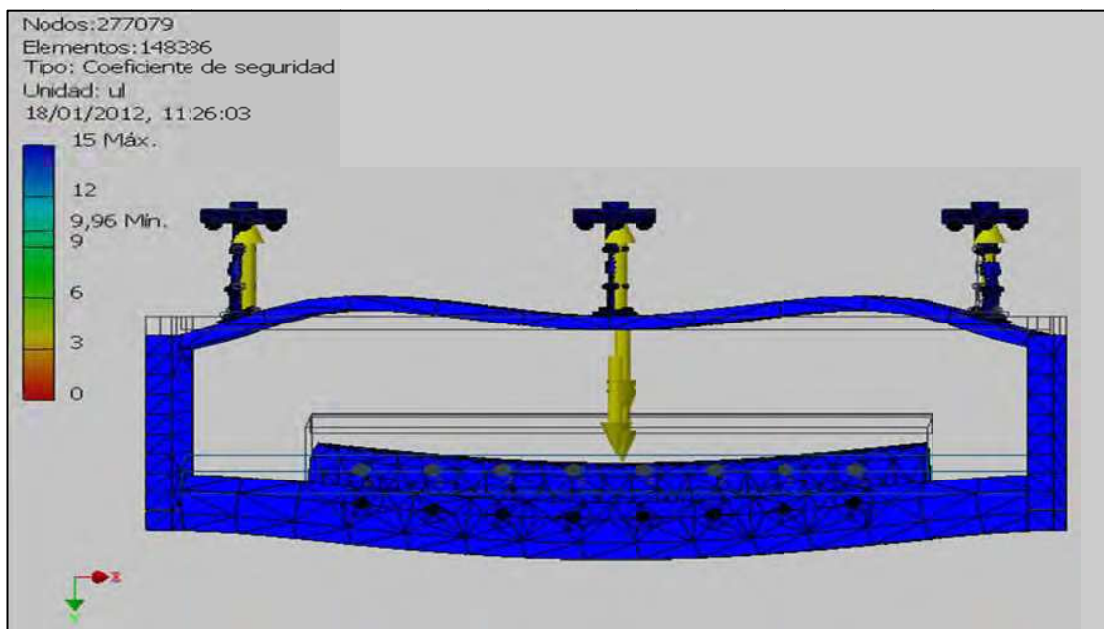


Figura 3.E.6. Cuchilla Transversal Superior - Coeficiente de Seguridad

Los resultados globales del análisis de tensión se presentan en la tabla 3.E.27:

**Tabla 3.E.27.** Cuchillas Transversales - Resultados del Análisis de Tensión

DENOMINACIÓN	CUCHILLA SUPERIOR		CUCHILLA INFERIOR	
	MÍNIMO	MÁXIMO	MÍNIMO	MÁXIMO
Volumen [mm <sup>3</sup> ]	8785210	8785210	11757100	11757100
Masa [kg]	69,02	69,02	92,37	92,37
Tensión de Von Mises [MPa]	9,94E-05	8,15	2,60E-05	30,13
Primera tensión principal [MPa]	-1,90	5,01	-5,10	33,67
Tercera tensión principal [MPa]	-9,91	1,71	-16,54	6,00
Desplazamiento [mm]	1,65E-09	0,01	1,32E-07	0,07
Coefficiente de seguridad [-]	15 su	15 su	10 su	15 su

En base a los resultados del análisis de tensión para el conjunto de cuchillas transversales, se comprueba que la resistencia de los elementos involucrados excede al esfuerzo por un margen suficientemente amplio; lo cual permite asegurar que a pesar de las incertidumbres no se producirá ningún tipo de falla.

#### 3.1.6.10. Engranés rectos

Los engranes y piñones rectos que componen los sistemas de acercamiento por rueda excéntrica, no soportan grandes esfuerzos y trabajan a velocidades sumamente bajas durante intervalos mínimos de tiempo. El diseño de los engranajes se valida a partir de la obtención de los factores de seguridad que protegen contra la falla por fatiga por flexión y contra la falla por picadura.

Los factores de seguridad se obtienen a partir del generador de componentes de engranajes del programa INVENTOR, partiendo de los datos de par de torsión y velocidad de giro de los piñones. El procedimiento de cálculo que maneja el software, está basado en las normas ANSI/AGMA 2001-D04.

Los piñones y engranes utilizados en el módulo 1 y 2, presentan las mismas dimensiones y están sometidos a un mismo par de torsión, por lo cual el análisis realizado es independiente del módulo al cual pertenecen los engranajes.

Los datos para diseño se presentan en la tabla 3.E.28:

**Tabla 3.E.28.** Engranajes Rectos - Datos para diseño

PARÁMETROS DE DISEÑO		PIÑÓN	ENGRANE
Coefficiente de engranaje	i	1,8070 su	
Módulo	m [mm]	1,375	
Distancia al centro	aw [mm]	110,114	
Ángulo de presión	$\alpha$ [gr]	20	
<b>CARGAS DE DISEÑO</b>			
Potencia	P [Kw]	0,072	0,071
Velocidad	n [RPM]	60	33,2
Par de torsión	T [Nm]	11,52	20,401
Eficiencia	$\eta$	0,980 su	
Fuerza radial	Fr [N]	107,83	
Fuerza tangencial	Ft [N]	293,67	
Fuerza axial	Fa [N]	0,00	
Fuerza normal	Fn [N]	312,84	
Velocidad circunferencial	v [m/s]	0,25	
<b>MATERIAL</b>			
Material Seleccionado		Acero fundido al carbono	
Resistencia máxima a tracción	Su [MPa]	500	500
Límite de elasticidad	Sy [MPa]	260	260
Módulo de elasticidad	E [MPa]	206000	206000
Coefficiente de Poisson	$\mu$	0,300 su	0,300 su
Tensión de plegado admitida	sat [MPa]	165	165
Tensión de contacto admitida	sac [MPa]	410	410
Dureza de núcleo de diente	JHV	210 su	210 su
Tipo de tratamiento	tipo	1 su	1 su

Los datos presentados en la tabla anterior, son los datos de entrada para la comprobación de la compatibilidad de diseño por medio de la utilización del programa INVENTOR.

De acuerdo al método de cálculo basado en la norma ANSI/AGMA 2001-D04, el programa fija los factores de diseño definidos en la tabla 3.E.29:

**Tabla 3.E.29.** Engranajes rectos - Factores de Diseño

<b>FACTORES DE CARGA</b>		<b>PIÑÓN</b>	<b>ENGRANE</b>
Factor de sobrecarga	$K_o$	1,200 su	
Factor dinámico	$K_v$	1,018 su	
Factor de tamaño	$K_s$	1,000 su	1,000 su
Factor de fiabilidad	$K_R$	1,000 su	
Factor de temperatura	$k_t$	1,000 su	
Factor de distribución de carga	$K_m$	1,164 su	1,164 su
Factor de corrección de plomo	$C_{mc}$	1,000 su	1,000 su
Factor de corrección de alineación de malla	$C_e$	1,000 su	
Modificador de proporción de piñón	$C_{pm}$	1,000 su	
Factor de alineación de malla	$C_{ma}$	0,1394	
<b>FACTORES DE CONTACTO</b>			
Factor de condición de superficie	$C_f$	1,000 su	1,000 su
Factor de ciclo de tensión	$Z_N$	0,931 su	0,962 su
Factor de coeficiente de dureza	$C_H$	1,000 su	1,000 su
Factor de elasticidad	$C_p$	2285,933 su	
Factor de geometría	$I$	0,102 su	
<b>FACTORES DE PLEGADO</b>			
Factor de carga inversa	$Y_a$	1,000 su	1,000 su
Factor de grosor del anillo	$K_B$	1,000 su	1,000 su
Factor de ciclo de tensión	$Y_N$	0,959 su	0,978 su
Factor de geometría	$J$	0,705 su	0,787 su

A partir de la definición de los factores de diseño, el programa calcula los coeficientes de seguridad y valida la compatibilidad del diseño. Los resultados de compatibilidad de diseño se presentan en la tabla 3.E.30.

**Tabla 3.E.30.** Engranajes Rectos - Resultados de compatibilidad de diseño

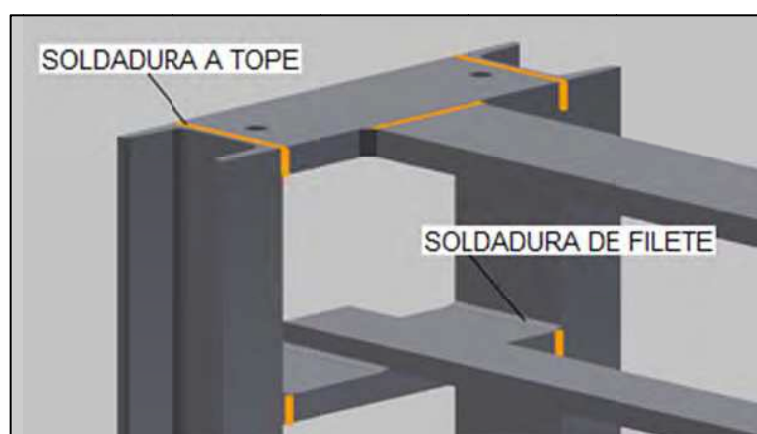
PARÁMETRO DE DISEÑO		PIÑÓN	ENGRANE
Número de dientes	z	57 su	103 su
Diámetro de paso	d [mm]	78,375	141,625
Anchura de cara	b [mm]	20,00	20,00
Coefficiente de contacto	$\epsilon$	1,8063 su	
Coefficiente de seguridad contra corrosión	$k_f$	1,367 su	1,413 su
Coefficiente de seguridad contra rotura de diente	$k_n$	7,345	8,354

Los valores de los coeficientes de seguridad son lo suficientemente amplios para validar por completo el diseño de los engranes y piñones de ambos módulos.

### 3.1.6.11. Uniones por soldadura en las estructuras de soporte

Para el análisis correspondiente a las uniones por soldadura en las estructuras de soporte, se identifica el tipo de uniones comunes a todas las estructuras y el tipo de cargas que soportan (Figura 3.E.7). A partir de lo cual se tiene:

- Soldaduras a tope sometidas a cargas de flexión
- Soldaduras de filete sometidas a cargas de flexión



**Figura 3.E.7.** Uniones por soldadura comunes a todas las estructuras

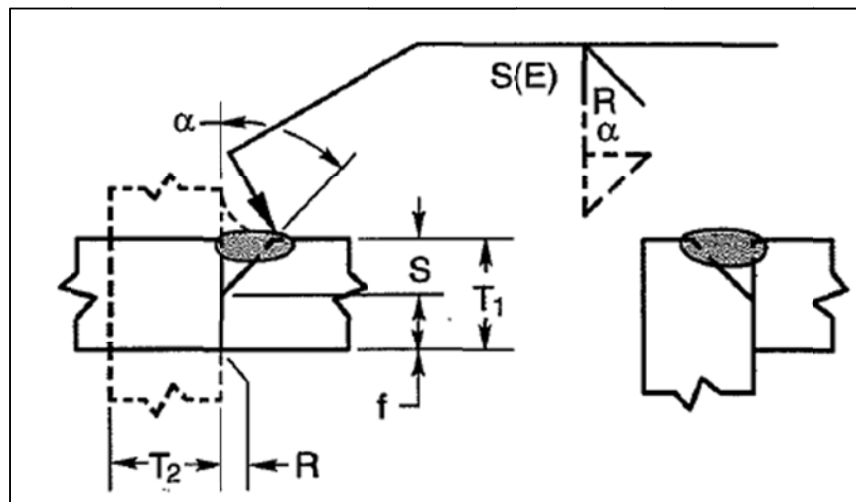
Para llevar a cabo las uniones por soldadura de la estructura de cada módulo, se opta por utilizar el proceso de soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido de la serie E60xx, el cual como metal de aporte presenta las siguientes propiedades mínimas:

- Resistencia a la tensión: 427 [MPa]
- Resistencia a la fluencia: 345 [MPa]
- Elongación porcentual: 17 – 25 [-]

El tamaño mínimo de las soldaduras de filete puede definirse mediante tablas a partir del conocimiento del espesor de la parte unida más gruesa.

Para todos los módulos, se comprueba que el espesor de la parte unida más gruesa es de 6 milímetros, según lo cual se determina que el tamaño (h) mínimo de las soldadura de filete es de 3,175 mm (1/8 in) <sup>[128]</sup>.

Las dimensiones de las soldaduras a tope se establecen según la norma AWS D1.1, para lo cual se hace referencia a la figura 3.E.8 y a la tabla 3.E.31:



**Figura 3.E.8.** Uniones por soldadura - Configuración de soldaduras a tope

FUENTE: [AWS; Structural Welding Code Steel; D1.1; PDF.]

<sup>128</sup> BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008. Pág.: 473 – Tabla 9.6.



**Tabla 3.E.31.** Uniones por soldadura - Configuración de juntas a tope

PARÁMETROS DE SOLDADURA		VALORES DEFINIDOS
Designación de la Junta		AWS D1.1: BTC-P4
Tipo de Junta		A tope / Penetración Parcial (PJP)
Tipo de Ranura		En bisel
Espesor del material base	T [mm]	Ilimitado
Altura de penetración	S [mm]	3,00
Separación de la junta	R [mm]	0,00
Talón (refuerzo)	f [mm]	3,00
Ángulo del bisel	$\alpha$ [°]	45,00

FUENTE: [AWS; Structural Welding Code Steel; D1.1; PDF. Pág.: 86]

### 3.2. DISEÑO MECÁNICO PROVISIONAL

El diseño mecánico provisional constituye una solución global del diseño mecánico, aún no validada por el ensayo, que da respuesta al conjunto de los requerimientos, funciones y parámetros del producto.

El diseño mecánico provisional fija las disposiciones relativas, las formas y las dimensiones de todos los elementos y componentes del producto y se presenta en forma de uno o más planos de conjunto (ANEXOS - PLANOS).

## **CAPÍTULO 4.**

### **DISEÑO DEL CONTROL AUTOMÁTICO**

#### **4.1. DISEÑO PRELIMINAR DEL CONTROL AUTOMÁTICO**

El diseño del control automático fija las disposiciones relativas, los rangos de operación, y la especificación técnica de todos los elementos de control automático de la máquina. El resultado de esta etapa se presenta en la simulación del programa del controlador lógico programable (PLC), que permite visualizar la interacción de los módulos funcionales a partir de la acción de los controladores y la respuesta de los actuadores existentes.

Para el diseño preliminar del control automático, en base al diseño mecánico para la máquina en general (Capítulo 3), se definen los siguientes lineamientos:

- Requerimientos limitadores
- Funciones Críticas
- Parámetros Críticos
- Condiciones Críticas

##### **4.1.1. REQUERIMIENTOS LIMITADORES**

Los requerimientos limitadores del control automático, según las especificaciones de la máquina diseñada, son:

RL1) Máxima velocidad lineal de avance de las planchas de cartón: 20 m/min.

RL2) Máxima velocidad de giro de los servomotores: 1700 RPM.

RL3) Velocidad de giro de los servomotores en operación (Módulos 1, 2, y 4):  
Mínimo = 60 RPM, Máximo = 75 RPM.

RL4) Velocidad de giro del servomotor en operación (Módulo 3): Mínimo = 100 RPM,  
Máximo = 125 RPM.

RL5) Longitud de avance para accionamiento intermitente de los actuadores neumáticos de corte transversal: Mínimo = 50 mm, Máximo = 500 mm

RL6) Precisión de avance, parada y accionamiento intermitente de los actuadores neumáticos de corte transversal: +/- 0,20 mm

RL7) Tiempo de aceleración/desaceleración de los servomotores: 0,25 s

RL8) Tiempo de accionamiento de los actuadores neumáticos: 0,25 s

#### **4.1.2. FUNCIONES CRÍTICAS**

Las funciones que se consideran críticas en el diseño del control automático son:

FC1) Accionamiento sincronizado de los servomotores.

FC2) Accionamiento sincronizado de los actuadores neumáticos.

FC3) Posicionamiento y registro de inicio de carrera de las planchas de cartón.

FC4) Regulación de la velocidad de giro de los servomotores.

FC5) Regulación de la velocidad lineal de avance de las planchas de cartón.

FC6) Regulación de la longitud de avance de las planchas de cartón.

FC7) Detección de los ciclos de operación de las planchas de cartón.

FC8) Presentación de valores de registro de variables controladas.

FC9) Señalización y accionamiento en modos de riesgo.

FC10) Señalización visual de etapas de operación.

#### **4.1.3. PARÁMETROS CRÍTICOS**

Los parámetros críticos que intervienen en la definición de las funciones críticas son:

PC1) Cantidad y tipo de entradas del controlador lógico programable.

PC2) Cantidad y tipo de salidas del controlador lógico programable.

PC3) Especificación del controlador lógico programable.

PC4) Especificación de sensores y captadores.

PC5) Especificación de arrancadores para los actuadores.

#### 4.1.4. CONDICIONES CRÍTICAS

Las funciones críticas junto con los requerimientos limitadores nombrados anteriormente imponen diversas condiciones cuantitativas (CCt) y cualitativas (CCI) del control automático de la máquina:

CCt1) Los elementos de control y los actuadores deben funcionar durante la vida útil prevista sin fallar.

CCt2) Las fuentes de alimentación deben proporcionar los niveles de energía requeridos por los elementos de control y por los actuadores.

CCt3) Cada servomotor debe suministrar la velocidad de giro establecida mediante la regulación correspondiente.

CCt4) Los servomotores deben estar sincronizados de acuerdo al establecimiento de las velocidades de giro máxima y mínima.

CCt5) Los actuadores deben cumplir con sus funciones dentro de los rangos de tiempo definidos como resultado de la especificación de las variables de control.

CCt6) Los actuadores neumáticos de corte transversal deben ser accionados cada vez que se registra la longitud de avance y se detienen los servomotores.

CCt7) Las entradas y salidas analógicas deben estar programadas de acuerdo a los rangos de operación de las variables que manejan.

CCI1) El controlador lógico programable debe responder a las señales de entradas en base a la programación definida.

CCI2) Los servomotores deben ser accionados simultáneamente a partir de la activación de los sensores y/o captadores correspondientes.

CCI3) Los actuadores neumáticos deben ser accionados a partir de la activación de los sensores y/o captadores correspondientes.

CCI4) Los sensores y/o captadores de seguridad deben apagar instantáneamente la máquina ante la existencia de condiciones de riesgo.

CCI5) La señalización visual debe advertir al operario para que actúe conforme a los ciclos de operación establecidos.

#### 4.1.5. ESTABLECIMIENTO DE LAS CONDICIONES CRÍTICAS

Para el establecimiento de las condiciones críticas, se define la configuración del sistema de control de la máquina, a partir de la representación de los elementos de control involucrados y su ubicación en relación a los elementos funcionales.

La representación se realiza como parte de la simulación del programa de control automático de la máquina en el programa PC\_SIMU, el cual permite simular un automatismo de forma gráfica, mediante el intercambio de datos de las entradas y salidas con el simulador del PLC.

El programa PC\_SIMU dispone de los distintos elementos de entrada y salida previamente configurados (Figura 4.1), lo cual permite realizar una preselección de los mismos en correspondencia con los requerimientos de la máquina. Adicionalmente el programa permite agregar elementos gráficos, tales como líneas, rectángulos, elipses, etc., para mejorar la presentación de la simulación.

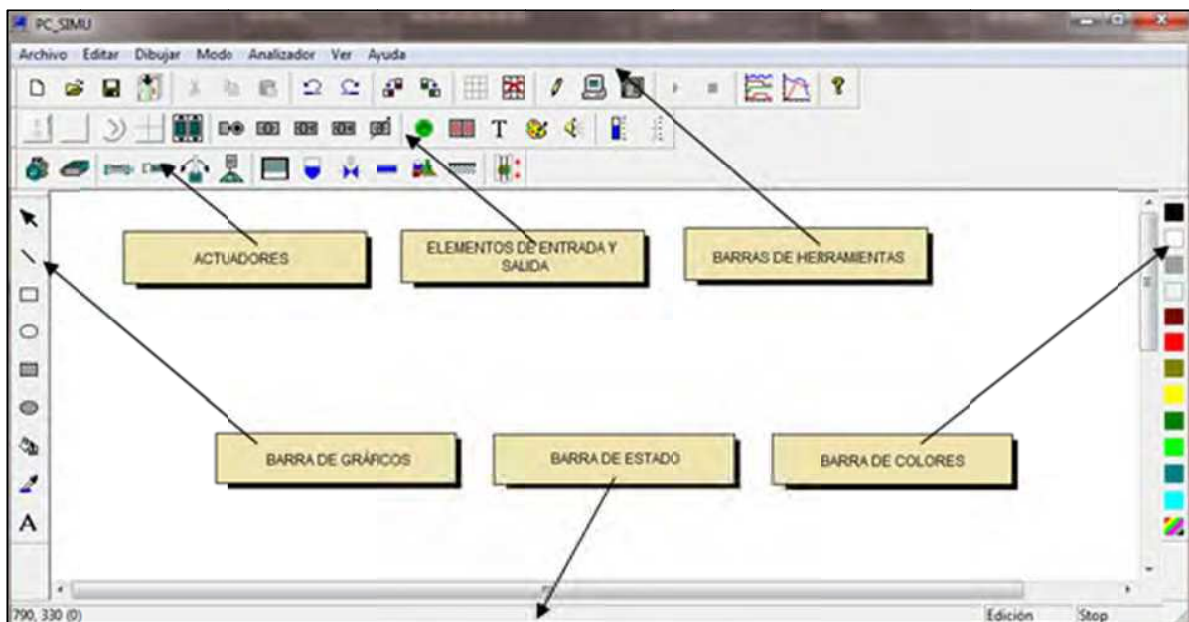
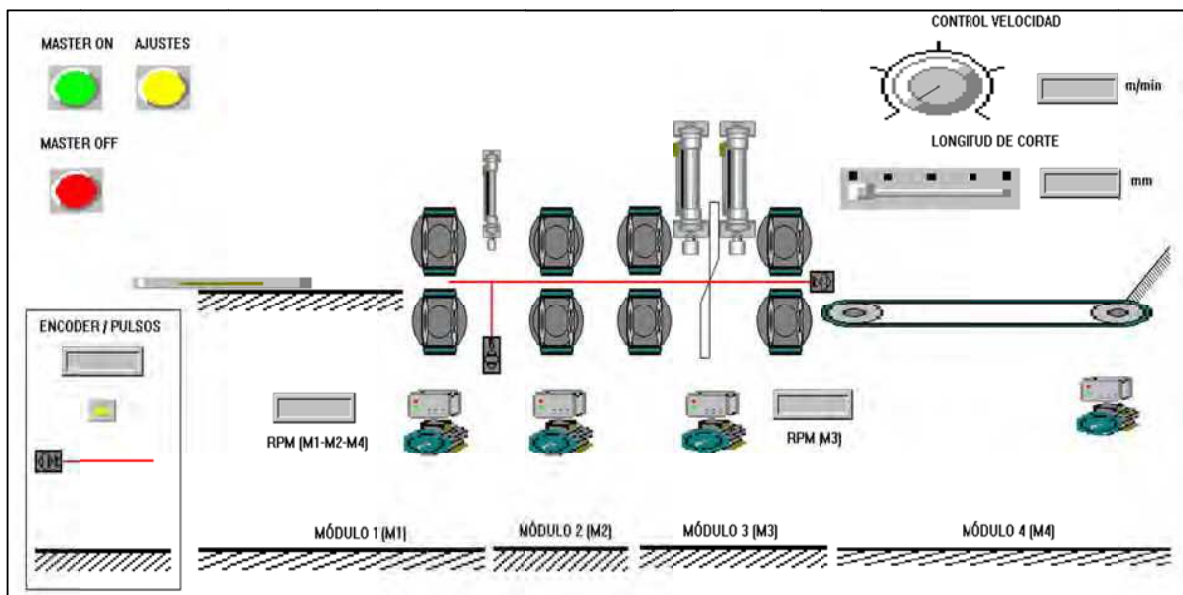


Figura 4.1. PC\_SIMU - Interfase de Trabajo

El objetivo principal de la representación del sistema de control de la máquina en la etapa de diseño preliminar, es definir los elementos de entrada y salida requeridos.

Una de las restricciones del programa, es que el número de objetos a simular está limitado a un total de 100. Por lo cual, para la simulación del control de la máquina es necesario crear tres archivos diferentes en correspondencia a las siguientes representaciones:

- Control Principal: Representa el funcionamiento esencial del sistema de control de la máquina (Figura 4.2).
- Señalización y Seguridad: Representa las funciones de señalización visual y/o acústica de las fases de operación de la máquina y las funciones de control en modos de riesgo (Figura 4.3).
- Panel de control: Representa la consola de control y el procedimiento para fijar los parámetros de funcionamiento de la máquina (Figura 4.4).



**Figura 4.2.** Representación PC\_SIMU - Control Principal

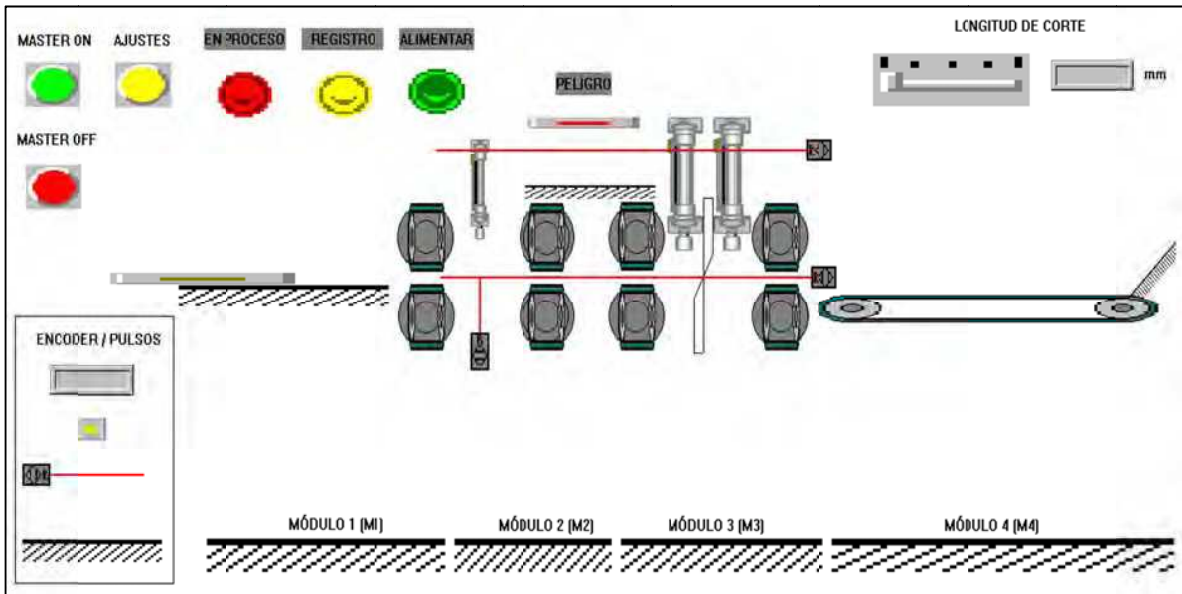


Figura 4.3. Representación PC\_SIMU - Señalización y Seguridad

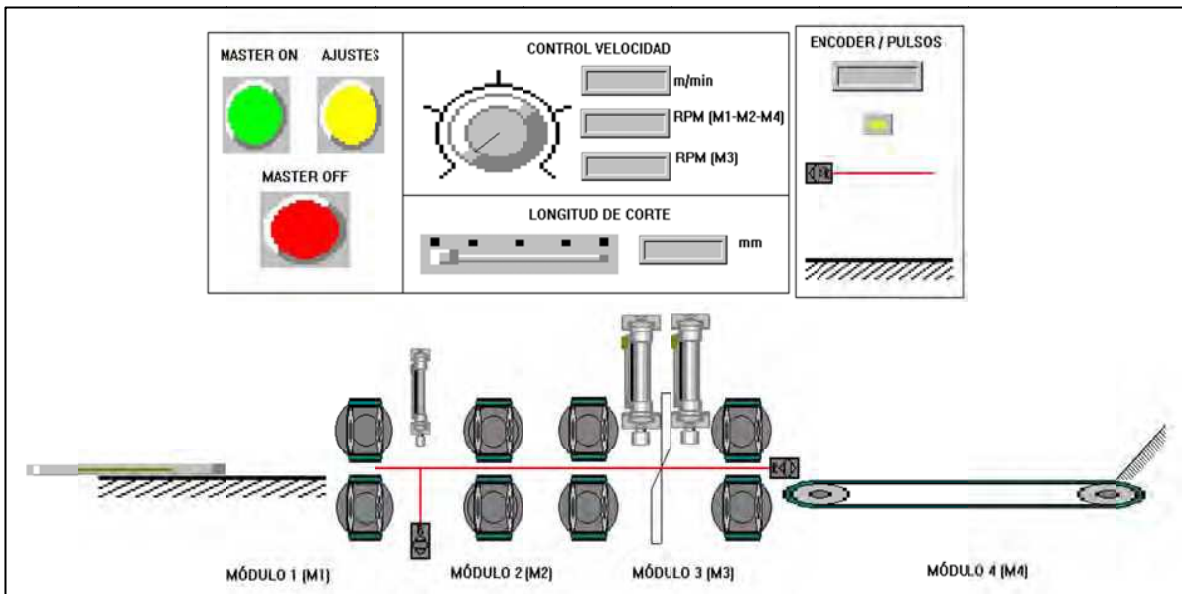


Figura 4.4. Representación PC\_SIMU - Panel de Control

#### 4.1.5.1. Entradas del PLC

Las entradas del PLC provienen de sensores y/o captadores que transforman un fenómeno físico en una señal eléctrica. Para seleccionar el PLC, en las tablas 4.1 y 4.2 se define el número y tipo de entradas que se van a utilizar.

**Tabla 4.1. Entradas Digitales**

N	CÓDIGO PROGRAMACIÓN	ELEMENTO DE ENTRADA	TIPO	SEÑAL ENTREGADA PARA
1	I0.0	Interruptor eléctrico	Pulsador	Encendido Principal
2	I0.1	Interruptor eléctrico	Pulsador	Apagado Principal
3	I0.2	Sensor óptico	Barrera Réflex	Expansión/Contracción cilindros - Tope inicial
4	I0.3	Sensor de proximidad	Captador Magnético	Inicio de carrera
5	I0.4	Sensor - Codificador Rotatorio	Encoder	Corte Transversal/Registro de la longitud cortada
6	I0.5	Sensor de proximidad	Captador Magnético	Expansión/Contracción cilindros - Corte transversal
7	I0.6	Sensor de proximidad	Captador Magnético	Reinicio del ciclo de trabajo
8	I0.7	Sensor óptico	Barrera Réflex	Fin de carrera
9	I1.0	Interruptor eléctrico	Pulsador	Avance para ajustes
10	I1.1	Sensor óptico	Barrera Réflex	Apagado total por riesgo / Activación de Alarma
11	I1.2	Sensor de proximidad	Captador Magnético	Encendido - Luz de señalización

**Tabla 4.2. Entradas Analógicas**

N	CÓDIGO PROGRAMACIÓN	ELEMENTO DE ENTRADA	TIPO	SEÑAL ENTREGADA PARA
1	AIW0	Resistencia Variable	Potenciómetro Rotatorio	Regulación Velocidad
2	AIW2	Resistencia Variable	Potenciómetro Deslizante	Regulación Longitud de corte



El tipo de elementos de entrada puede modificarse en función de la disponibilidad y funcionalidad requerida. Así por ejemplo, el potenciómetro que proporciona la entrada analógica AIW2, podría ser remplazado por un teclado matricial que permita introducir directamente la longitud de corte. Los elementos a los cuales se hace referencia en las tablas anteriores, corresponden a los elementos representados en la simulación.

#### 4.1.5.2. Salidas del PLC

Las salidas del PLC transmiten las respuestas del controlador hacia los actuadores correspondientes, una vez que éste procesa las señales de entrada y ejecuta lo que dicta la programación. Para seleccionar el PLC, es necesario definir el número y tipo de salidas a utilizar (Tabla 4.3 y 4.4).

**Tabla 4.3. Salidas Digitales**

N	CÓDIGO PROGRAMACIÓN	ELEMENTO DE SALIDA	TIPO	ACTÚA SOBRE
1	Q0.0	Electroválvula	Biestable	Cilindros - Tope inicial (expansión)
2	Q0.1	Electroválvula	Biestable	Cilindros - Tope inicial (contracción)
3	Q0.2	Variador de frecuencia	Servocontrolador	Servomotor Módulo 1 (M1)
4	Q0.3	Variador de frecuencia	Servocontrolador	Servomotor Módulo 2 (M2)
5	Q0.4	Variador de frecuencia	Servocontrolador	Servomotor Módulo 3 (M3)
6	Q0.5	Variador de frecuencia	Servocontrolador	Servomotor Módulo 4 (M4)
7	Q0.6	Electroválvula	Biestable	Cilindros - Cuchilla Transversal Inferior (contracción)
8	Q0.7	Electroválvula	Biestable	Cilindros - Cuchilla Transversal Superior (expansión)
9	Q1.0	Electroválvula	Biestable	Cilindros - Cuchilla Transversal Inferior (expansión)
10	Q1.1	Electroválvula	Biestable	Cilindros - Cuchilla Transversal Superior (contracción)
11	Q1.2	Interruptor	Relé	Led Verde
12	Q1.3	Interruptor	Relé	Led Amarillo
13	Q1.4	Interruptor	Relé	Led Rojo
14	Q1.5	Interruptor	Relé	Alarma

**Tabla 4.4.** Salidas Analógicas

<b>N</b>	<b>CÓDIGO PROGRAMACIÓN</b>	<b>ELEMENTO DE SALIDA</b>	<b>TIPO</b>	<b>FUNCIÓN</b>
1	AQW0	Display	LCD	Presentación de valores - RPM Servomotores M1, M2, M4
2	AQW2	Display	LCD	Presentación de valores - RPM Servomotor M3
3	AQW4	Display	LCD	Presentación de valores - Velocidad Lineal
4	AQW6	Display	LCD	Presentación de valores - Longitud de corte

El tipo de elementos de salida puede modificarse en función de la disponibilidad y funcionalidad requerida. Los elementos a los cuales se hace referencia en las tablas anteriores, corresponden a los elementos representados en la simulación.

#### **4.1.5.3. Especificación del PLC**

El software de programación y simulación utilizado para el diseño del control automático de la máquina, permite manejar la serie completa de controladores SIMATIC S7-200 de la marca SIEMENS, por lo cual el autómatas programable seleccionado debe pertenecer a ésta serie de controladores. Las principales motivaciones para la selección de controladores de la serie SIMATIC S7-200 son:

- La compatibilidad con el software de programación y simulación del control automático de la máquina.
- La extensa funcionalidad básica uniforme en todos los tipos de CPU.
- La posibilidad de dominar en cualquier instante todo el proceso.
- La amplia gama de módulos de ampliación para diferentes funciones.
- La extraordinaria respuesta en tiempo real.
- La alta capacidad de memoria.

Para la selección específica del PLC, se parte de la cantidad y tipo de entradas y salidas requeridas, lo cual permitirá definir la unidad central del controlador (CPU), y los módulos de expansión necesarios.

- Entradas Digitales: 11
- Entradas Analógicas: 2
- Salidas Digitales: 14
- Salidas Analógicas: 2

Por el número de entradas y salidas digitales necesarias, la unidad central seleccionada (Figura 4.5) presenta las siguientes especificaciones <sup>[129]</sup>:

- CPU: 224 AC/DC/Relé
- Alimentación: 110 / 220 VAC
- Entradas digitales (DI): 14 a 24 VDC
- Salidas digitales (DO): 10 tipo Relé
- Memoria de programa: 12 KB
- Memoria de datos: 8 KB
- Puerto de comunicación: 1 puerto RS-485.
- Capacidad de expansión: Hasta 7 módulos.



**Figura 4.5.** PLC SIMATIC S7-200 CPU 224

FUENTE: [SIEMEN; S7-200: Catálogo de Producto; PDF]

<sup>129</sup> ANEXO 4.1.1. Especificaciones Técnicas de cada CPU

En función del número de entradas y salidas requeridas, es necesario incluir también los siguientes módulos de expansión:

- Módulo de expansión EM222<sup>[130]</sup>: 8 salidas digitales (DO) tipo Relé
- Módulo de expansión EM231<sup>[131]</sup>: 4 entradas analógicas (AI)
- Módulo de expansión EM232<sup>[131]</sup>: 4 salidas analógicas (AO)

Resulta importante conocer el precio de cada componente seleccionado, ya que a partir de la combinación acertada de la unidad central (CPU) con los módulos de expansión, se puede lograr un menor precio total del conjunto y obtener mayores prestaciones.

**PLC: SIEMENS – SIMATIC S7 – 200 – CPU 224**

**MÓDULO DE EXPANSIÓN 1: SIEMENS – EM222**

**MÓDULO DE EXPANSIÓN 2: SIEMENS – EM231**

**MÓDULO DE EXPANSIÓN 3: SIEMENS – EM232**

#### **4.1.5.4. Especificación de elementos de entrada**

Para la especificación de los elementos de entrada, se presenta la descripción del funcionamiento de cada elemento y se selecciona un modelo específico según los requerimientos funcionales de la máquina diseñada.

Los elementos seleccionados no serán necesariamente los elementos utilizados definitivamente, ya que se deberá comprobar la disponibilidad en el mercado y la funcionalidad requerida.

De forma general, la selección realizada servirá de guía para obtener la cotización de los elementos de control de la máquina diseñada.

---

<sup>130</sup> ANEXO 4.1.2. Especificaciones Técnicas – Módulos de entradas/salidas digitales

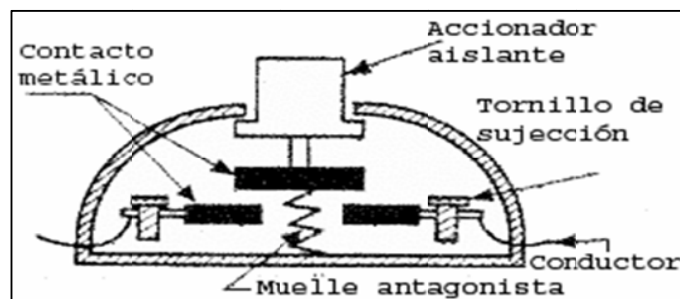
<sup>131</sup> ANEXO 4.1.3. Especificaciones Técnicas – Módulos de entradas/salidas analógicas

#### 4.1.5.5.1. Pulsadores

Para el control de la máquina diseñada se utilizan 3 pulsadores:

- Pulsador MASTER ON: En disposición inicial normalmente abierta, energiza la máquina, y activa los actuadores y las memorias del PLC que dicta la programación correspondiente.
- Pulsador MASTER OFF: En disposición inicial normalmente cerrada, desactiva todos los actuadores de la máquina y resetea las memorias del controlador lógico programable.
- Pulsador AJUSTES: En disposición inicial normalmente abierta, permite accionar los actuadores principales fuera del ciclo normal de trabajo y regular los parámetros de funcionamiento de la máquina, como son: la velocidad de corte, la presión de los rodillos de arrastre, y el cruce de las cuchillas circulares y transversales. Además permite ejercer un avance continuo en caso de que se produzcan interrupciones por factores de seguridad o por desajuste de los parámetros de funcionamiento.

El pulsador es un elemento que permite el paso o interrupción de la corriente mientras es accionado. Cuando ya no se actúa sobre él vuelve a su posición de reposo. Consta del botón pulsador; una lámina conductora que establece contacto con los dos terminales al oprimir el botón y un muelle que hace recobrar a la lámina su posición primitiva al cesar la presión sobre el botón pulsador (Figura 4.6) <sup>[132]</sup>.



**Figura 4.6.** Configuración de un Pulsador <sup>[132]</sup>

<sup>132</sup> <http://www.publysoft.net/~watios/pulsador.htm>

El contacto de un pulsador puede ser de dos tipos: normalmente cerrado (NC) o normalmente abierto (NA). Cuando el pulsador normalmente cerrado es oprimido, el contacto se abre, y abre también el circuito durante el tiempo en que se mantiene pulsado. Cuando el pulsador normalmente abierto es oprimido, el contacto se cierra, y realiza la conexión eléctrica entre sus contactos. Al dejar de pulsar, el circuito se abre y cesa la alimentación del elemento maniobrado <sup>[133]</sup>.

Los pulsadores seleccionados presentan las siguientes especificaciones <sup>[134]</sup>:

- Denominación: Pulsadores Metálicos SIEMES-SIRIUS 3SB36
- Pulsador MASTER ON: Pulsador Verde NA
- Pulsador MASTER OFF: Pulsador Rojo NC
- Pulsador AJUSTES: Pulsador Amarillo NA
- Diámetro de montaje: 22 mm
- Corriente Térmica: 10 A
- Protección: IP67

#### **PULSADORES: SIEMENS – SIRIUS 3SB36**



**Figura 4.7.** Pulsador SIEMENS-SIRIUS

FUENTE: [<https://eb.automation.siemens.com/>]

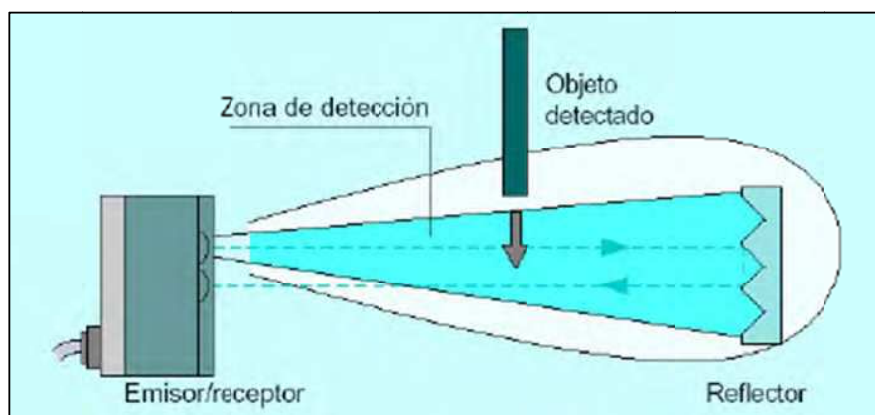
<sup>133</sup> <http://www.caballano.com/cuadro.htm>

<sup>134</sup> ANEXO 4.2.1. Catálogo – Pulsadores y Luces Indicadores

#### 4.1.5.2. Barreras Réflex

En la máquina diseñada, las barreras réflex se utilizan como sensores para la detección de posiciones de las planchas de cartón, y la correspondiente emisión de señales para el inicio o fin de los ciclos de avance. Las barreras réflex se utilizan también como sensores de seguridad que emiten señales de parada inmediata de la máquina si un determinado objeto sobrepasa un cierto nivel relativo a los elementos de riesgo, como son: los rodillos de arrastre, los rodillos de corte longitudinal, y las cuchillas de corte transversal.

Las barreras réflex son sensores fotoeléctricos que detectan objetos por medio de un haz luminoso. Como se señala en la figura 4.8, sus dos componentes básicos son un emisor y un receptor de luz. La detección es efectiva cuando el objeto penetra en el haz de luz y modifica suficientemente la cantidad de luz que llega al receptor para provocar el cambio de estado de la salida. Los sensores fotoeléctricos disponen de un emisor de diodo electroluminiscente y de un receptor de fototransistor. Dependiendo del modelo de detector, la emisión se realiza en infrarrojo o en luz visible verde o roja.



**Figura 4.8.** Funcionamiento Barrera Réflex

FUENTE: [www.isa.uniovi.es]

En los sistemas de barrera réflex, el emisor y el receptor están situados en una misma celda. En ausencia de un objeto, un reflector devuelve al receptor el haz de luz que emite el emisor. El reflector consta de una elevada cantidad de triédros de reflexión total cuya función consiste en devolver todo rayo luminoso incidente en la misma dirección. La distancia máxima alcanzada es de 10 metros <sup>[135]</sup>.

Las barreras réflex seleccionadas (Figura 4.9) presentan las siguientes especificaciones <sup>[136]</sup>:

- Denominación: Sensor Fotoeléctrico Retro-Reflexivo SICK - WL12G - 3B2531
- Máximo Rango de detección: 0 - 4 m
- Fuente de luz: LED
- Tipo de luz: Luz visible roja/Luz infrarroja
- Voltaje de alimentación: 10 – 30 VDC
- Máxima corriente de salida: 100 mA
- Tiempo de respuesta:  $\leq 330 \mu\text{s}$
- Frecuencia de conmutación: 1,5 Hz
- Peso: 120 g

**BARRERA RÉFLEX: SICK WL12G – 3B2531**



**Figura 4.9.** Barrera Réflex SICK WL12G

FUENTE: [https://www.mysick.com]

<sup>135</sup> <http://www.isa.uniovi.es/docencia/autom3m/Temas/Tema7.pdf>

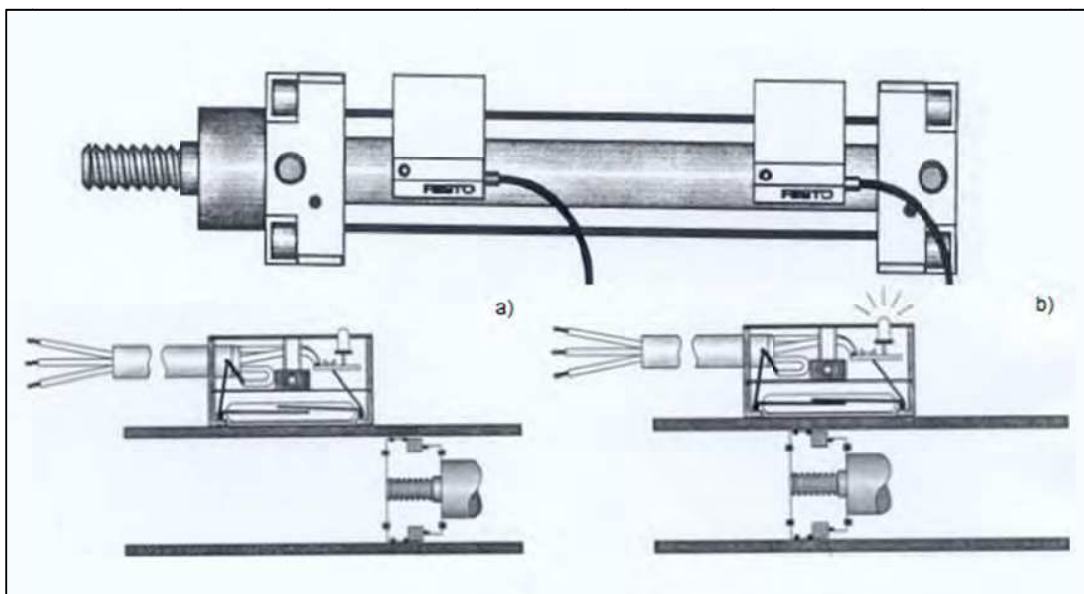
<sup>136</sup> ANEXO 4.2.2. Especificaciones Técnicas – Barreras Réflex



#### 4.1.5.5.3. Captadores Magnéticos

En la máquina diseñada, se utiliza captadores magnéticos para detectar las posiciones de fin y/o inicio de carrera de los pistones neumáticos que accionan el tope de inicio y las cuchillas transversales. Una vez que los captadores magnéticos detectan las posiciones de los actuadores neumáticos, éstos emiten la señal eléctrica correspondiente ingresada y manipulada por el PLC según la programación respectiva.

Los captadores magnéticos son detectores de proximidad inductivos que utilizan un campo magnético (estacionario o variable) como fenómeno físico aprovechable para reaccionar frente al objeto que se quiere detectar. En el caso de los captadores magnéticos para los cilindros neumáticos (Figura 4.10), éstos reaccionan ante los campos magnéticos de imanes permanentes conectados al émbolo de cada pistón <sup>[137]</sup>.



**Figura 4.10.** Captadores Magnéticos/Cilindros neumáticos: a) Desactivado b) Activado

FUENTE: [<http://isa.umh.es/arvc/>]

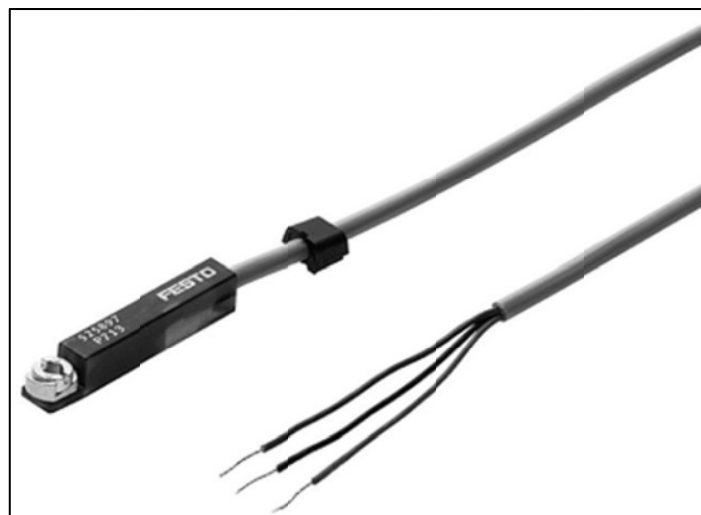
<sup>137</sup> <http://isa.umh.es/arvc/>

Los captadores neumáticos se seleccionan en función de los actuadores neumáticos utilizados. Según las recomendaciones del fabricante, tanto para los pistones que accionan el tope inicial, como para los pistones que accionan las cuchillas transversales, es factible utilizar el mismo tipo de detectores de proximidad.

Los captadores magnéticos seleccionados (Figura 4.11) presentan las siguientes especificaciones <sup>[138]</sup>:

- Denominación: Detector de Proximidad FESTO -SME - 8M - DS
- Principio de detección: Magnético Reed
- Tensión de funcionamiento: 5-30 V AC/DC
- Salida conmutada: Con contacto bipolar
- Funcionamiento del elemento de maniobra: Contacto normalmente abierto/  
normalmente cerrado

**CAPTADOR MAGNÉTICO: FESTO – SME – 8M – DS – 24 V**



**Figura 4.11.** Captador Magnético FESTO-SME-8M

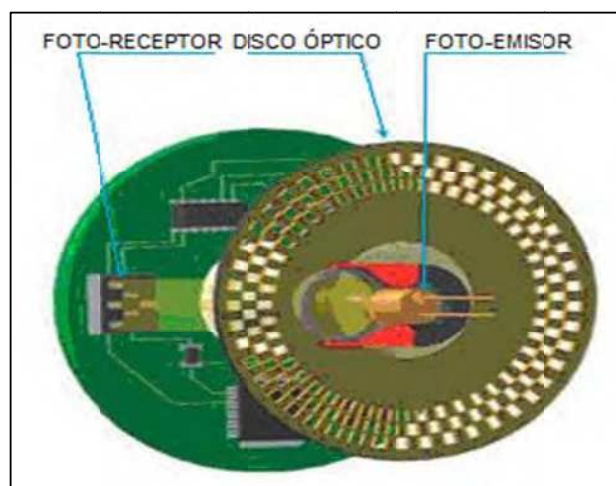
FUENTE: [<http://www.festo.com/catalogue/...>]

<sup>138</sup> ANEXO 4.2.3. Especificaciones Técnicas – Captadores Magnéticos

#### 4.1.5.5.4. Encoders

En la máquina diseñada, el encoder es el encargado de medir la distancia de avance de la plancha de cartón, y emitir la señal de paro de los servomotores y accionamiento de los pistones neumáticos que producen el avance y/o retroceso de las cuchillas transversales. Se opta por utilizar encoders incrementales tipo rueda en contacto con los rodillos de arrastre del módulo tres, ya que éstos presentan un funcionamiento continuo mientras la plancha de cartón atraviesa el ciclo de trabajo.

Los encoders son sensores que trabajan bajo el principio de exploración fotoeléctrica. El sistema de exploración funciona a partir de la rotación de un disco graduado con un reticulado radial formado por líneas opacas, alternadas con espacios transparentes (Figura 4.12). Este conjunto está iluminado de forma perpendicular por una fuente de rayos infrarrojos. El disco proyecta de este modo su imagen sobre la superficie de varios receptores oportunamente enmascarados por otro reticulado que tiene el mismo paso que el anterior, llamado colimador. Los receptores tienen la tarea de detectar las variaciones de luz que se produce con el desplazamiento del disco convirtiéndolas en las correspondientes variaciones eléctricas (pulsos) <sup>[139]</sup>.



**Figura 4.12.** Configuración – Encoder <sup>[140]</sup>

<sup>139</sup> <http://www.silge.com.ar>

<sup>140</sup> <http://yoamedicionesindustriales.blogspot.com/2007/06/sensores-digitales.html>

Los encoders incrementales proveen un número específico de pulsos equitativamente espaciados por revolución (PPR) o por pulgada o milímetro de movimiento lineal. Mientras en los encoders incrementales la posición esta determinada por el cómputo del número de pulsos con respecto a la marca de cero, en los encoders absolutos la posición queda determinada mediante la lectura del código de salida, el cual es único para cada una de las posiciones <sup>[141]</sup>.

Los encoders seleccionados (Figura 4.13) presentan las siguientes especificaciones <sup>[142]</sup>:

- Denominación: Encoder Incremental Rotatorio EPC –TR1
- Tensión de funcionamiento: 4,75-28 V DC
- Corriente de salida: 10 mA (máx.)
- Pulsos por revolución: 190 – 250 PPR
- Frecuencia de respuesta: 200 kHz
- Velocidad máxima de giro: 6000 RPM
- Peso: 142 g

**ENCODER: EPC – TR1**



**Figura 4.13.** Encoder EPC - TR1

FUENTE: [<http://www.encoder.com>]

<sup>141</sup> <http://www.silge.com.ar>

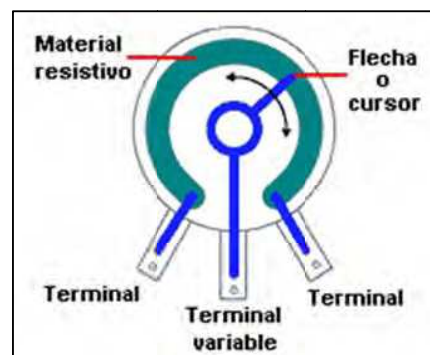
<sup>142</sup> ANEXO 4.2.4. Especificaciones Técnicas – Encoder Incremental Rotatorio

#### 4.1.5.5. Potenciómetros

Para la simulación del control de la máquina diseñada, se utilizan potenciómetros para cumplir las siguientes funciones:

- Regulación simultánea de la velocidad de giro de los servomotores, mediante la emisión de la señal analógica correspondiente para variar la frecuencia y el voltaje de accionamiento de los servomotores.
- Regulación de la longitud de los segmentos de cartón cortados, mediante la emisión de la señal analógica correspondiente para definir el número de pulsos que debe contabilizar el encoder en equivalencia a la longitud requerida.

Un potenciómetro (Figura 4.14) es un dispositivo divisor de tensión eléctrica formado por una resistencia entre cuyos extremos se intercala una toma regulable. Si se aplica una tensión entre los extremos de la resistencia, por desplazamiento del cursor se obtiene entre él y un extremo de la resistencia una tensión que varía desde cero hasta la tensión aplicada.



**Figura 4.14.** Configuración - Potenciómetro de cursor giratorio

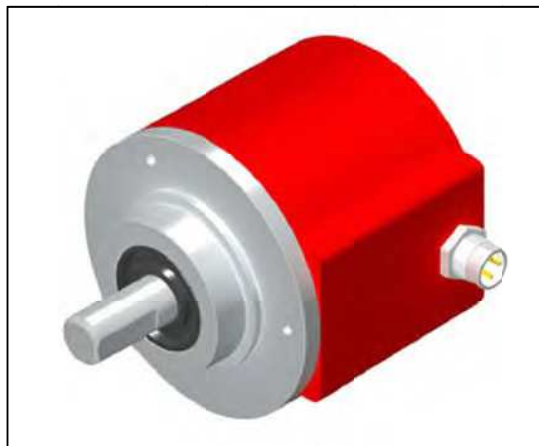
FUENTE: [<http://www.unicrom.com/>]

A continuación se presenta la especificación de los potenciómetros que se utilizaría en caso de mantener la configuración que presenta la simulación del control de la máquina. Para el potenciómetro giratorio con el cual se regula la velocidad de giro de los servomotores (Figura 4.15), se tiene las siguientes especificaciones <sup>[143]</sup>:

<sup>143</sup> ANEXO 4.2.5. Especificaciones Técnicas – Potenciómetro Rotatorio

- Denominación: Potenciómetro Angular HOHNER POT10
- Diámetro exterior: 58 mm
- Diámetro del eje: 6 - 10 mm
- Rango de medida: 360°/3600°/7200°
- Tensión de salida: 0 - 10 V / 4 - 20 mA
- Tensión de excitación: 15 - 30 VDC
- Precisión: +/- 0,3 %
- Linealidad: +/- 0,5 %

#### **POTENCIÓMETRO ANGULAR: HOHNER POT10**



**Figura 4.15.** Potenciómetro HOHNER POT10

FUENTE: [<http://www.hohner.es/>]

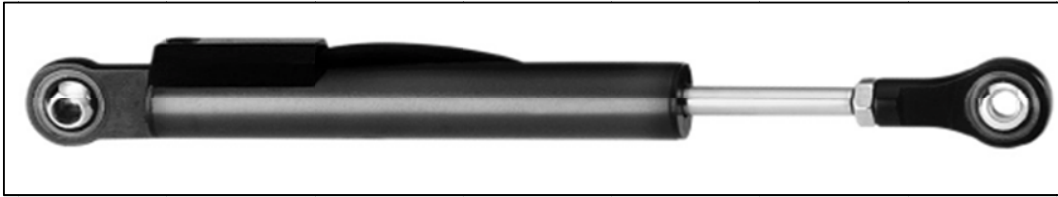
Para el potenciómetro lineal con el cual se regula la longitud de los segmentos de cartón cortados (Figura 4.16), la especificación está dada por <sup>[144]</sup>:

- Denominación: Potenciómetro Lineal CELESCO MLP100
- Rango de medida: 0 – 100 mm
- Resistencia: 10 K $\Omega$  (+/- 20 %)
- Tensión de entrada: 42 VDC
- Linealidad: +/- 0,5 %

#### **POTENCIÓMETRO LINEAL: CELESCO MLP100**

---

<sup>144</sup> ANEXO 4.2.6. Especificaciones Técnicas – Potenciómetro Lineal



**Figura 4.16.** Potenciómetro Lineal CELESCO MLP-100

FUENTE: [<http://celesco.com/linearpot/index.htm>]

#### 4.1.5.5. Especificación de elementos de salida

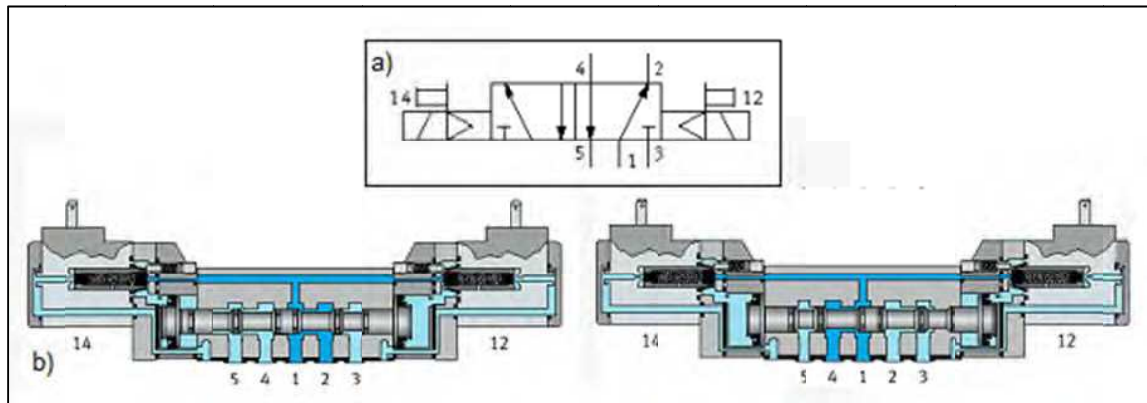
Para la especificación de los elementos de salida, se presenta la descripción del funcionamiento de cada elemento y se selecciona un modelo específico según los requerimientos funcionales de la máquina diseñada.

##### 4.1.5.5.1. *Electroválvulas*

En la máquina diseñada, las electroválvulas reciben las señales de salida provenientes del controlador lógico programable y accionan los cilindros neumáticos correspondientes. Todas las electroválvulas utilizadas son biestables, lo cual significa que accionan los cilindros en avance y retroceso (expansión y contracción del vástago del cilindro neumático) ante la señal eléctrica entregada por el controlador lógico programable.

Las electroválvulas de control neumático son elementos que al ser accionados por una señal eléctrica, bloquean, liberan o desvían el flujo de aire de un sistema neumático. Las electroválvulas biestables (Figura 4.17) son electroválvulas de doble solenoide (doble bobina), en las que para que la válvula vaya de una posición a la otra es necesario aplicar un pulso eléctrico a la bobina que está en la posición opuesta. La principal función en estos elementos es la de mantener la señal sin que el controlador esté obligado a tener permanentemente energizada la bobina <sup>[145]</sup>.

<sup>145</sup> <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica16.htm>



**Figura 4.17.** Electroválvula biestable de 5/2 vías: a) Símbolo, b) Esquematación de posiciones.

FUENTE: [<http://www.festo-didactic.com>]

Las electroválvulas utilizadas dependen del tipo de cilindro neumático utilizado, por lo cual se presenta la especificación para cada caso.

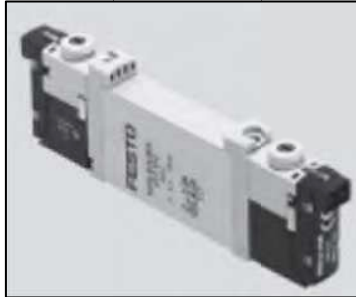
Para los cilindros neumáticos que accionan el tope de inicio de carrera, las electroválvulas recomendadas por el fabricante (Figura 4.18) presentan las siguientes especificaciones principales <sup>[146]</sup>:

- Denominación: Electroválvulas FESTO VUVG L10
- Función: 5/2 vías, biestable
- Conexión: Roscada M5
- Ancho: 10 mm
- Caudal: 150 – 220 l/min
- Tensión: 5/12/24 VDC
- Presión de funcionamiento: 10 bar

**ELECTROVÁLVULA: FESTO VUVG L10 – B52 – ZT – M5**

<sup>146</sup> ANEXO 4.3.1. Especificaciones Técnicas – Electroválvulas FESTO VUVG





**Figura 4.18.** Electrovalvula FESTO VUVG – L10 – B52 –RT – M5

FUENTE: [<http://www.festo.com/catalogue/...>]

Para los cilindros neumáticos que accionan las cuchillas transversales, las electroválvulas recomendadas por el fabricante (Figura 4.19) presentan las siguientes especificaciones principales <sup>[147]</sup>:

- Denominación: Electroválvulas FESTO CPE24
- Función: 5/2 vías, biestable
- Conexión: G3/8
- Ancho: 24 mm
- Caudal: 1250 – 3200 l/min
- Tensión: 24 VDC / 110, 230 VAC
- Presión de funcionamiento: 10 bar

**ELECTROVÁLVULA: FESTO CPE24 – M1H – 5JS – 3/8**



**Figura 4.19.** Electrovalvula FESTO CPE24 - M1H - 5JS - 3/8

FUENTE: [<http://www.festo.com/catalogue/...>]

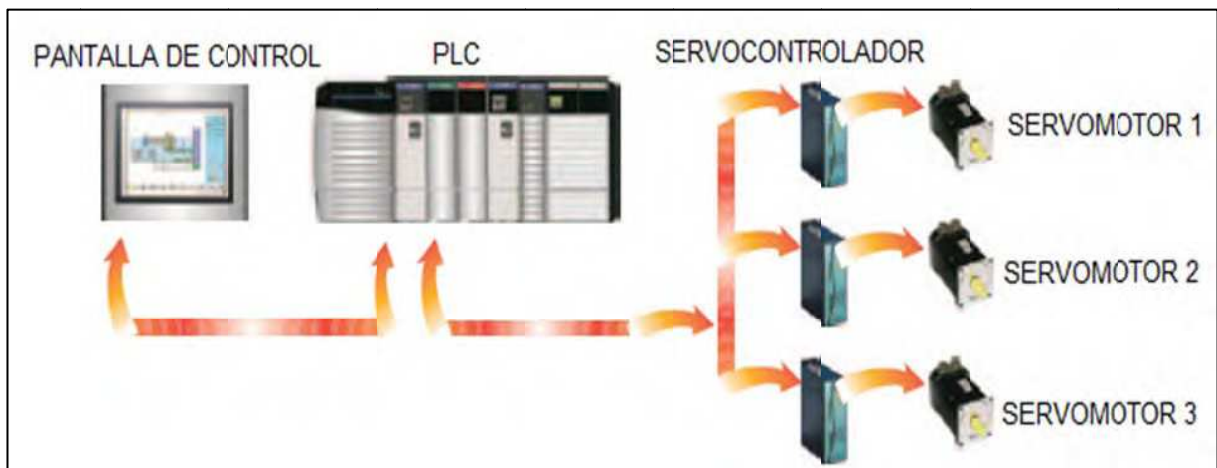
<sup>147</sup> ANEXO 4.3.2. Especificaciones Técnicas – Electroválvulas FESTO CPE

#### 4.1.5.2. Servocontroladores (Variadores de frecuencia)

Un servocontrolador (servo drive) es un amplificador electrónico utilizado para accionar servomecanismos eléctricos. Como se representa en la figura 4.20, el servocontrolador monitorea las señales de retroalimentación de los servomecanismos y continuamente realiza ajustes para lograr el comportamiento esperado.

El servocontrolador recibe la señal de salida del PLC, amplifica esta señal y transmite corriente eléctrica al servomotor para producir un movimiento proporcional a la señal recibida. Típicamente la señal que entrega el PLC busca modificar la velocidad, el torque o la posición.

El servocontrolador compara el estado inicial del servomotor con la condición de control y produce una variación de la frecuencia de voltaje o la amplitud del pulso con el fin de corregir cualquier desviación del estado de funcionamiento controlado.



**Figura 4.20.** Control de servomotores

FUENTE: [[http:// www.selema-srl.it](http://www.selema-srl.it)]

Para la máquina diseñada se opta por utilizar los servocontroladores que provee el fabricante de los servomotores seleccionados (Figura 4.21). Los servocontroladores presentan las siguientes especificaciones <sup>[148]</sup>:

- Denominación: Servocontrolador SELEMA ECO4D1020
- Corriente nominal: 10 A
- Corriente máxima: 20 A
- Motores controlados / Torque nominal: 2,5 - 13 Nm
- Motores controlados / Velocidad Máxima: 3000 RPM
- Peso: 4 kg

#### SERVOCONTROLADOR: SELEMA ECO4D1020



**Figura 4.21.** Servocontroladores SELEMA - Serie ECO

FUENTE: [[http:// www.selema-srl.it](http://www.selema-srl.it)]

<sup>148</sup> ANEXO 4.3.3. Especificaciones Técnicas – Servocontroladores SELEMA

#### 4.1.5.5.3. Relés

Un relé es un dispositivo que al ser activado por la corriente de un circuito, cierra o abre los contactos que gobiernan la corriente de otro circuito. Las características generales de cualquier relé son: el aislamiento entre los terminales de entrada y de salida, la adaptación sencilla a la fuente de control, y la posibilidad de soportar sobrecargas tanto en el circuito de entrada como en el de salida.

Para el control de la máquina diseñada, se utiliza relés para accionar las luces de señalización y las alarmas de seguridad. El relé recibe la señal de salida del PLC y acciona el elemento correspondiente al cual está conectado.

Los relés seleccionados (Figura 4.22) presentan las siguientes especificaciones <sup>[149]</sup>:

- Denominación: Relés Industriales SIEMENS SIRIUS LZX: MT321024
- Número de pines: 11
- Número de contactos conmutados (NA/NC): 3
- Tensión: 24 VAC / 24 VAD / 120 VAC / 230 VAC

**RELÉ: SIEMENS SIRIUS LZX: MT321024**



**Figura 4.22.** Relé SIEMENS SIRIUS LZX: MT321024

FUENTE: [<https://eb.automation.siemens.com/>]

<sup>149</sup> ANEXO 4.3.3. Especificaciones Técnicas – Relés SIEMENS-SIRIUS

#### 4.1.5.5.4. Pantallas (Displays) LCD

Una pantalla LCD permite visualizar en formato palabra la salida analógica entregada por el PLC, una vez que éste ha efectuado la respectiva linealización y escalamiento que dicta la programación.

En la máquina diseñada, las pantallas LCD forman parte del panel de control, y presentan los datos correspondientes a: la velocidad de giro de los servomotores, la velocidad lineal de trabajo, y la longitud de los retazos de cartón cortados.

Las pantallas LCD seleccionadas (Figura 4.23) presentan las siguientes especificaciones <sup>[150]</sup>:

- Denominación: Display SIEMENS 6ES7272-0AA30-0YA1
- Número de líneas: 2
- Número de caracteres por línea: 20
- Altura de caracteres: 5 mm
- Tipo de display: LCD con retroiluminación
- Tensión de alimentación: 24 VDC
- Intensidad de entrada: 120 mA

**DISPLAY:** SIEMENS 6ES7272 – 0AA30 – 0YA1



**Figura 4.23.** Display SIEMENS 6ES7272-0AA30-0YA1

FUENTE: [<https://eb.automation.siemens.com/>]

<sup>150</sup> ANEXO 4.3.4. Especificaciones Técnicas – LCD SIEMENS

#### **4.1.5.5.5. *Luces y Alarmas***

Las luces y alarmas constituyen los elementos de señalización y seguridad de la máquina. Las luces se encienden en correspondencia con el cumplimiento de diferentes ciclos de operación; mientras que la alarma se enciende cuando se activan los sensores de seguridad ubicados en relación a los elementos que presentan un riesgo potencial.

Para la señalización mediante luces, es necesario establecer un código de colores en representación de los diferentes ciclos de operación de la máquina diseñada. El código de colores definido es el siguiente:

- Luz Amarilla: Simboliza un periodo de espera hasta que el tope inicial de carrera desciende completamente y es factible posicionar la plancha de cartón desde el punto de registro.
- Luz Verde: Indica que el operario puede posicionar la plancha de cartón para dar inicio al ciclo de trabajo.
- Luz Roja: Indica que la máquina se encuentra en proceso de trabajo continuo, por lo cual se deben tomar las precauciones del caso en relación a los elementos mecánicos en movimiento.
- Luz Roja + Luz Amarilla: Indica que la plancha de cartón ha sobrepasado el punto de registro, por lo cual el operario debe prepararse para posicionar la siguiente plancha de cartón una vez que el tope de inicio de carrera haya descendido completamente. La máquina se mantiene en proceso de trabajo continuo pero los rodillos de alimentación están detenidos.
- Luz Roja + Luz Verde: Indica que la máquina se encuentra en proceso de trabajo continuo, y el operario puede posicionar la siguiente plancha de cartón, de modo que ésta sea alimentada al ciclo de trabajo sin que se vea afectado el registro de la longitud de avance.

La alarma de seguridad de la máquina diseñada, debe producir una señalización tanto visual como sonora, de modo que no pueda pasar desapercibida ante ninguna circunstancia.

Las luces de señalización seleccionadas (Figura 4.24) presentan las siguientes especificaciones <sup>[151]</sup>:

- Denominación: Luces piloto Metálicas SIEMES-SIRIUS 3SB36
- Colores: Amarillo, verde y rojo
- Portalámpara: BA9s
- Bombillo incandescente: No incluido
- Corriente Térmica: 10 A
- Vida útil eléctrica:  $10 \times 10^6$  ciclos

#### **LUCES PILOTO: SIEMENS – SIRIUS 3SB36**



**Figura 4.24.** Luz Piloto SIEMENS-SIRIUS

FUENTE: [<https://eb.automation.siemens.com/>]

---

<sup>151</sup> ANEXO 4.3.6. Especificaciones Técnicas – Luces Piloto

La alarma (Figura 4.25) presenta las siguientes especificaciones <sup>[152]</sup>:

- Denominación: Sirena WERMA multitonos LED WM 8 tonos
- Color: Rojo
- Fijación: Montaje en un tubo
- Corriente de alimentación: Máximo 500 mA
- Salida sonora: 109 dB
- Tensión de alimentación: 24 VDC/AC
- Vida útil: 50000 horas

**ALARMA: SIRENA WERMA 422.120.75**



**Figura 4.25.** Alarma – Sirena WERMA

FUENTE: [<http://www.werma.com/es.html>]

---

<sup>152</sup> ANEXO 4.3.7. Especificaciones Técnicas – Alarma de Seguridad



## 4.2. DISEÑO DEFINITIVO DEL CONTROL AUTOMÁTICO

El diseño definitivo del control automático de la máquina, fija la secuencia de las operaciones de control ejercidas por el controlador lógico programable.

### 4.2.1. SECUENCIA DE LAS OPERACIONES DE CONTROL

La definición de la secuencia de las operaciones de control en las tablas 4.5 y 4.6, representa la descripción del programa de control automático de la máquina.

**Tabla 4.5.** Secuencia Principal de las operaciones de control

SECUENCIA	OPERACIÓN DE CONTROL	ELEMENTOS ACCIONADOS		RESULTADO
		ENTREGA SEÑAL AL PLC	RECIBE SEÑAL DEL PLC	
1	Encendido Principal	Pulsador MASTER ON	Electroválvulas CNTI	Descenso tope inicial
			Electroválvulas CNCT	Ascenso CTS / Descenso CTI
			Relé / Luz amarilla	Luz amarilla encendida
2	Regulación Velocidad	Potenciómetro Rotatorio	Servocontroladores	Velocidad de trabajo definida
			Displays LCD	Presentación valores de velocidad
3	Regulación Longitud de Corte	Potenciómetro Deslizante	Encoder Incremental	Longitud de corte definida
4	Descenso completo tope inicial	Captador magnético CNTI	Relé / Luz amarilla	Luz amarilla apagada
			Relé / Luz verde	Luz verde encendida
5	Alimentación Plancha de cartón	Barrera Réflex / Inicio de carrera	Electroválvulas CNTI	Ascenso del tope inicial
6	Ascenso completo tope inicial	Captador magnético CNTI	Servocontroladores	Accionamiento servomotores
			Relé / Luz verde	Luz verde apagada
			Relé / Luz roja	Luz roja encendida
7	Avance plancha de cartón	Encoder Incremental	Servocontroladores	Detención servomotores
			Electroválvulas CNCT	Descenso CTS / Ascenso CTI
8	Avance de corte CTS/CTI	Captador magnético CNCT	Electroválvulas CNCT	Ascenso CTS / Descenso CTI
9	Avance de retirada CTS/CTI	Captador magnético CNCT	Servocontroladores	Accionamiento servomotores
10	RETROALIMENTACIÓN DEL CICLO DE TRABAJO DESDE EL PASO 7			

ABREVIATURAS: CNTI: Cilindros neumáticos que accionan el tope inicial  
 CNCT: Cilindros neumáticos que accionan las cuchillas transversales  
 CTS/CTI: Cuchilla transversal superior / inferior

**Tabla 4.6.** Secuencia Secundaria de las operaciones de control

SECUENCIA	OPERACIÓN DE CONTROL	ELEMENTOS ACCIONADOS		RESULTADO
		ENTREGA SEÑAL AL PLC	RECIBE SEÑAL DEL PLC	
1.1	Condición 1: Si la plancha de cartón sobrepasa el nivel de registro inicial	Barrera Réflex / Inicio de carrera	Electroválvulas CNTI	Descenso tope inicial
			Relé / Luz amarilla	Luz amarilla encendida
			Servocontrolador M1	Paro servomotor M1
1.4	RETROALIMENTACIÓN DEL CICLO DE TRABAJO DESDE EL PASO 4 DE LA SECUENCIA PRINCIPAL			
2.1	Condición 2: Si no hay alimentación de planchas de cartón y no existe material en proceso	Barrera Réflex/ Área de trabajo	Servocontroladores	Servomotores detenidos
			Relé / Luz roja	Luz roja apagada
			Electroválvulas CNCT	CTS/CTI en posición inicial
2.2	RETROALIMENTACIÓN DEL CICLO DE TRABAJO DESDE EL PASO 5 DE LA SECUENCIA PRINCIPAL			
3.1	Condición 3: Si se infringe los límites de seguridad	Barrera Réflex / Límites de Seguridad	Actuadores en funcionamiento	Paro total de la máquina
			Relé / Alarma	Alarma encendida
3.2	REINICIO TOTAL DEL CICLO DE TRABAJO			
4.1	Condición 4: Si es necesario detener la máquina / Apagado Principal	Pulsador MASTER OFF	Actuadores en funcionamiento	Paro total de la máquina
4.2	REINICIO TOTAL DEL CICLO DE TRABAJO			
5.1	Condición 5: Si es necesario ajustar los parámetros de funcionamiento	Pulsador MASTER OFF	Actuadores en funcionamiento	Paro total de la máquina
5.2	Ajustes realizados	Pulsador AJUSTES	Servocontroladores	Accionamiento servomotores
			Electroválvulas CNCT	Accionamiento CNCT
5.3	REINICIO TOTAL DEL CICLO DE TRABAJO			

ABREVIATURAS: CNTI: Cilindros neumáticos que accionan el tope inicial  
 CNCT: Cilindros neumáticos que accionan las cuchillas transversales  
 CTS/CTI: Cuchilla transversal superior / inferior  
 M1: Módulo 1 / Módulo de alimentación de las planchas de cartón

La secuencia principal de las operaciones de control representa el funcionamiento continuo de la máquina; en tanto que la secuencia secundaria complementa el funcionamiento continuo de la máquina si se cumplen diversas condiciones de operación.

#### 4.2.2. PROGRAMACIÓN DEL PLC

Para llevar a cabo la programación de PLC se utiliza el software STEP 7-Micro/WIN, el cual está dotado de todas las herramientas necesarias para programar la serie completa de controladores S7-200 de la marca SIEMENS.

El software STEP 7-Micro/WIN ofrece una interfaz de usuario cómoda para crear el programa de control. La interfaz de usuario está compuesta por los siguientes elementos identificados en la figura 4.26 <sup>[153]</sup>:

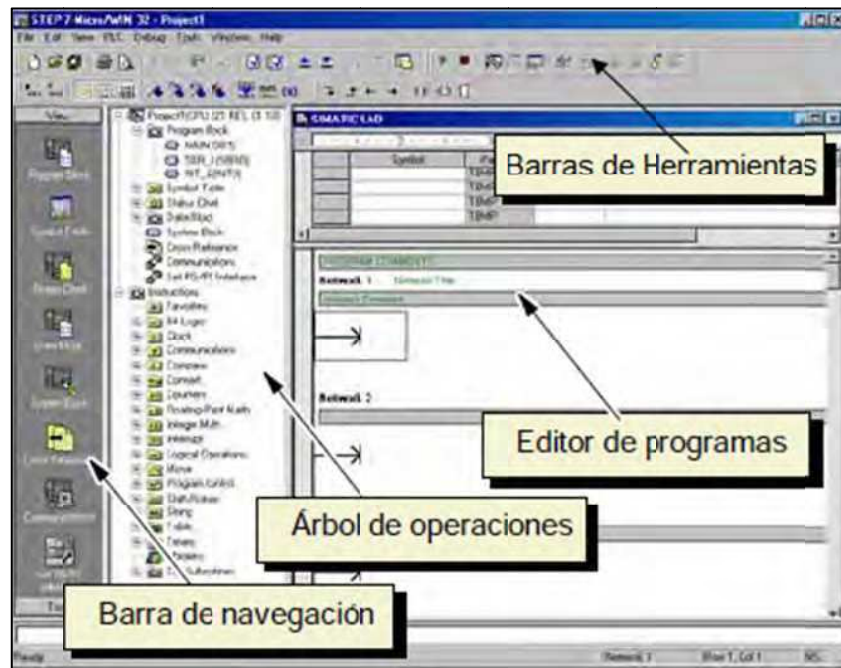
- Las barras de herramientas, que contienen botones de método abreviado para los comandos de menú de uso frecuente.
- La barra de navegación, que presenta iconos que permiten acceder a las diversas funciones de programación de STEP 7-Micro/WIN.
- El árbol de operaciones, en el que se visualizan todos los objetos del proyecto y las operaciones para crear el programa de control.
- El editor de programas, que contiene el programa y una tabla de variables locales donde se pueden asignar nombres simbólicos a las variables locales temporales.

STEP 7-Micro/WIN ofrece tres editores para crear programas: Esquema de contactos (KOP), Lista de instrucciones (AWL) y Diagrama de funciones (FUP).

- El editor AWL visualiza el programa textualmente y permite crear programas de control introduciendo la nemotécnica de las operaciones.
- El editor KOP visualiza el programa gráficamente, de forma similar a un esquema de circuitos.
- El editor FUP visualiza el programa gráficamente, de forma similar a los circuitos de puertas lógicas.

---

<sup>153</sup> SIEMENS SIMATIC; Manual del Sistema de Automatización S7-200; PDF; 2008. Pág. 63 - 65



**Figura 4.26.** Software STEP 7 - Micro/WIN - Interfaz de usuario

FUENTE: [Manual del Sistema de Automatización S7-200; PDF]

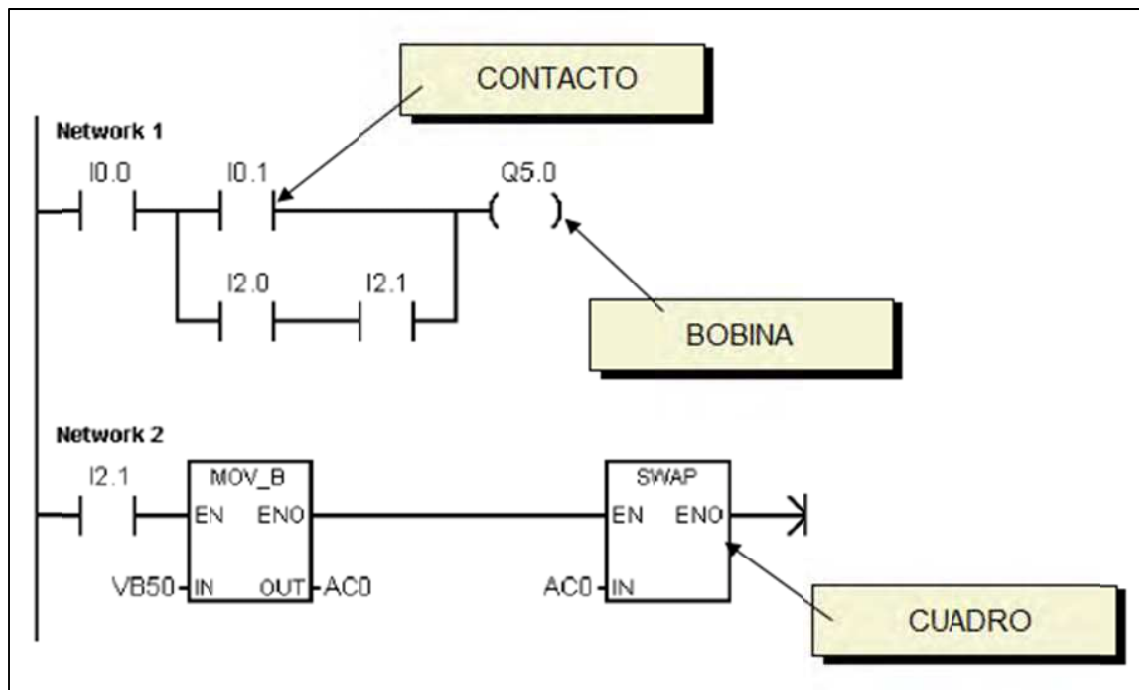
Para la programación del PLC se utiliza el editor KOP. Los programas KOP hacen que el programa emule la circulación de corriente eléctrica desde una fuente de alimentación, a través de una serie de condiciones lógicas de entrada que, a su vez, habilitan condiciones lógicas de salida.

Con el editor KOP, la lógica se divide en segmentos ("networks"). El programa se ejecuta un segmento tras otro, de izquierda a derecha y luego de arriba abajo. Como se verifica en la figura 4.27, las operaciones se representan mediante símbolos gráficos que incluyen tres formas básicas <sup>[154]</sup>:

- Los contactos, que representan condiciones lógicas de entrada, tales como interruptores, botones o condiciones internas.

<sup>154</sup> SIEMENS SIMATIC; Manual del Sistema de Automatización S7-200; PDF; 2008. Pág. 63, 64

- Las bobinas, que representan condiciones lógicas de salida, tales como lámparas, arrancadores de motor, relés interpuestos o condiciones internas de salida.
- Los cuadros, que representan operaciones adicionales, tales como temporizadores, contadores u operaciones aritméticas.



**Figura 4.27.** Editor KOP - Formas básicas de los símbolos gráficos

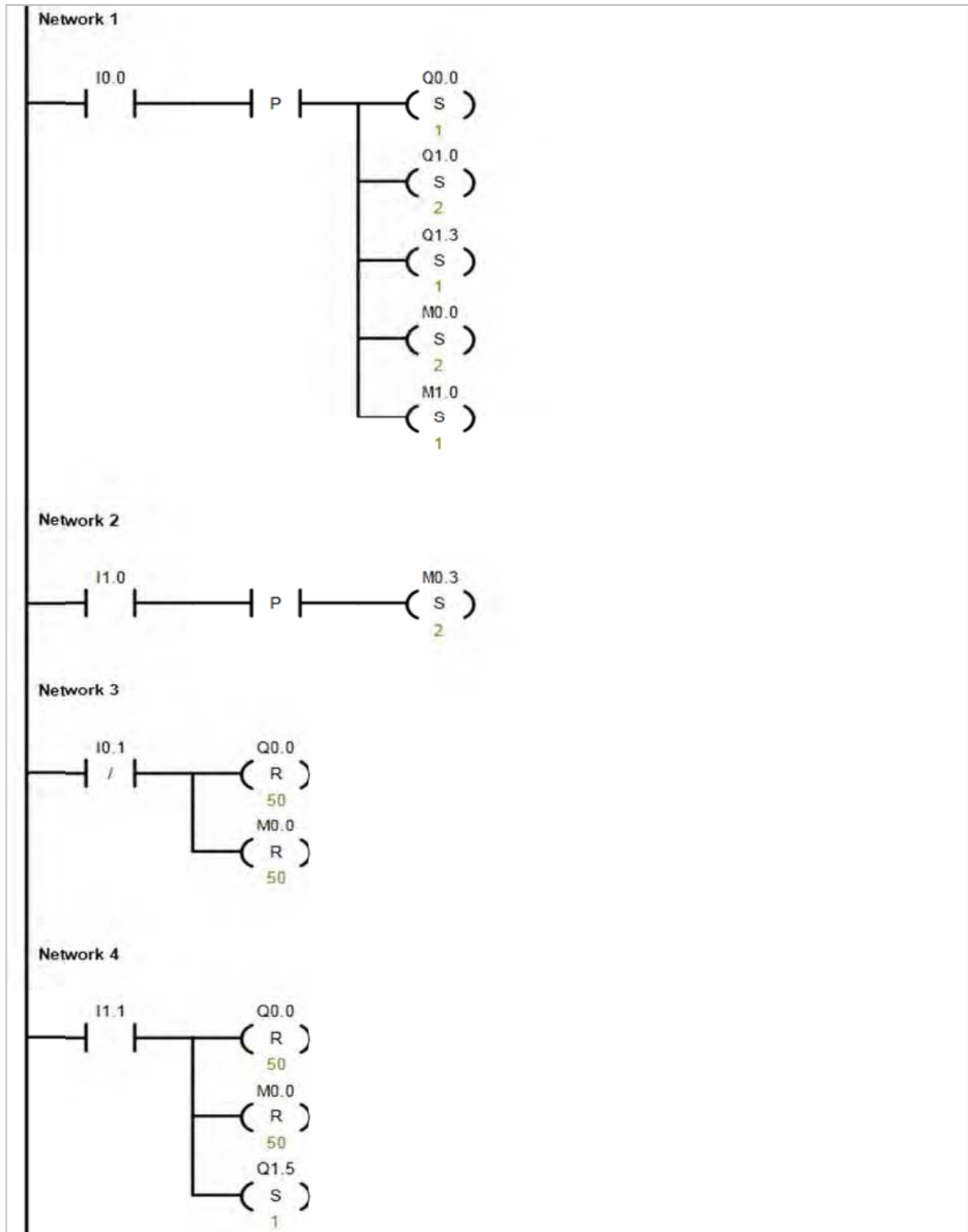
FUENTE: [Manual del Sistema de Automatización S7-200; PDF]

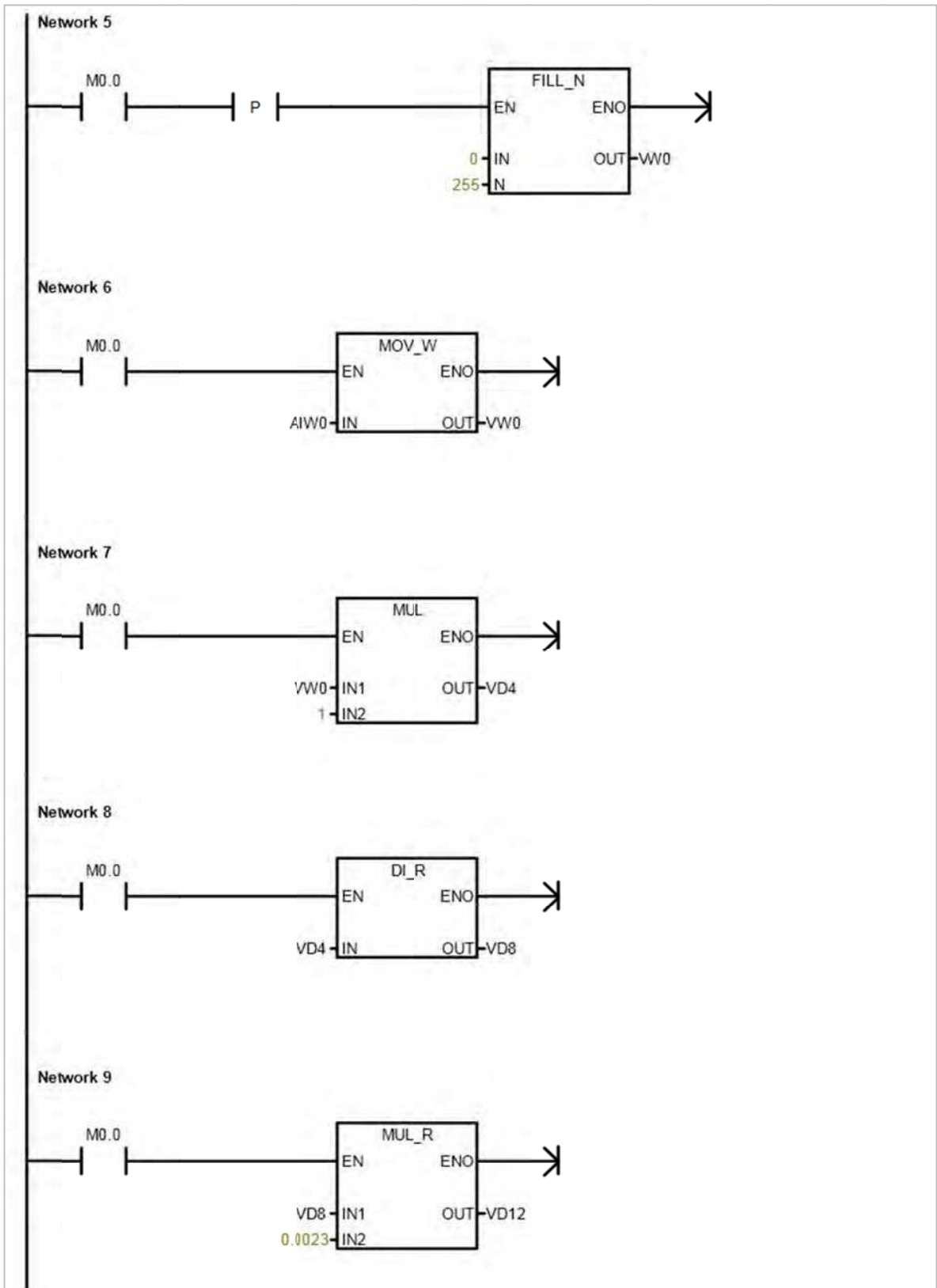
Para seleccionar el editor KOP, se consideran los siguientes aspectos más importantes <sup>[155]</sup>:

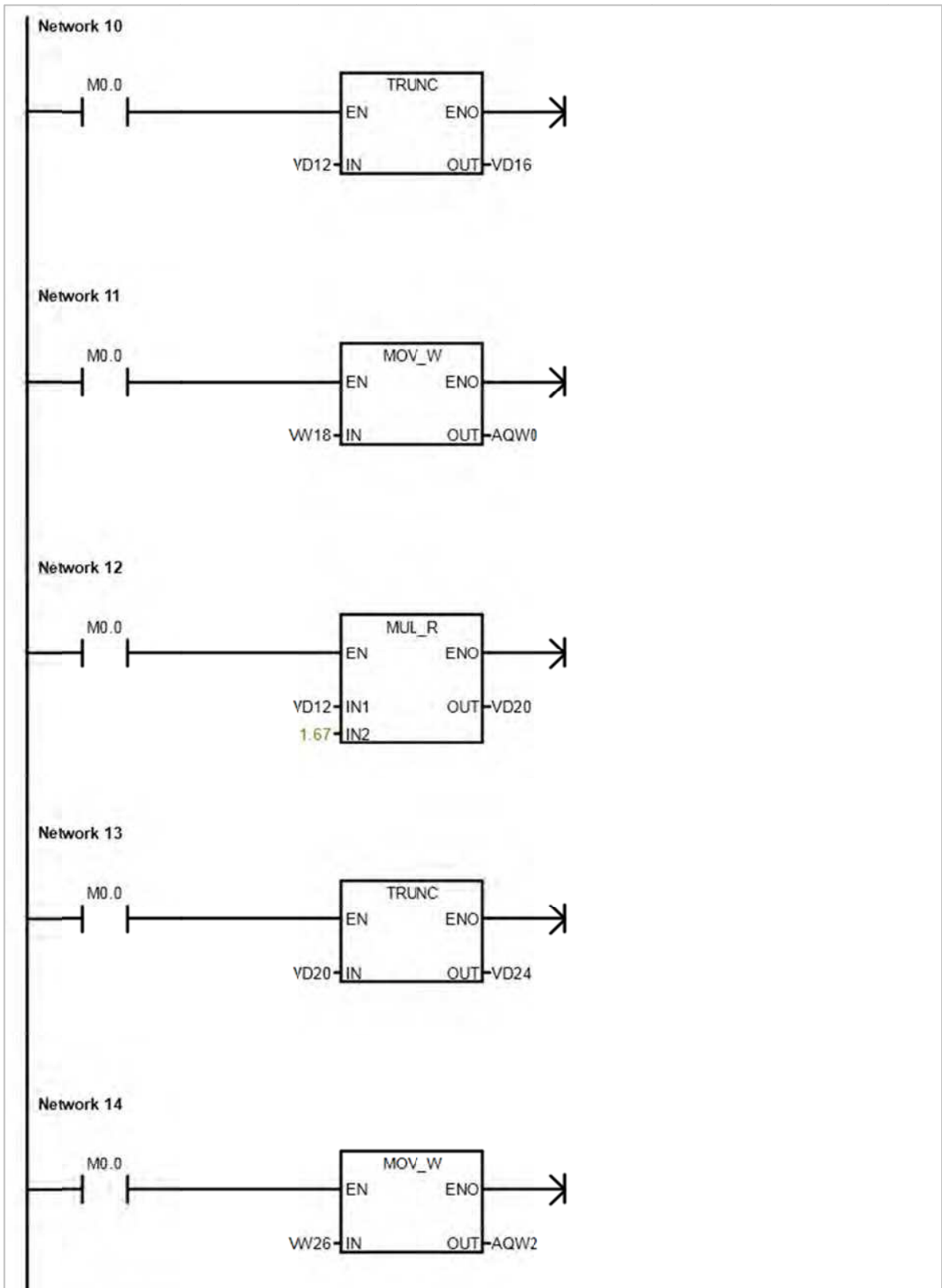
- El lenguaje KOP facilita el trabajo a los programadores principiantes.
- La representación gráfica es fácil de comprender y popular en el mundo entero.
- El editor AWL se puede utilizar siempre para visualizar un programa creado con el editor SIMATIC KOP.

<sup>155</sup> SIEMENS SIMATIC; Manual del Sistema de Automatización S7-200; PDF; 2008. Pág. 63, 64

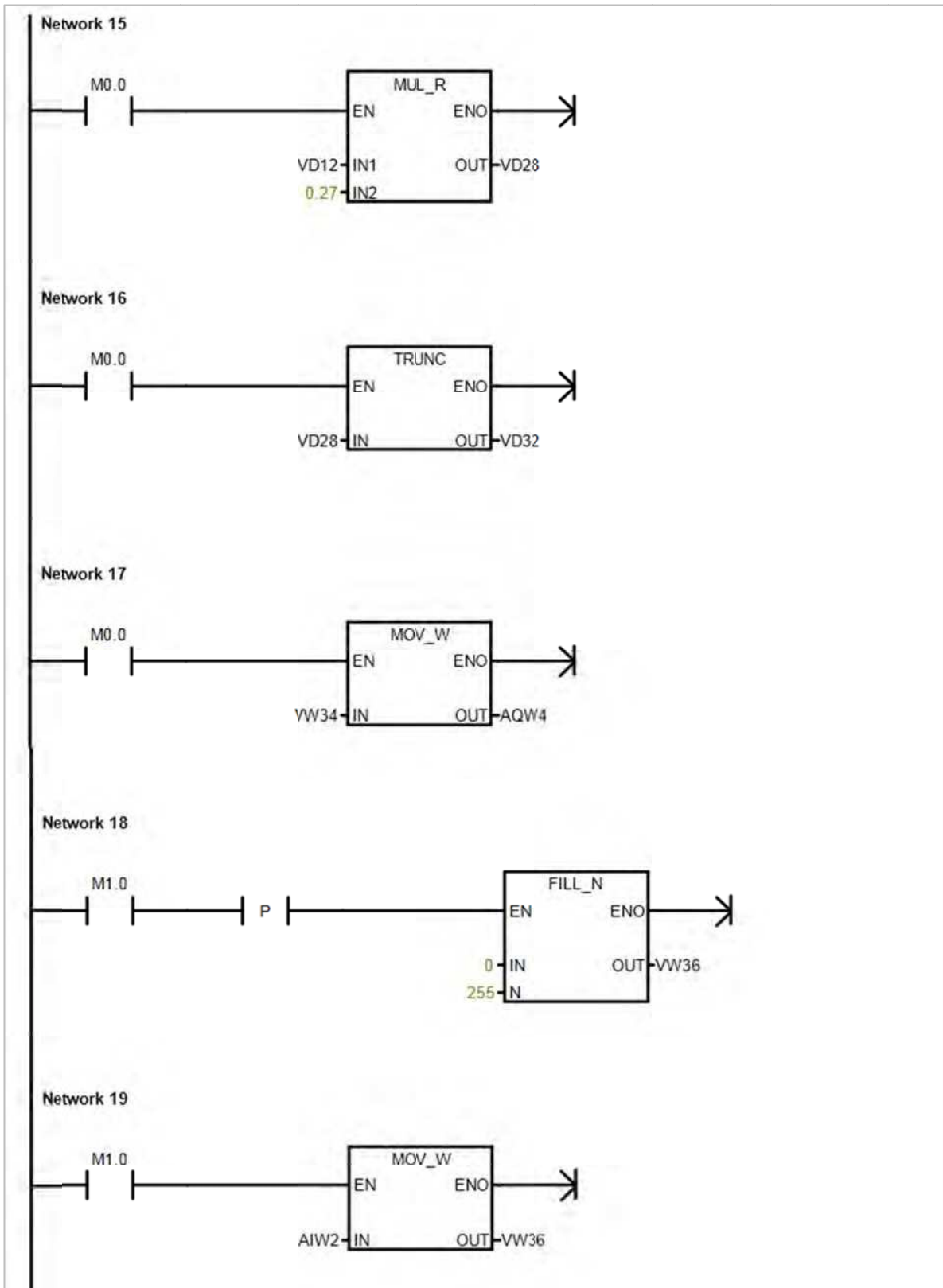
#### 4.2.2.1. Programación del PLC en el programa STEP 7-Micro/WIN

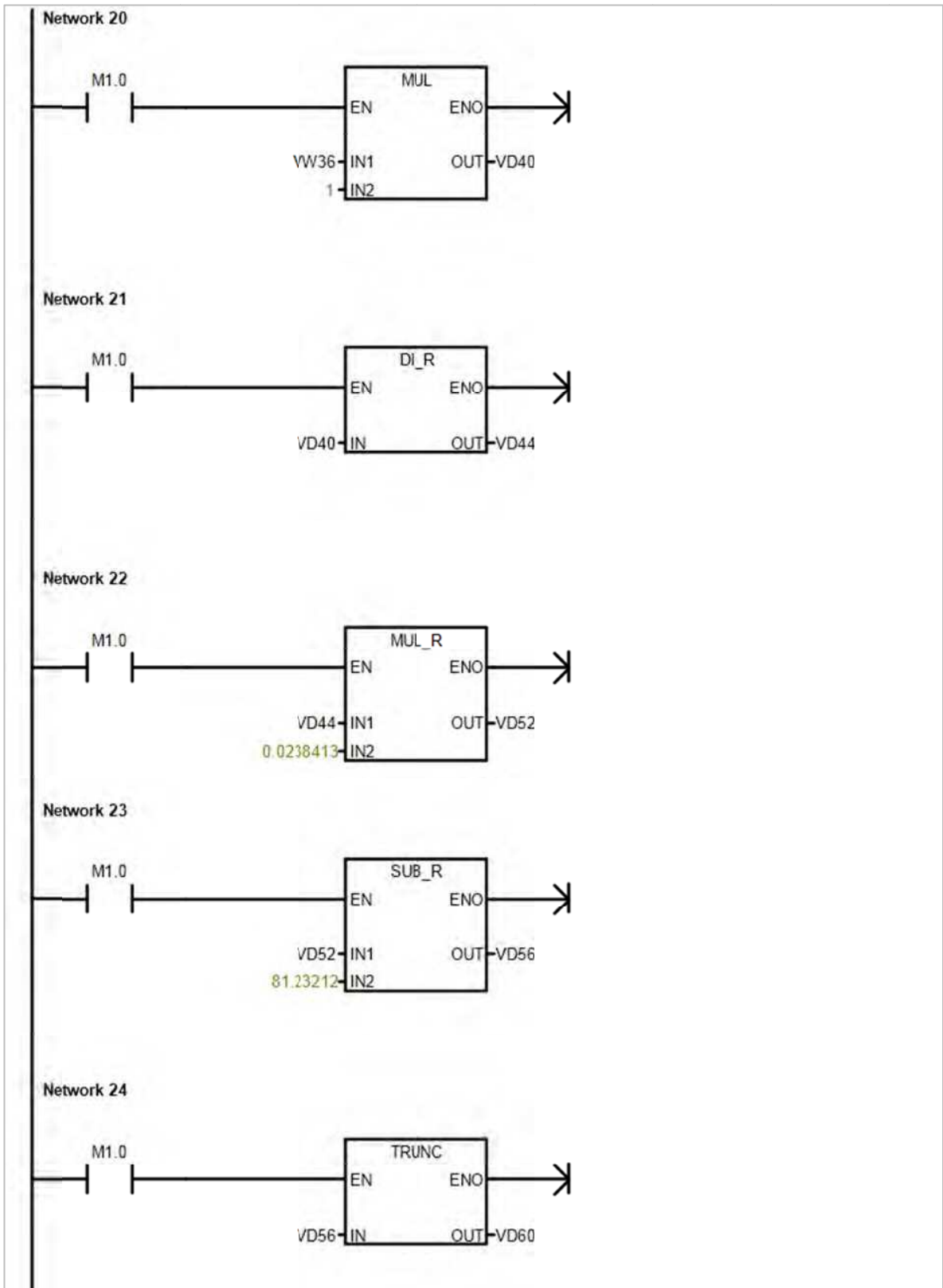


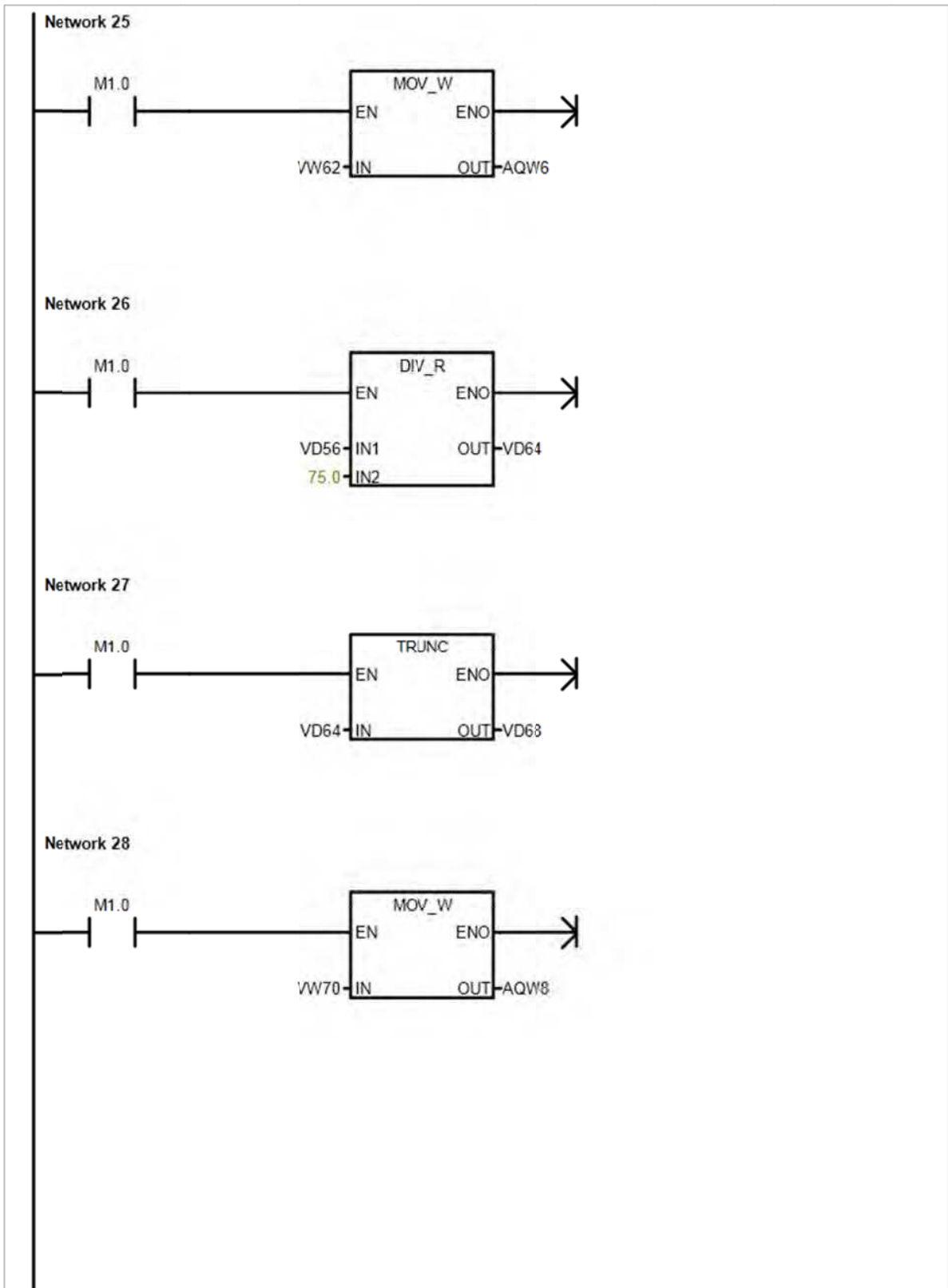


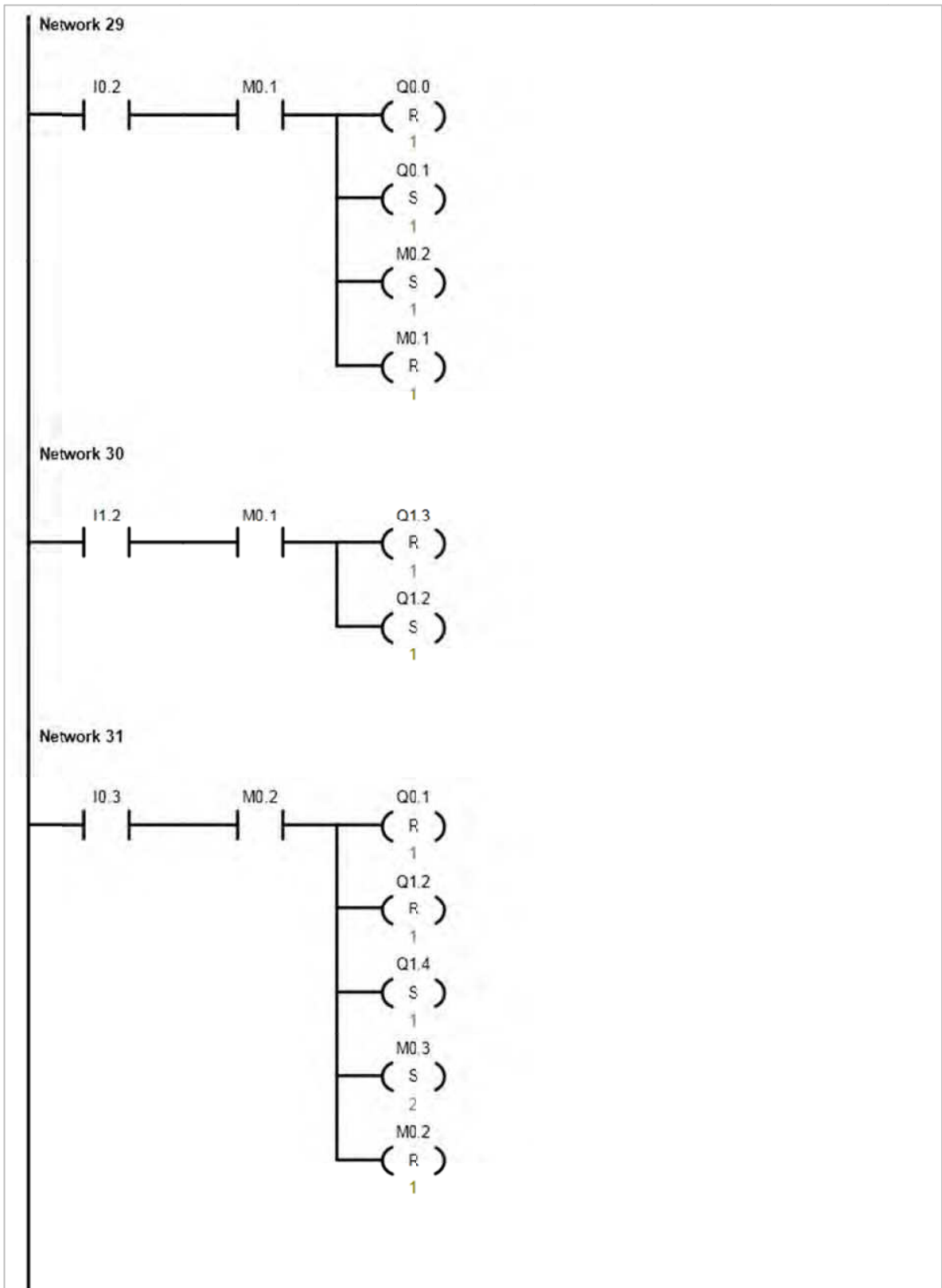


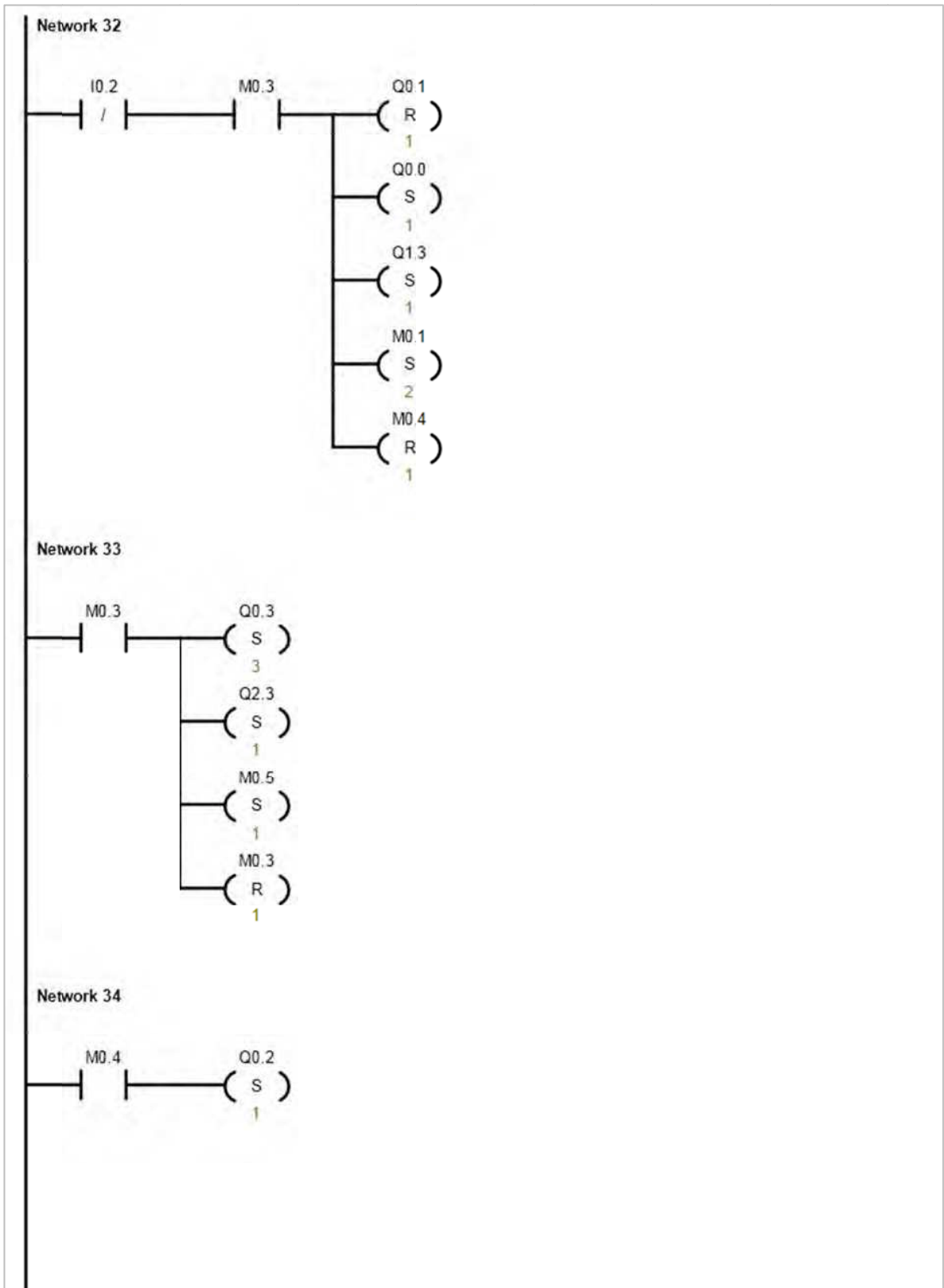


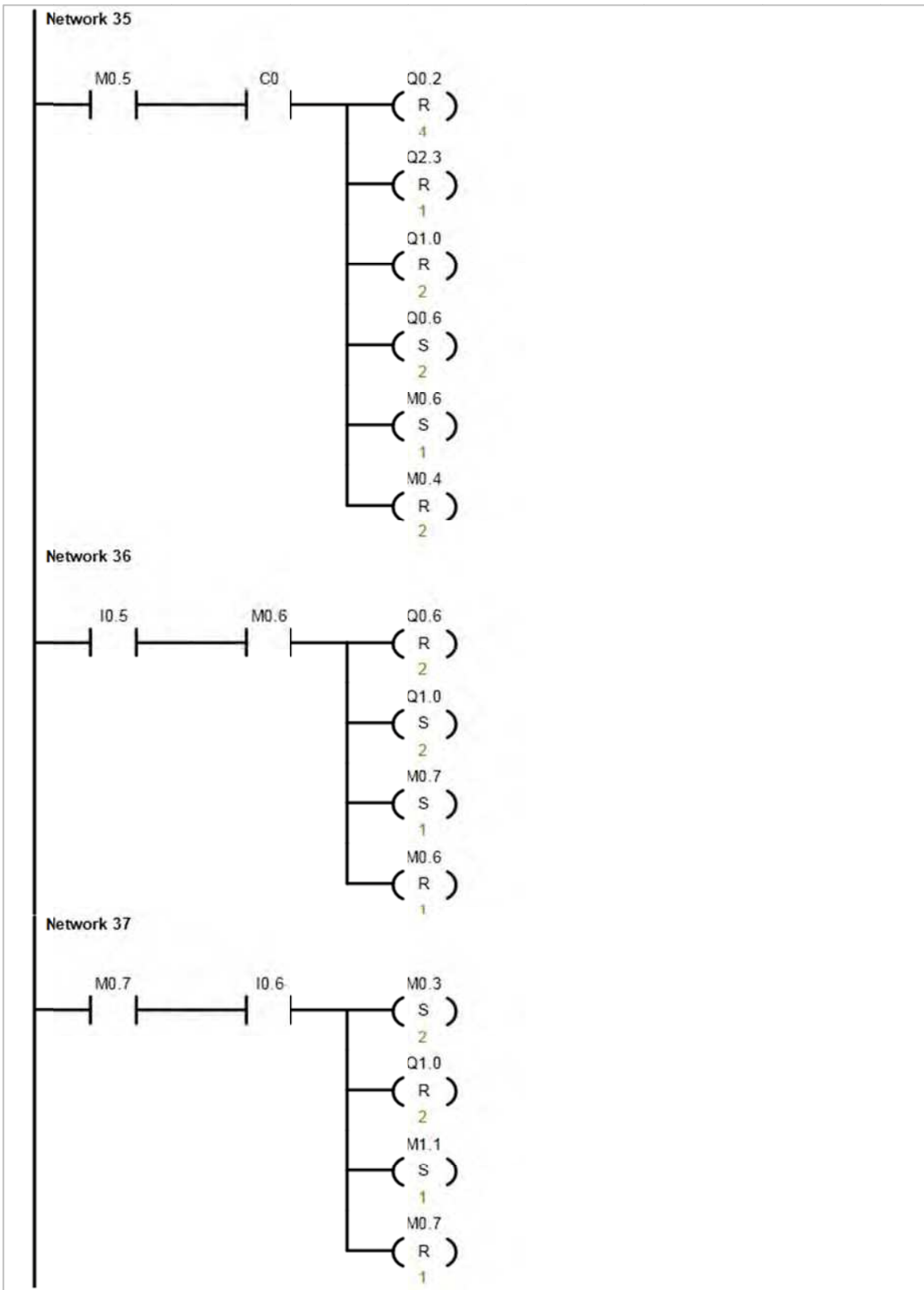


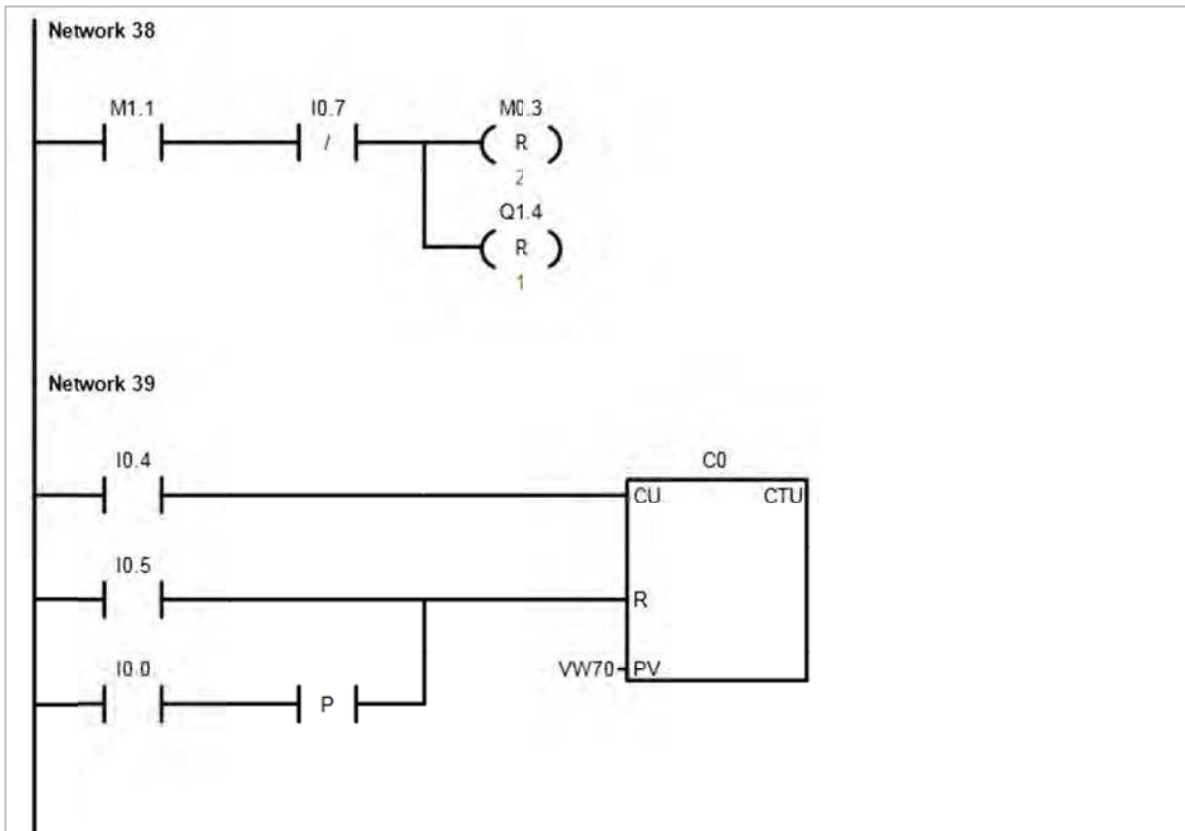












#### 4.2.2.1.1. Interpretación de la programación

Para la interpretación de la programación se hace referencia a la siguiente codificación:

- | | : Contacto Normalmente Abierto (NA)
- | / | : Contacto Normalmente Cerrado (NC)
- | P | : Detección de flanco positivo
- ( S ) : Puesta a 1 (SET)
- ( R ) : Puesta a 0 (RESET)
- I#.# : Condición lógica de entrada
- Q#.# : Condición lógica de salida
- M#.# : Memoria interna del PLC (Marca)
- AIW# : Entrada analógica

- AQW#: Salida analógica
- VW#: Memoria de variables en formato palabra (2 bytes = 16 bits)
- VD#: Memoria de variables en formato doble palabra (4 bytes = 32 bits)

En la interpretación se hace una referencia general de los elementos de entrada y de salida, por lo cual para mayor detalle, se debe asociar la descripción con las tablas 4.1, 4.2, 4.3, y 4.4.

- **Segmento 1:** El pulsador I0.0 (NA), con detección de flanco positivo, activa las electroválvulas Q0.0, Q1.0, Q1.1 y el relé Q1.3; y pone en 1 (set) las marcas M0.0, M0.1, y M1.0.
- **Segmento 2:** El pulsador I1.0 (NA), con detección de flanco positivo, pone en 1 (set) las marcas M0.3 y M0.4.
- **Segmento 3:** El pulsador I0.1 (NC) desactiva todos los elementos de entrada y pone en 0 (reset) todas las memorias internas del PLC.
- **Segmento 4:** La barrera réflex I1.1 desactiva todos los elementos de entrada, pone en 0 (reset) todas las memorias internas del PLC, y activa el relé de la alarma Q1.5.
- **Segmento 5:** Activada la memoria interna M0.0, y con detección de flanco positivo, se encera las memorias de variables mediante el operador FILL\_N.
- **Segmento 6:** Activada la memoria interna M0.0, se almacena la entrada analógica AIW0 en la memoria VW0, mediante el operador MOV\_W.
- **Segmento 7:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador MUL, se transforma la memoria de formato palabra VW0 en la memoria de formato doble palabra VD4.
- **Segmento 8:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador DI\_R, se transforma la memoria VD4 de formato doble palabra (entero doble) en la memoria VD8 de formato real (número real).
- **Segmento 9:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador MUL\_R, se multiplica la memoria VD8 por el factor 0.0023, y se obtiene la memoria VD12.



- **Segmento 10:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador TRUNC, se elimina los decimales de la memoria VD12 y se obtiene la memoria VD16 en formato doble entero.
- **Segmento 11:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador MOV\_W, se transfiere la memoria VW18 a la salida analógica AQW0 (Servocontroladores y display de RPM para los módulos 1, 2, y 4)
- **Segmento 12:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador MUL\_R, se multiplica la memoria VD12 por el factor 1.67, y se obtiene la memoria VD20.
- **Segmento 13:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador TRUNC, se elimina los decimales de la memoria VD20 y se obtiene la memoria VD24 en formato doble entero.
- **Segmento 14:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador MOV\_W, se transfiere la memoria VW26 a la salida analógica AQW2 (Servocontrolador y display de RPM para el módulo 3)
- **Segmento 15:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador MUL\_R, se multiplica la memoria VD12 por el factor 0.27, y se obtiene la memoria VD28.
- **Segmento 16:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador TRUNC, se elimina los decimales de la memoria VD28 y se obtiene la memoria VD32 en formato doble entero.
- **Segmento 17:** Activada la memoria interna M0.0, con el operador MOV\_W, se transfiere la memoria VW34 a la salida analógica AQW4 (Display de velocidad lineal)
- **Segmento 18:** Activada la memoria interna M1.0, y con detección de flanco positivo, se encera las memorias de variables mediante el operador FILL\_N.
- **Segmento 19:** Activada la memoria interna M1.0, se almacena la entrada analógica AIW2 en la memoria VW36, mediante el operador MOV\_W.
- **Segmento 20:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador MUL, se transforma la memoria de formato palabra VW36 en la memoria de formato doble palabra VD40.

- **Segmento 21:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador DI\_R, se transforma la memoria VD40 de formato doble palabra (entero doble) en la memoria VD44 de formato real (número con decimales).
- **Segmento 22:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador MUL\_R, se multiplica la memoria VD44 por el factor 0.0238413, y resulta la memoria VD52.
- **Segmento 23:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador SUB\_R, se resta 81.2312 de la memoria VD52, y se obtiene la memoria VD56.
- **Segmento 24:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador TRUNC, se elimina los decimales de la memoria VD56 y se obtiene la memoria VD60 en formato doble entero.
- **Segmento 25:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador MOV\_W, se transfiere la memoria VW62 a la salida analógica AQW6 (Display de longitud de corte)
- **Segmento 26:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador DIV\_R, se divide la memoria VD56 para 75, y resulta la memoria VD52.
- **Segmento 27:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador TRUNC, se elimina los decimales de la memoria VD64 y se obtiene la memoria VD68 en formato doble entero.
- **Segmento 28:** Activada la memoria interna M1.0, con el operador MOV\_W, se transfiere la memoria VW70 a la salida analógica AQW8 (Encoder / Display de pulsos).
- **Segmento 29:** La barrera réflex I0.2, si la marca M0.1 está puesta en 1 (set), desactiva la electroválvula Q0.0, activa la electroválvula Q0.1, pone en 1 (set) la marca M0.2, y pone en 0 (reset) la marca (M0.1).
- **Segmento 30:** El captador magnético I1.2, si la marca M0.1 está puesta en 1 (set), desactiva el relé de la luz amarilla Q1.3 y activa el relé de la luz verde Q1.2.
- **Segmento 31:** El captador magnético I0.3, si la marca M0.2 está puesta en 1 (set), desactiva la electroválvula Q0.1, desactiva el relé de la luz verde Q1.2, activa el relé de la luz roja Q1.4, pone en 1 (set) las memorias M0.3 y M0.4, y pone en 0 (reset) la memoria M0.2.

- **Segmento 32:** Si la memoria M0.3 está puesta en 1 (set) y la barrera réflex está desactivada, se desactiva la electroválvula Q0.1, se activa la electroválvula Q0.0 y el relé de la luz amarilla Q1.3, se activan las memorias M0.1 y M0.2, y se pone en 0 (reset) la memoria M0.4.
- **Segmento 33:** La memoria M0.3 puesta en 1 (set), activa los servocontroladores Q0.3, Q0.4, y Q0.5, pone en 1 (set) el emisor de pulsos (encoder) Q2.3, activa la memoria M0.5, y pone en 0 (reset) la memoria M0.3.
- **Segmento 34:** La memoria M0.4 puesta en 1 (set), activa el servocontrolador Q0.2.
- **Segmento 35:** Con la memoria M0.5 puesta en 1 (set), una vez que el contador C0 ha contado los pulsos establecidos, se pone en 0 (reset) los servocontroladores Q0.2, Q0.3, Q0.4, Q0.5, el emisor de pulsos Q2.3, y las electroválvulas Q1.0 y Q1.1; se activa las electroválvulas Q0.6 y Q0.7, y la memoria M0.6; y se pone en 0 (reset) las memorias M0.4 y M0.5.
- **Segmento 36:** El captador magnético I0.5, si la marca M0.6 está puesta en 1 (set), desactiva las electroválvulas Q0.6 y Q0.7, activa las electroválvulas Q1.0 y Q1.1, activa la memoria M0.7, y pone en 0 (reset) la memoria M0.6.
- **Segmento 37:** El captador magnético I0.6, si la marca M0.7 está puesta en 1 (set), activa las memorias M0.3 y M0.4, desactiva las electroválvulas Q1.0 y Q1.1, activa la memoria M1.1, y pone en 0 (reset) la memoria M0.7.
- **Segmento 38:** Con la memoria M1.1 puesta en 1 (set), si la barrera réflex está desactivada, se pone en 0 las memorias M0.3 y M0.4, y se desactiva el relé de la luz roja Q1.4.
- **Segmento 39:** El contador C0 cuenta los pulsos que emite el codificador incremental I0.4, en correspondencia al valor establecido mediante la memoria VW70. La memoria del contador se resetea al activarse el captador magnético I0.5 o al presionar el pulsador I0.0.

## CAPÍTULO 5.

### SIMULACIÓN DEL PROGRAMA DE CONTROL AUTOMÁTICO

#### 5.1. SOFTWARE SIMULADOR DEL PLC

El software utilizado para simular el funcionamiento del controlador lógico programable que rige el control automático de la máquina, es el simulador S7\_200.

El programa S7\_200 permite simular el funcionamiento de la serie completa de controladores SIMATIC S7-200 de la marca SIEMENS. Con el programa S7\_200 se puede configurar el tipo de CPU, los módulos de entradas y salidas tanto analógicas como digitales, al igual que los potenciómetros analógicos incorporados en la CPU <sup>[156]</sup>.

El funcionamiento del programa del PLC se comprueba a partir de:

- Los interruptores conectados a las entradas digitales.
- Los led de las salidas digitales.
- Los potenciómetros analógicos de las entradas.
- Las barras de progreso de las salidas analógicas.
- La tabla de estado
- El visualizador de textos TD\_200

La programación realizada en el programa STEP 7-MicroWIN, se puede transferir al simulador S7\_200 de las siguientes formas:

- A partir de la exportación del programa desde el programa STEP 7-MicroWIN en formato AWL (recomendado cuando hay subrutinas)
- A través del portapapeles, tanto del programa en formato AWL, como del módulo de datos DB1.

---

<sup>156</sup> <http://personales.ya.com/canalPLC/interest.htm>

Las figuras 5.1 y 5.2 permiten identificar los principales elementos de la interfase de trabajo del programa S7\_200.

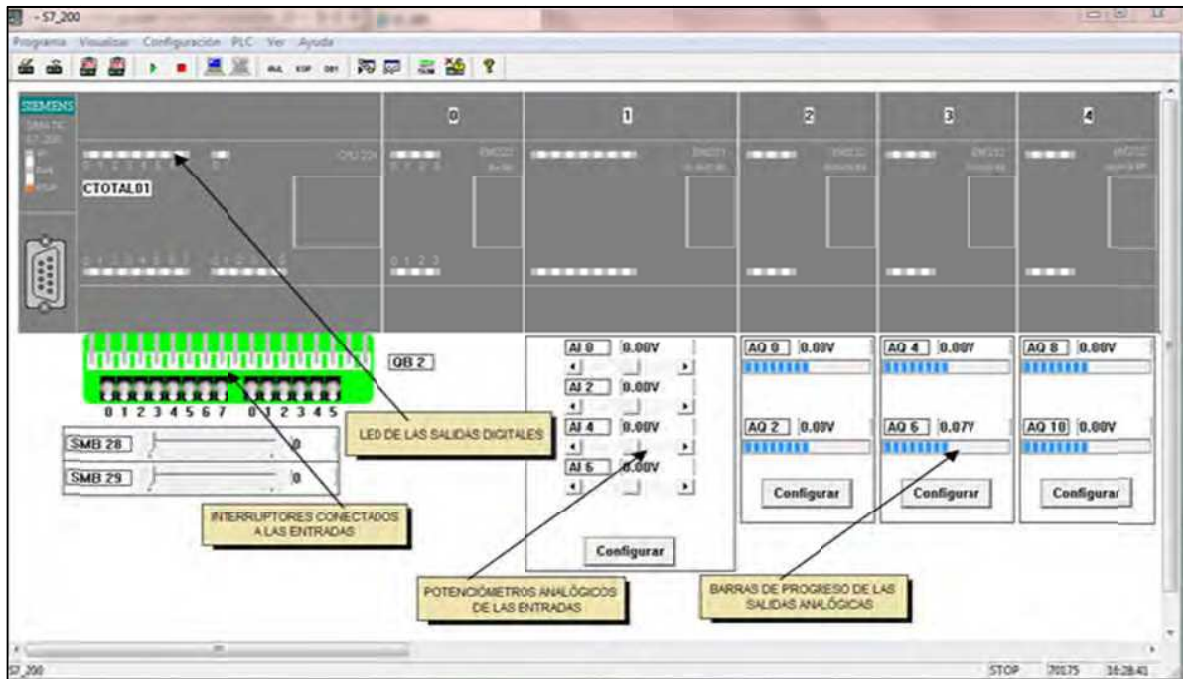


Figura 5.1. S7\_200 - Interfase de Trabajo

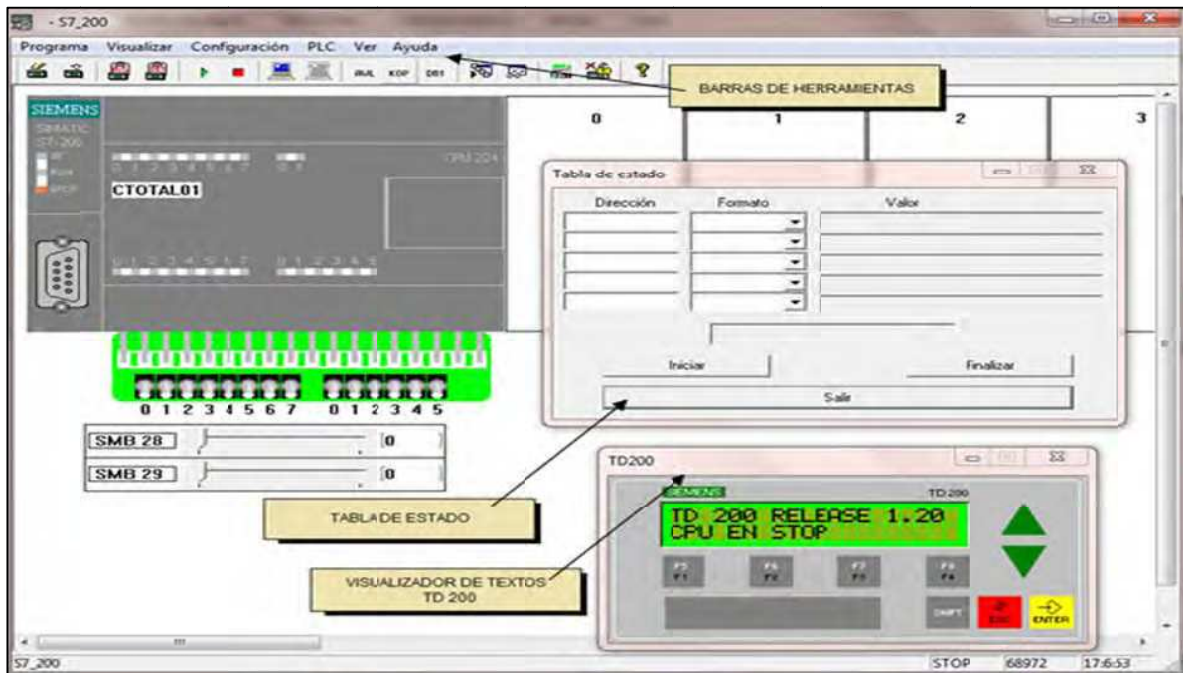


Figura 5.2. S7\_200 - Interfase de Trabajo (Continuación)

Con el programa S7\_200 es posible simular el funcionamiento de las siguientes unidades centrales del controlador: CPU 212, CPU 214, CPU 215, CPU 216, CPU 221, CPU 222, CPU 224, CPU 224XP, CPU 226, CPU 226XP.

La figura 5.3 muestra el recuadro para la selección y/o configuración de las unidades centrales del controlador en el programa S7\_200.



**Figura 5.3.** S7\_200 - Selección del CPU

A cada unidad central del controlador (CPU) se puede acoplar los siguientes módulos de expansión de entradas y salidas.

- Módulo EM221: 8 entradas digitales
- Módulo EM222: 8 salidas digitales
- Módulo EM223: 4 entradas digitales / 4 salidas digitales
- Módulo EM 223: 8 entradas digitales / 8 salidas digitales
- Módulo EM223: 16 entradas digitales / 15 salidas digitales
- Módulo EM231: 4 entradas analógicas (12 Bits)
- Módulo EM232: 2 salidas analógicas (12 Bits)
- Módulo EM235: 4 entradas analógicas (12 Bits) / 1 salida analógica (12Bits)

En correspondencia a un controlador real, en el simulador S7\_200 es posible acoplar a la unidad central, un número máximo de 7 módulos de expansión.

La figura 5.4 muestra el recuadro para la selección y/o configuración de los módulos de expansión en el programa S7\_200.



**Figura 5.4.** S7\_200 - Configuración de Módulos de expansión

## 5.2. PROCEDIMIENTO PREVIO A LA SIMULACIÓN

El simulador S7\_200 trabaja en asociación con el programa PC\_SIMU <sup>[157]</sup>, el cual simula gráficamente el funcionamiento de los elementos de entrada y salida conectados al controlador lógico programable.

Para dar paso a la simulación, en primera instancia se selecciona y configura en el programa S7\_200, el tipo de CPU a utilizar y los módulos de expansión necesarios. La selección del CPU y de los módulos de expansión se lleva a cabo en correspondencia a la especificación desarrollada como parte del diseño preliminar del control automático (Capítulo 4). Los elementos seleccionados y configurados son:

- CPU 224
- Módulo 0: EM222 – 8 salidas digitales
- Módulo 1: EM231 – 4 entradas analógicas
- Módulo 2: EM232 – 2 salidas analógicas
- Módulo 3: EM232 – 2 salidas analógicas
- Módulo 4: EM232 – 2 salidas analógicas

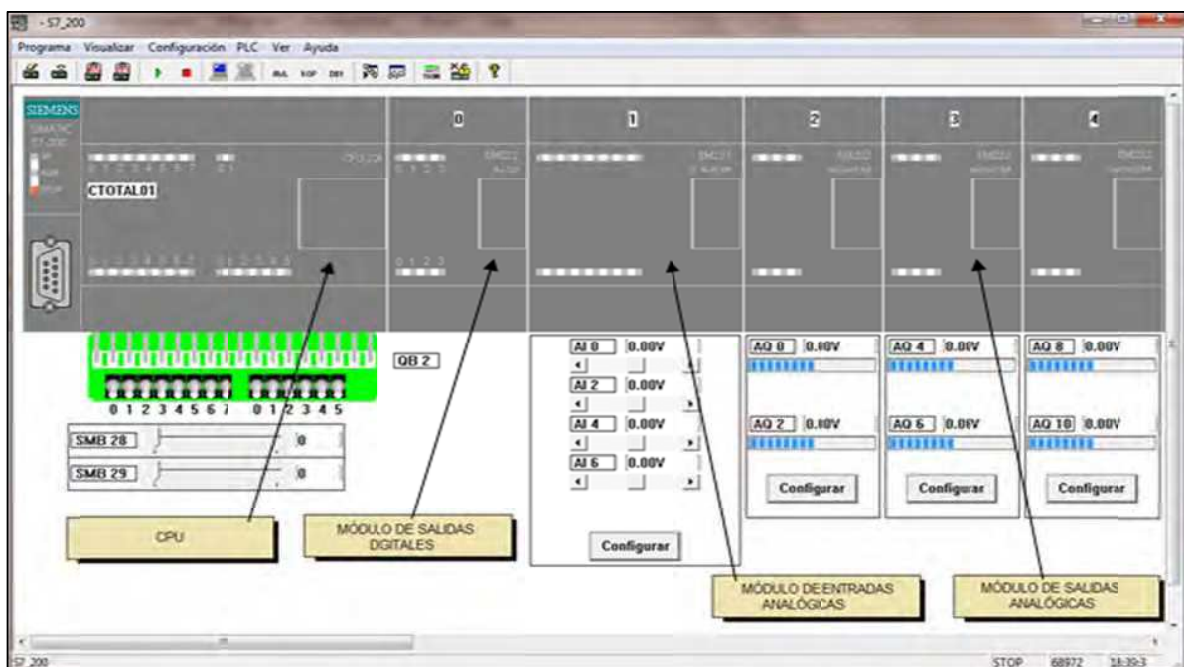
<sup>157</sup> Descripción del Software: CAPÍTULO 4 - Sección 4.1.5

La figura 5.5 muestra el recuadro de información del CPU y los módulos de expansión seleccionados en el programa S7\_200.

	Tipo	E/S	Dirección Inicial
CPU	CPU 224	14 Entradas / 10 Salidas	I00 / Q0.0
Modulo 0:	EM222 Sal. Digi.	8 Salidas	Q2.0
Modulo 1:	EM231 Ent. Ana.	4 Entradas	AIW0
Modulo 2:	EM232 Sal. Ana.	2 Salidas	AQW0
Modulo 3:	EM232 Sal. Ana.	2 Salidas	AQW8
Modulo 4:	EM232 Sal. Ana.	2 Salidas	AQW16
Modulo 5:			
Modulo 6:			

**Figura 5.5.** S7\_200 - Información de CPU y módulos seleccionados

En la figura 5.6 se identifica el CPU y los módulos de expansión seleccionados en el programa S7\_200.



**Figura 5.6.** S7\_200 - Configuración del PLC



Una vez seleccionados los módulos de expansión del CPU, la configuración culmina con la selección del rango de operación de los elementos de entrada y/o salida conectados. Los rangos de operación fluctúan entre los siguientes valores:

- Entradas Analógicas: 0 – 5 V, 0 – 10 V, 0 – 20 mA
- Salidas Analógicas:  $\mp$  10 V, 0 – 20 mA

Luego de haber seleccionado y configurado el CPU y los módulos de expansión, se lleva a cabo el procedimiento previo a la simulación. Los pasos a seguir son los siguientes:

- **Primero:** En el programa STEP 7-Micro/WIN, luego de haber compilado y guardado el proyecto, se exporta el archivo en formato AWL, según el procedimiento señalado en la figura 5.7.

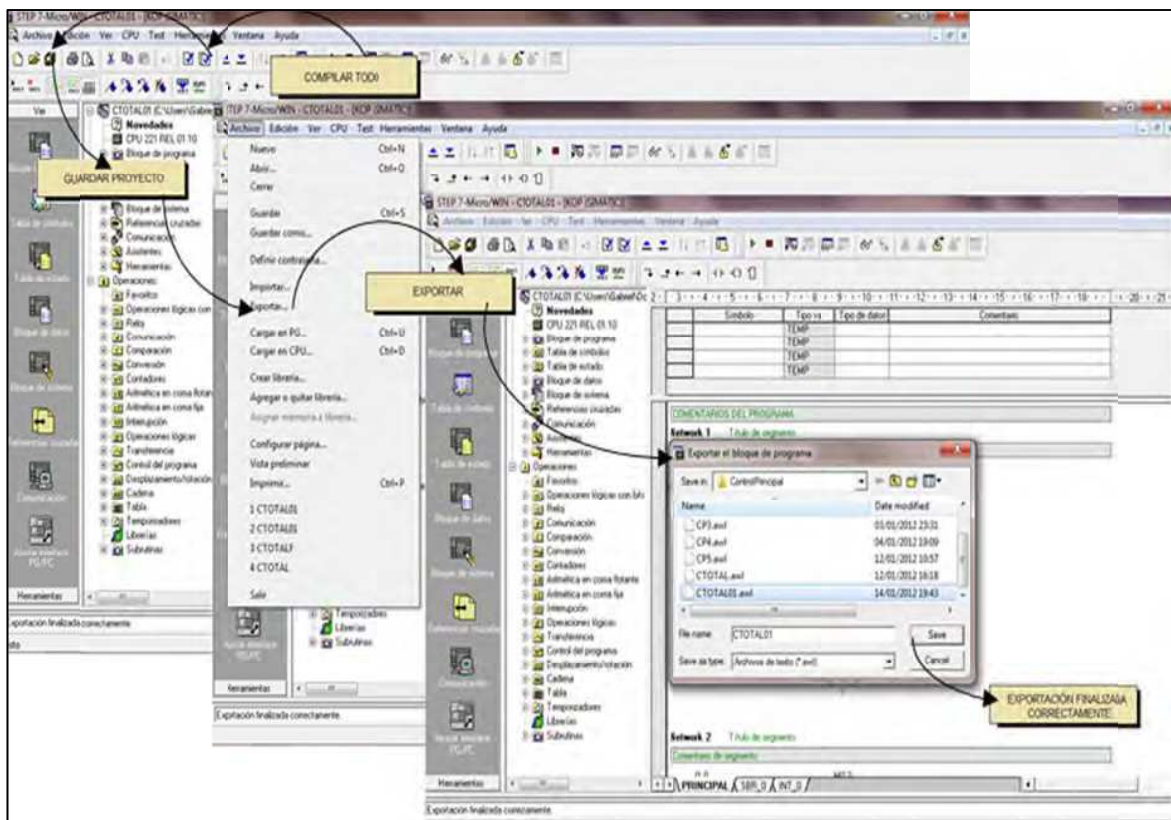
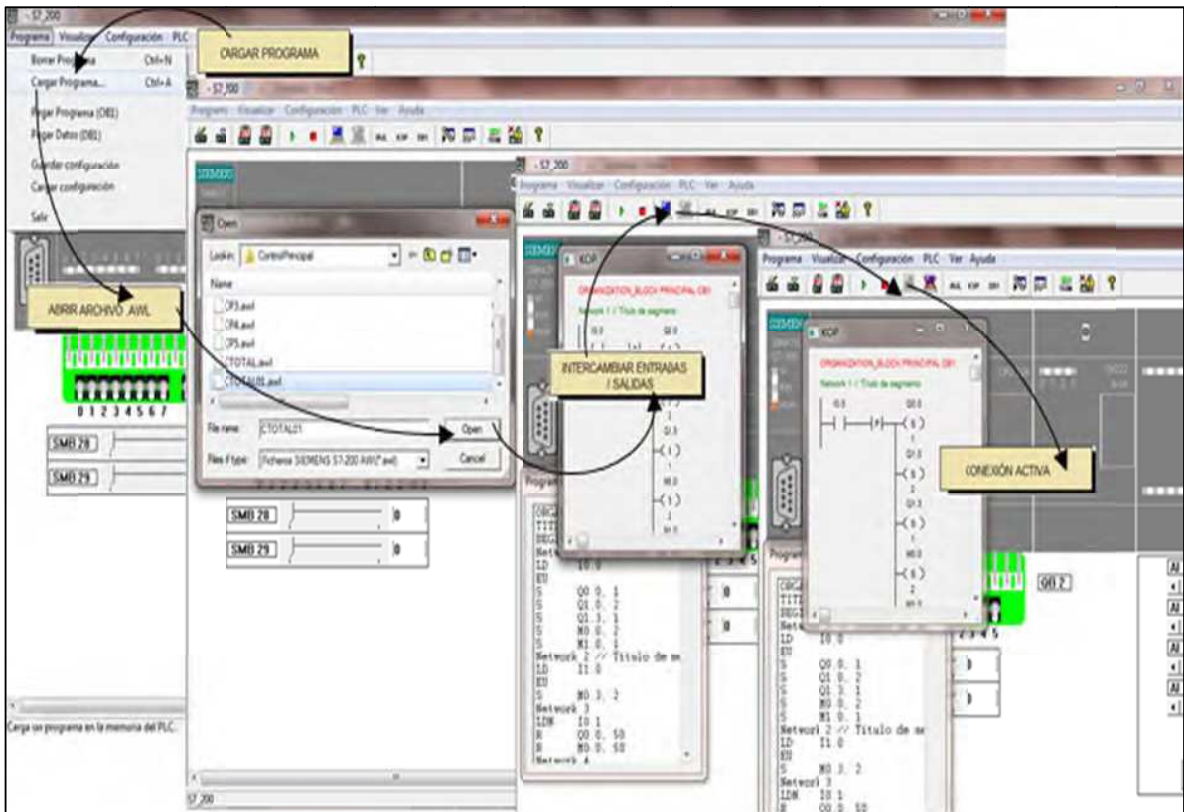


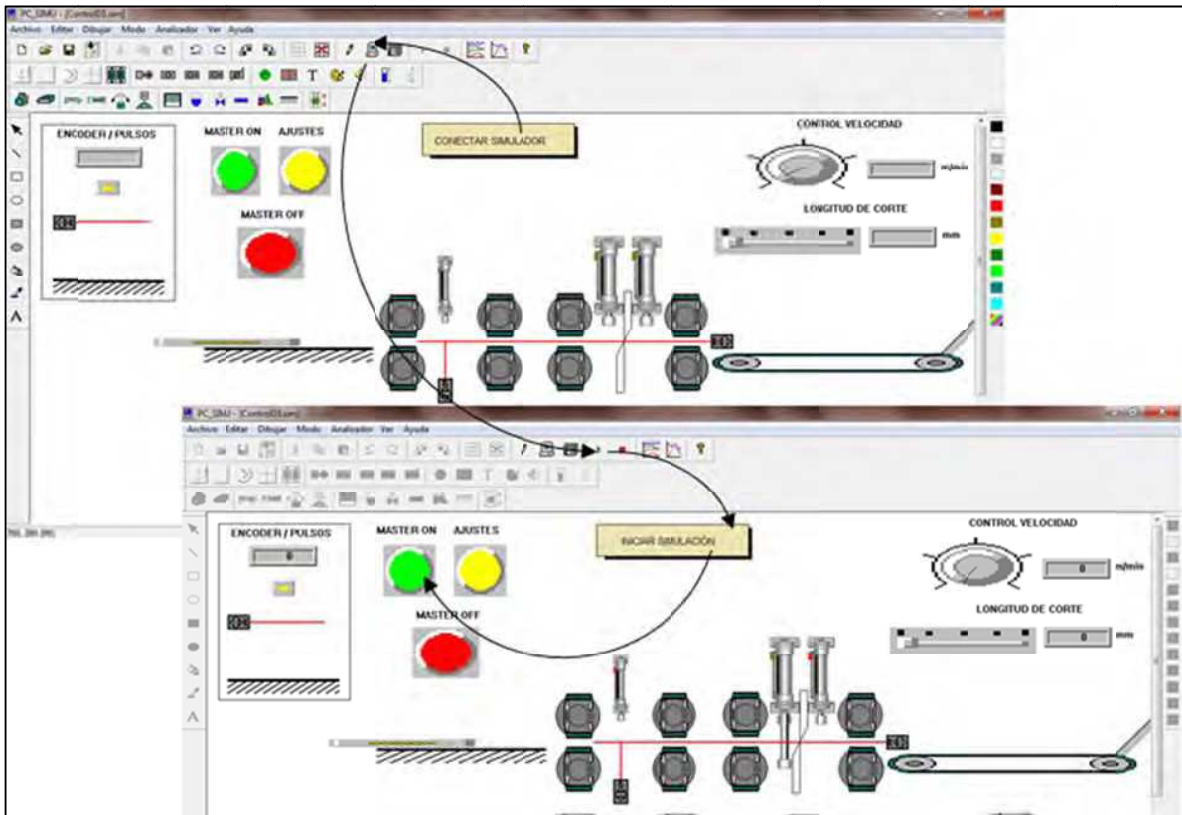
Figura 5.7. STEP 7 - Micro/WIN - Procedimiento previo a la simulación

- **Segundo:** En el simulador S7\_200 se carga el programa y, como se indica en la figura 5.8, se intercambia las entradas y salidas al presionar el icono correspondiente de la barra de herramientas.



**Figura 5.8.** S7\_200 - Procedimiento previo a la simulación

- **Tercero:** En el programa PC\_SIMU, una vez cargada la interfaz diseñada, se inicia la simulación después de realizar el enlace a partir de la señal transmitida desde el programa S7\_200. De igual forma para que se produzca el enlace, de acuerdo al procedimiento señalado en la figura 5.9, se deben presionar los iconos correspondientes de la barra de herramientas.



**Figura 5.9.** PC\_SIMU - Procedimiento previo a la simulación en curso

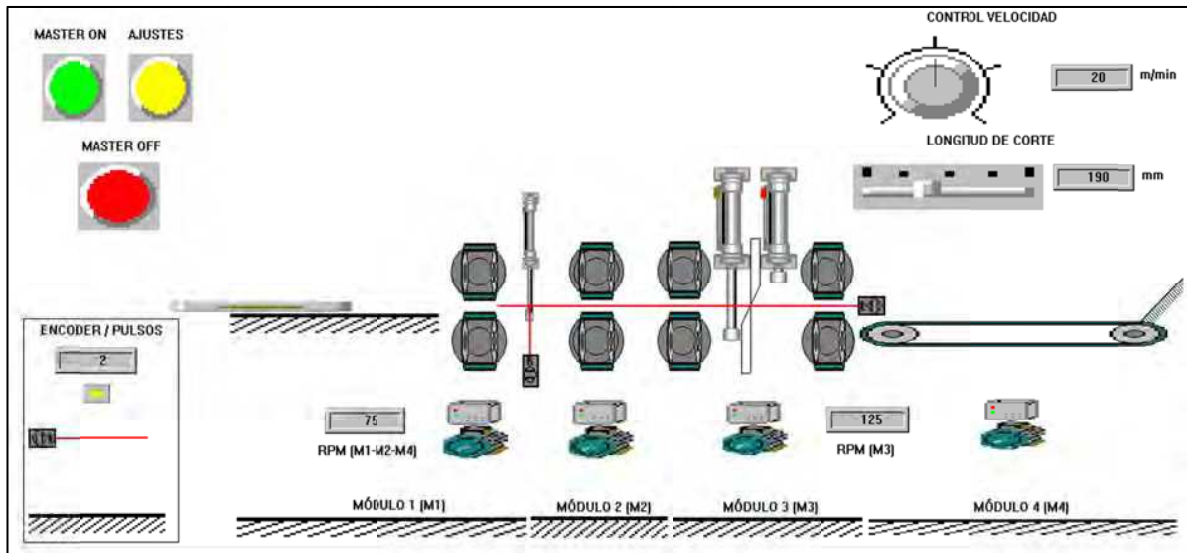
### 5.3. SIMULACIÓN EN CURSO

Para la simulación en curso, como se mencionó en el capítulo anterior, se utilizan tres representaciones distintas con el objetivo de apreciar el comportamiento total del sistema de control automático. Durante la simulación en curso, para cada representación se capturan las pantallas principales de los ciclos de funcionamiento del control automático de la máquina.

#### 5.3.1. CONTROL PRINCIPAL

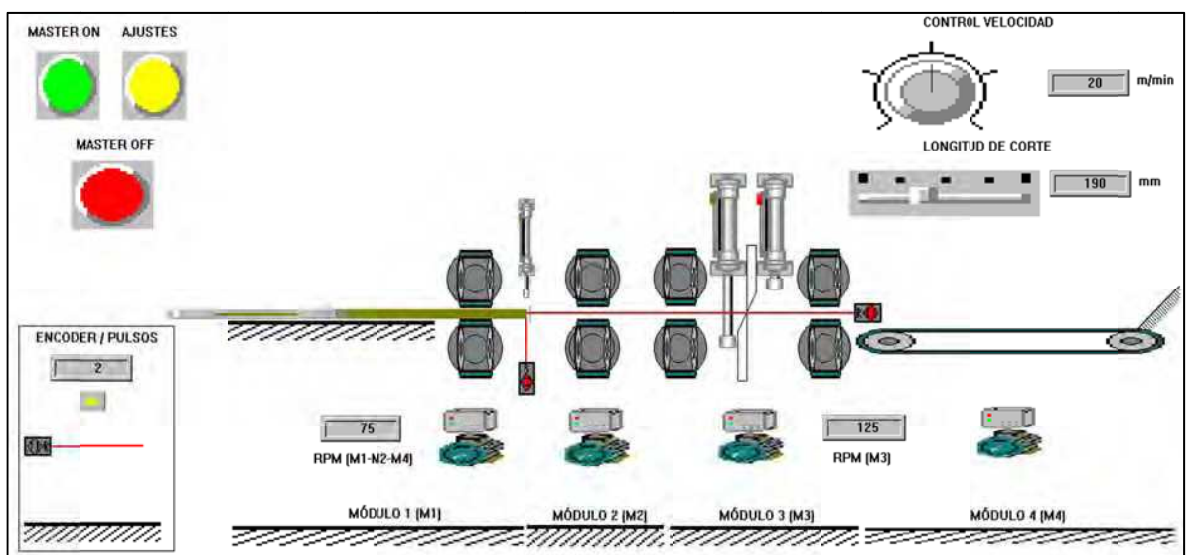
En la representación del funcionamiento general del sistema de control automático, se valida el diseño del control automático, a partir del cumplimiento de las siguientes funciones durante el transcurso de la simulación (la descripción de cada función antecede a la representación correspondiente extraída de la simulación).

- El inicio del ciclo de operación, con la definición de la velocidad de trabajo y la longitud de corte.



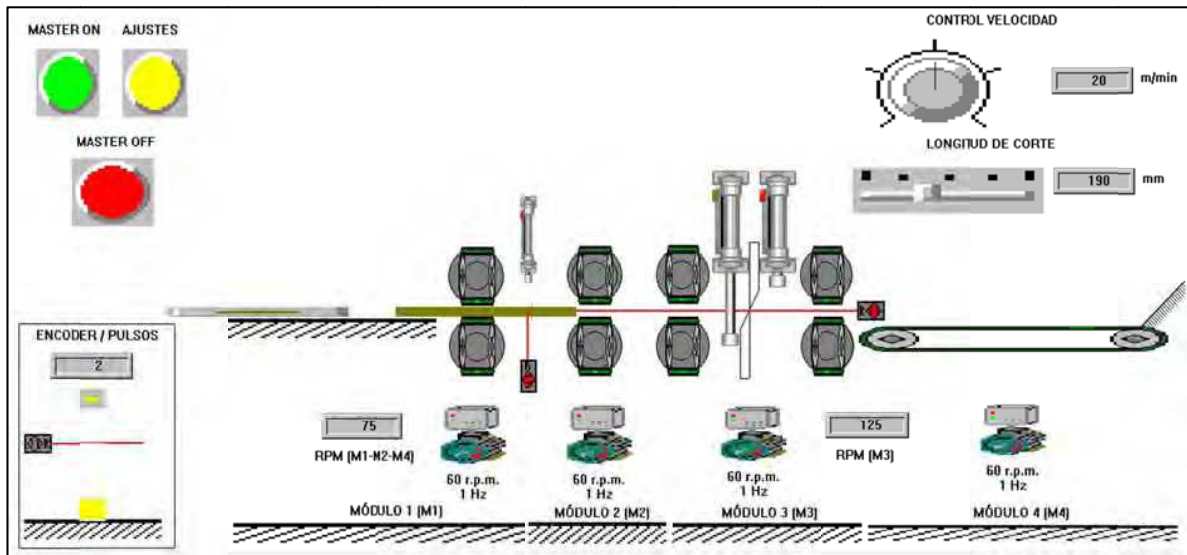
**Figura 5.10.** Simulación - Inicio del ciclo de trabajo / Regulación de parámetros

- El posicionamiento de la plancha de cartón y el ascenso del tope inicial para dar paso a la alimentación.



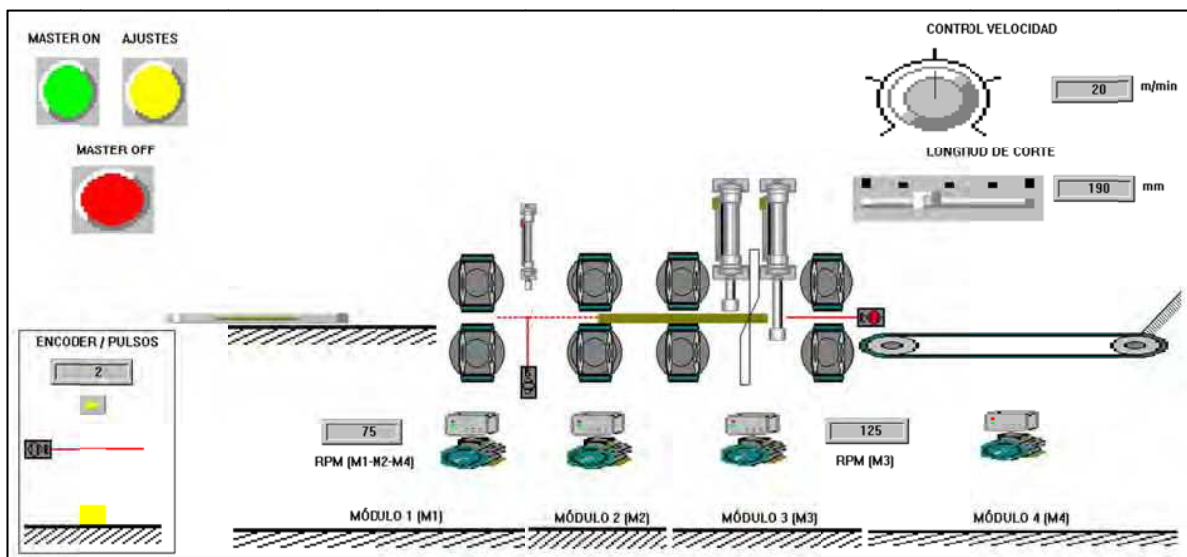
**Figura 5.11.** Simulación - Posicionamiento de la plancha de trabajo

- El accionamiento de los servomotores.



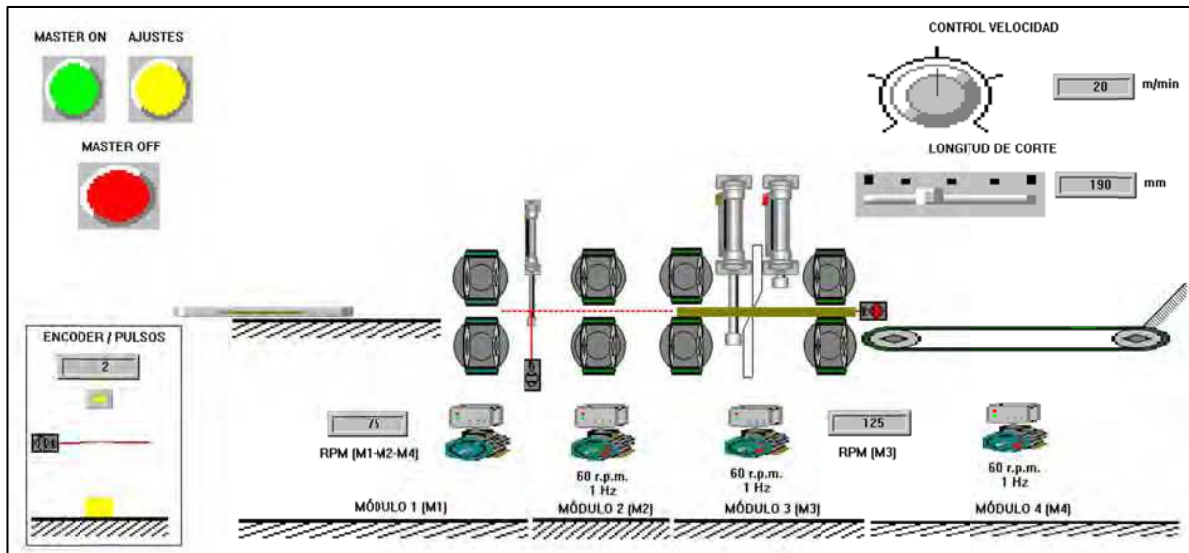
**Figura 5.12.** Simulación - Accionamiento de los servomotores

- El accionamiento de las cuchillas transversales.



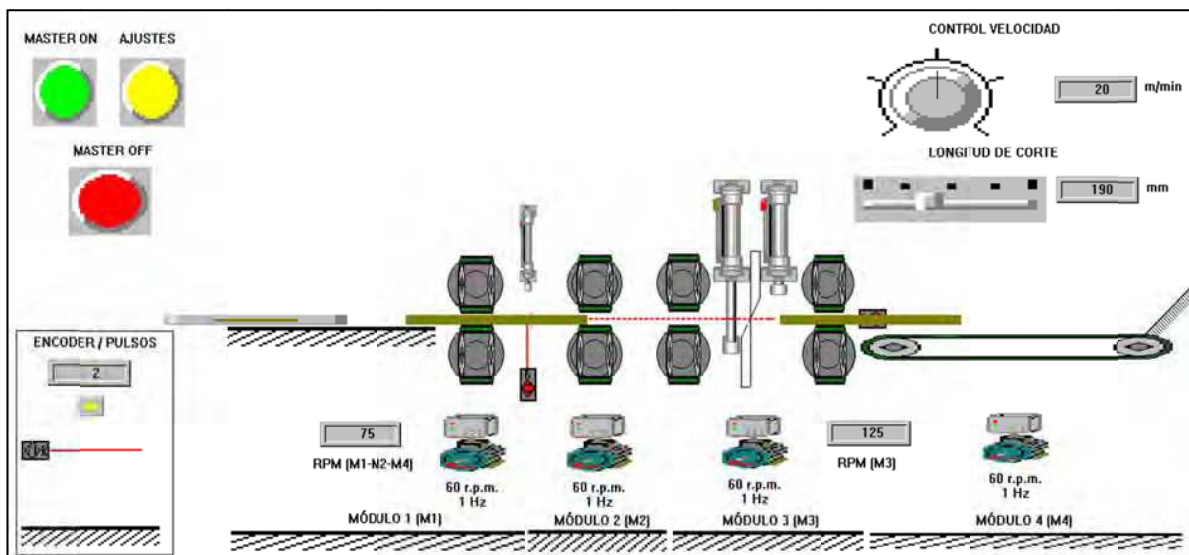
**Figura 5.13.** Simulación - Accionamiento de las cuchillas transversales

- La desactivación del servomotor del módulo 1, una vez que la plancha sobrepasa el punto de registro.



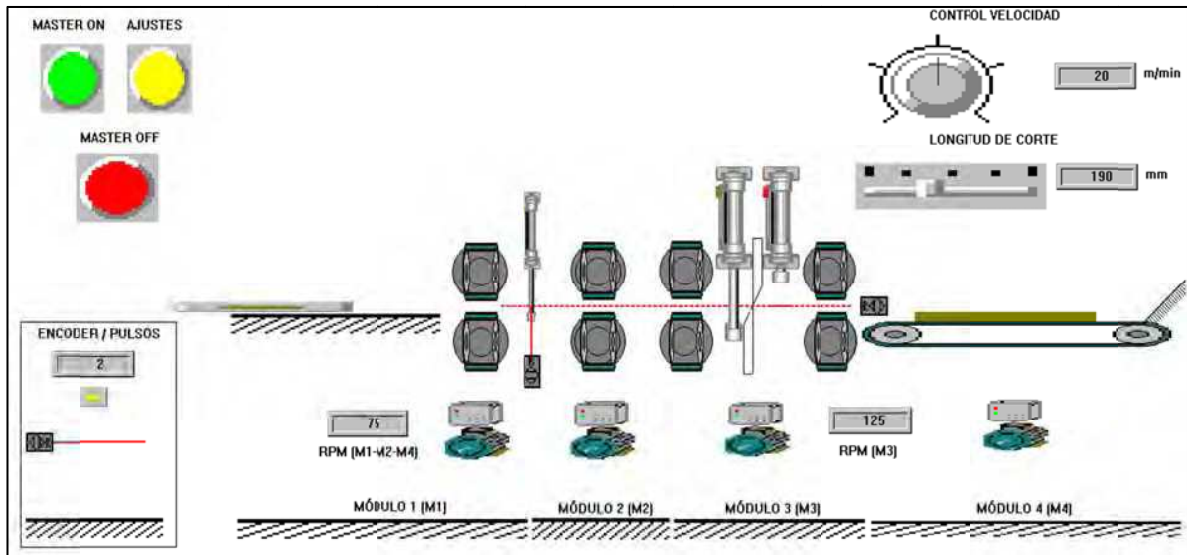
**Figura 5.14.** Simulación - Desactivación del servomotor del módulo 1

- La alimentación consecutiva de las planchas de cartón manteniendo el registro.



**Figura 5.15.** Simulación - Alimentación consecutiva

- La interrupción del ciclo de trabajo si no existe alimentación de otra plancha de cartón o si no existe material en proceso.



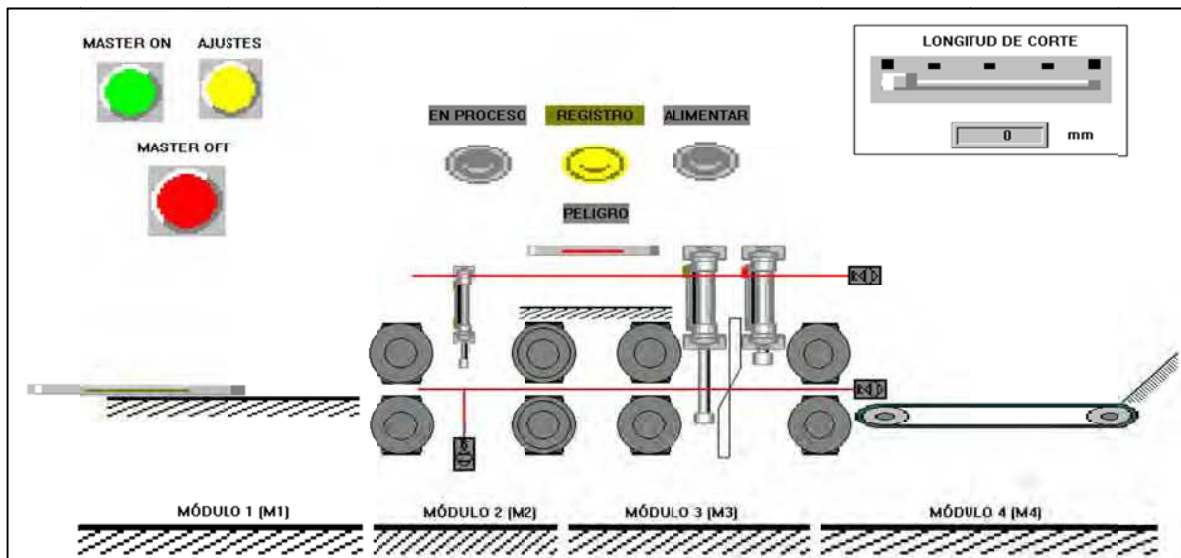
**Figura 5.16.** Simulación - Interrupción del ciclo de trabajo

La interpretación de las pantallas capturadas se realiza en la sección de análisis de resultados de la simulación. La grabación de la simulación se presenta como anexo en un archivo de formato video mpg.

### 5.3.2. SEÑALIZACIÓN Y SEGURIDAD

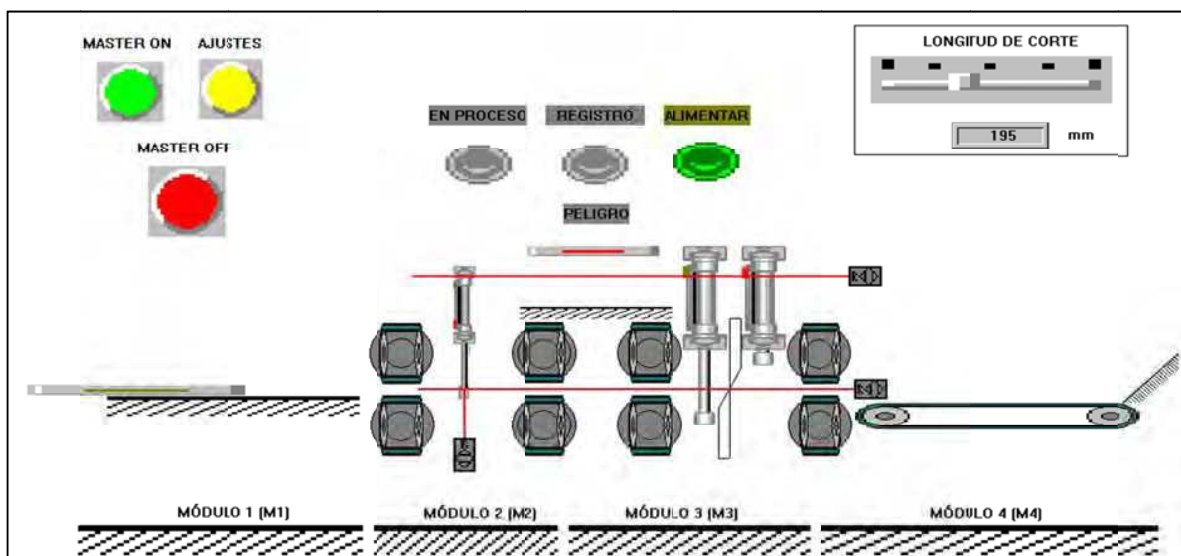
En la representación de la señalización visual y/o acústica de las fases de operación de la máquina, se valida el diseño del control automático, a partir del cumplimiento de las siguientes funciones durante el transcurso de la simulación (la descripción de cada función antecede a la representación correspondiente extraída de la simulación):

- El encendido de la luz amarilla al iniciar el ciclo de trabajo, mientras desciende el tope inicial de carrera.



**Figura 5.17.** Simulación - Encendido de la luz amarilla al inicio del ciclo de trabajo

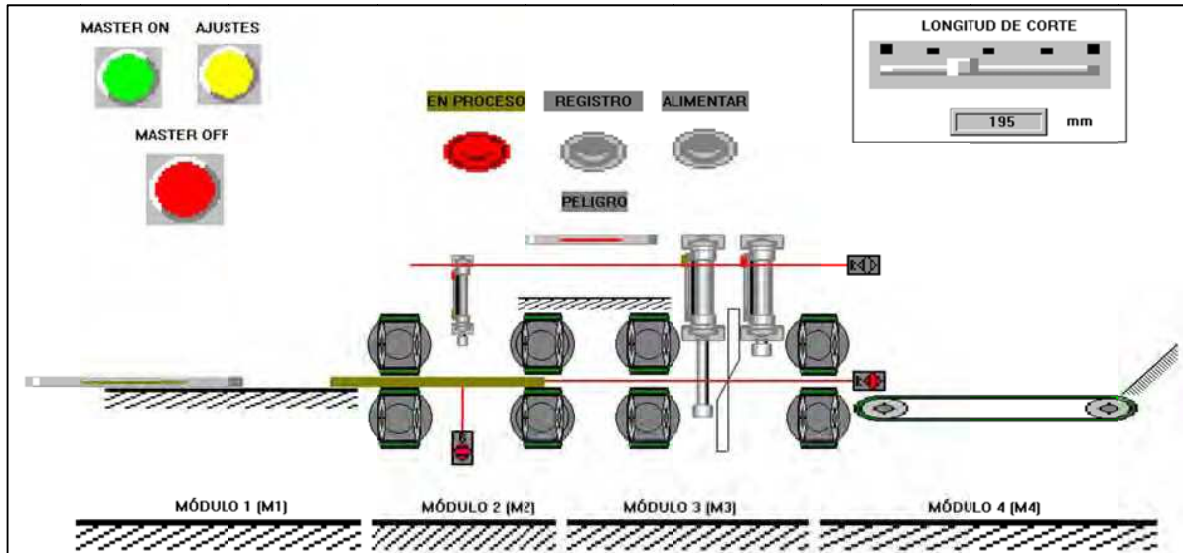
- El encendido de la luz verde, una vez que el tope inicial de carrera ha descendido totalmente.



**Figura 5.18.** Simulación - Encendido de la luz verde al inicio del ciclo de trabajo

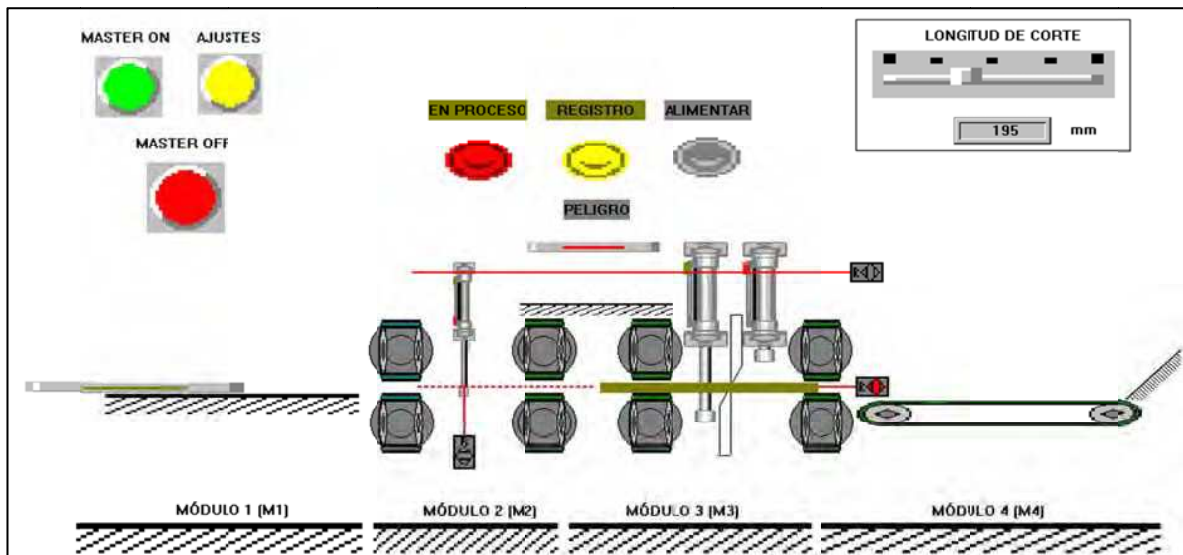


- El encendido de la luz roja, cuando la máquina se encuentra en operación.



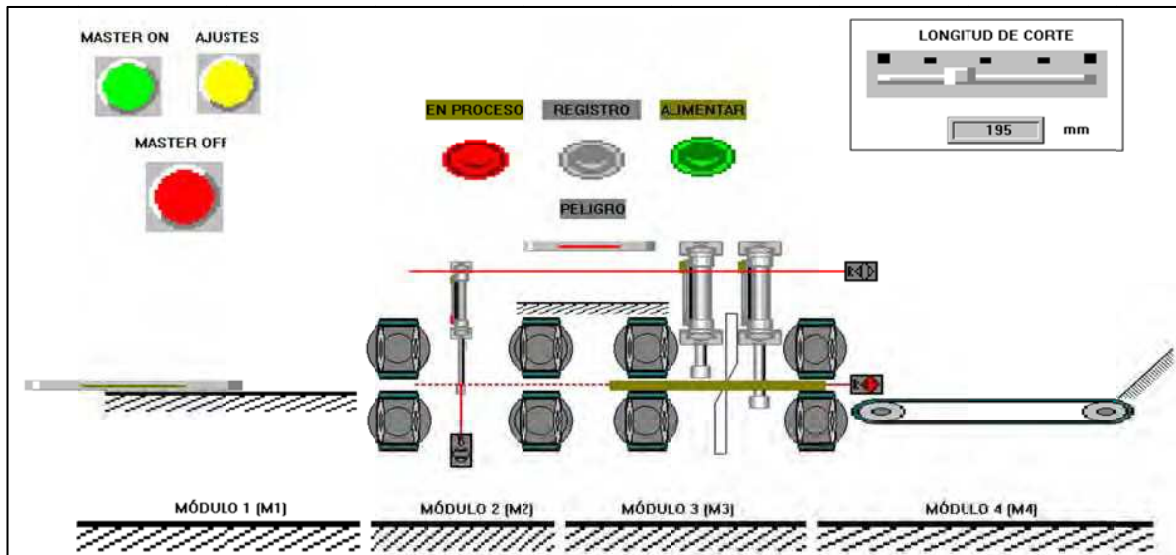
**Figura 5.19.** Simulación - Encendido de la luz roja

- El encendido de la luz roja y la luz amarilla, cuando la máquina se encuentra en operación y la plancha de cartón ha sobrepasado el punto de registro.



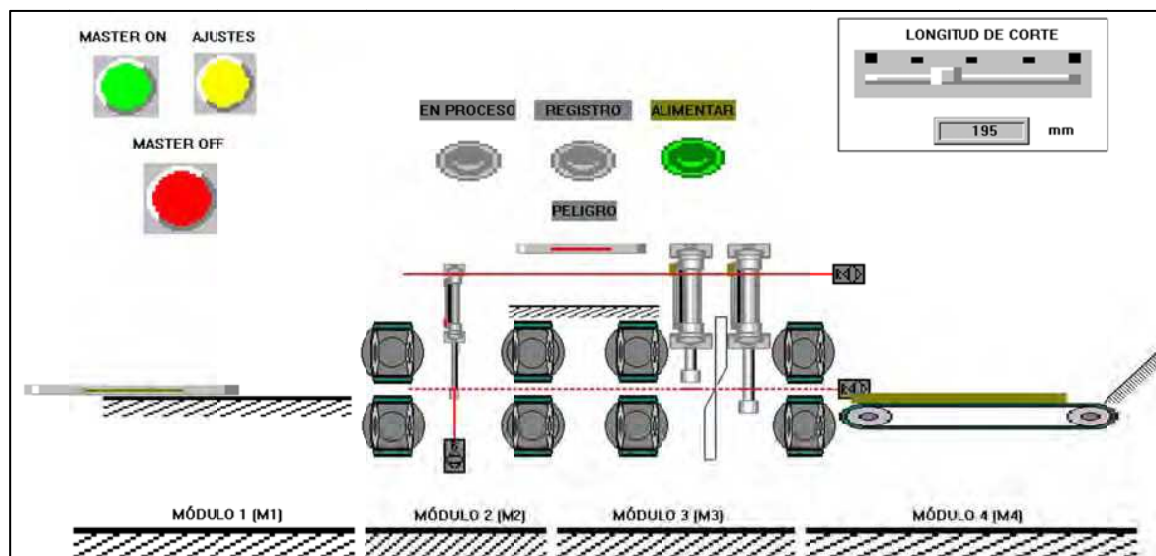
**Figura 5.20.** Simulación - Encendido de la luz roja y la luz amarilla

- El encendido de la luz roja y la luz verde, cuando la máquina se encuentra en operación y es posible alimentar otra plancha de cartón consecutivamente.



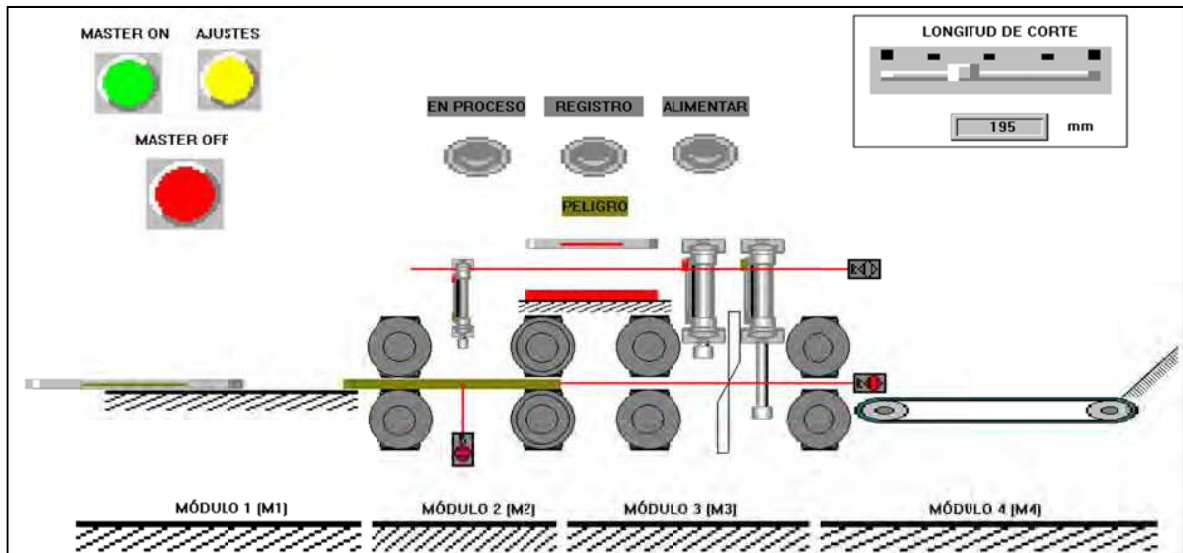
**Figura 5.21.** Simulación - Encendido de la luz roja y la luz verde

- El apagado de la luz roja si no existe alimentación de otra plancha de cartón o si no existe material en proceso.



**Figura 5.22.** Simulación - Apagado de la luz roja por interrupción del ciclo de trabajo

- El encendido de la alarma y el paro total de la máquina, si se sobrepasan las barreras de seguridad.



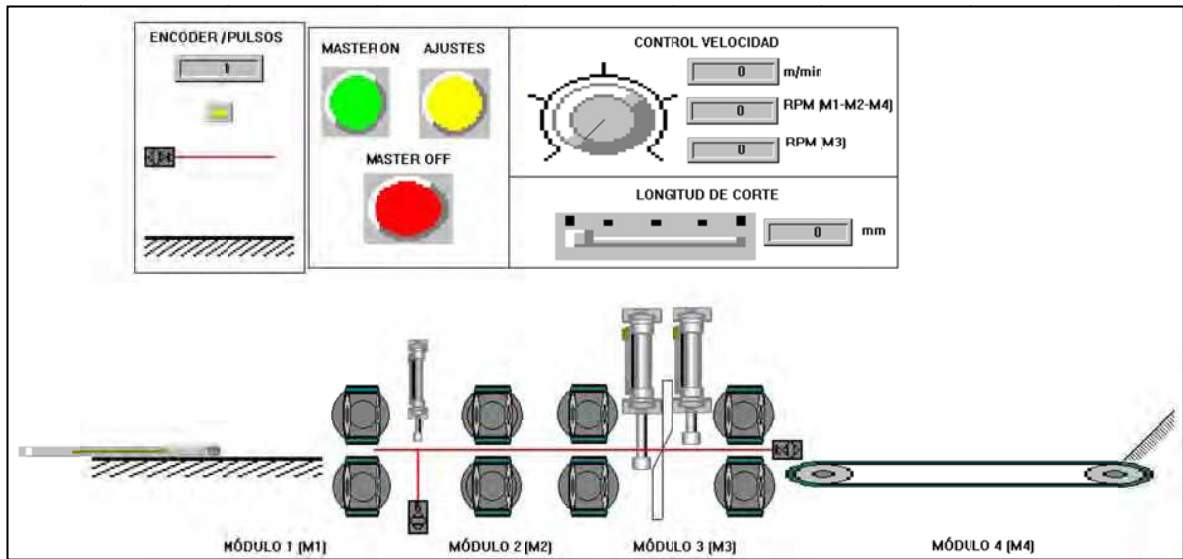
**Figura 5.23.** Simulación - Activación de la alarma y paro total de la máquina

La interpretación de las pantallas capturadas se realiza en la sección de análisis de resultados de la simulación. La grabación de la simulación se presenta como anexo en un archivo de formato video mpg.

### 5.3.3. PANEL DE CONTROL

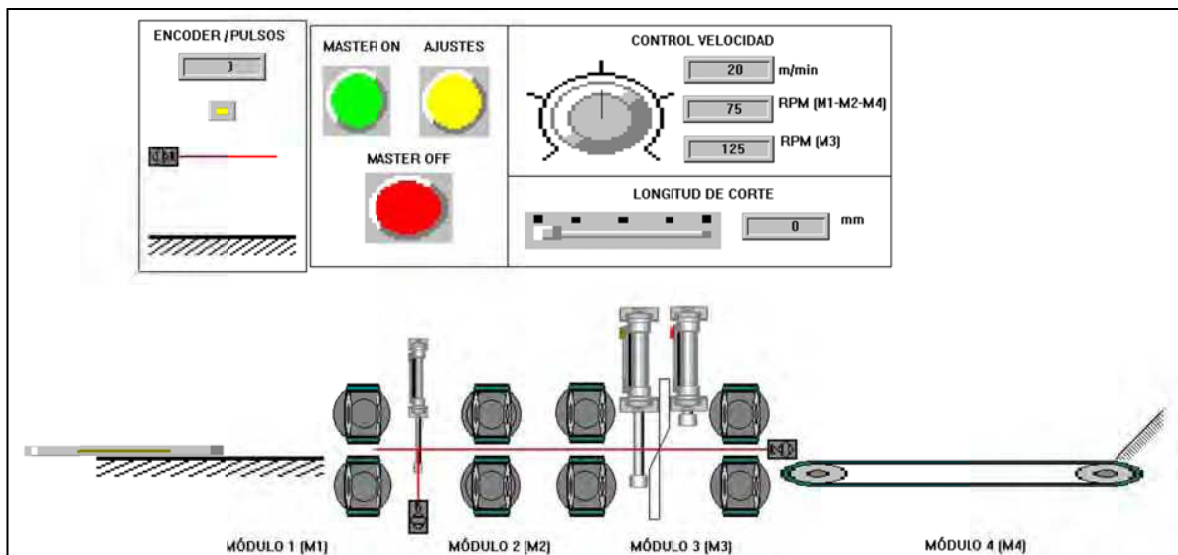
En la representación de la consola de control, se valida el diseño del control automático, a partir del cumplimiento de las siguientes funciones durante el transcurso de la simulación (la descripción de cada función antecede a la representación correspondiente extraída de la simulación):

- El accionamiento de la máquina con el pulsador MASTER ON



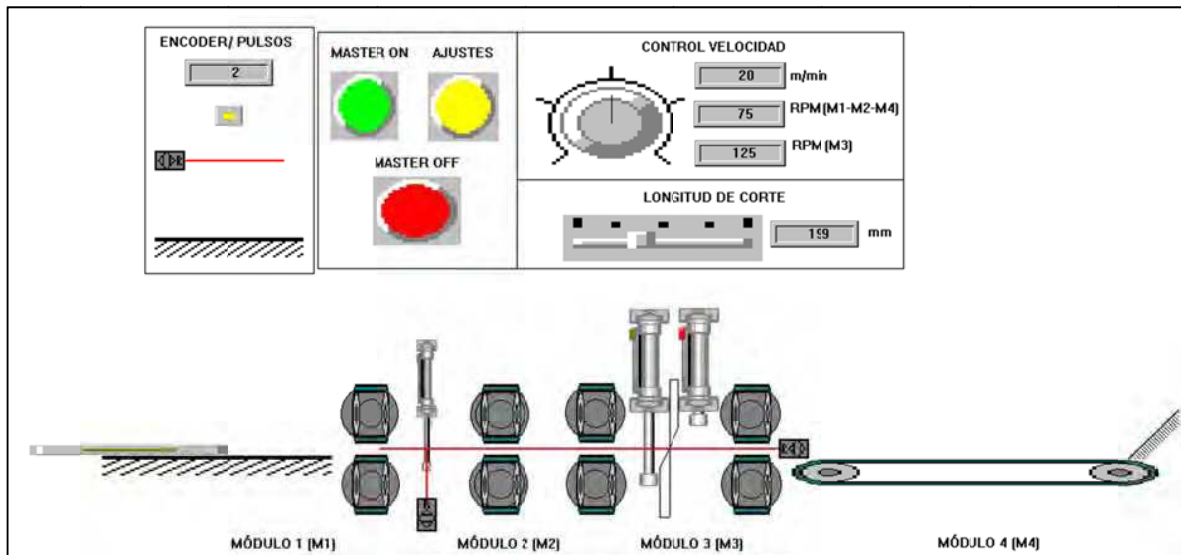
**Figura 5.24.** Simulación - Encendido con el pulsador MASTER ON

- La regulación simultánea de la velocidad de trabajo en todos los módulos de la máquina.



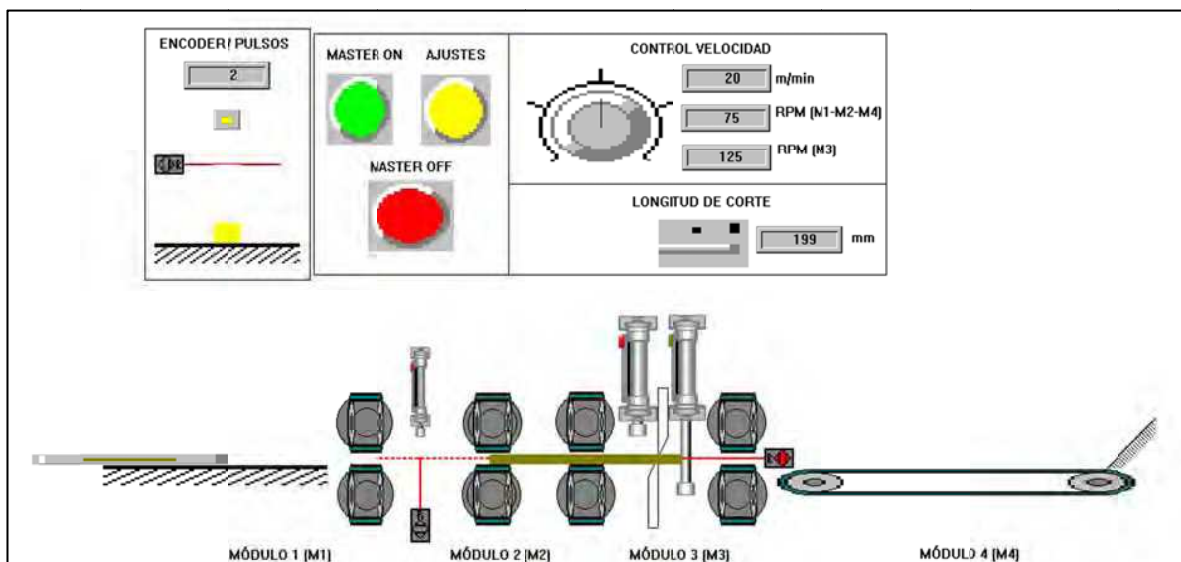
**Figura 5.25.** Simulación - Regulación Simultánea de la velocidad

- La regulación de la longitud de corte.



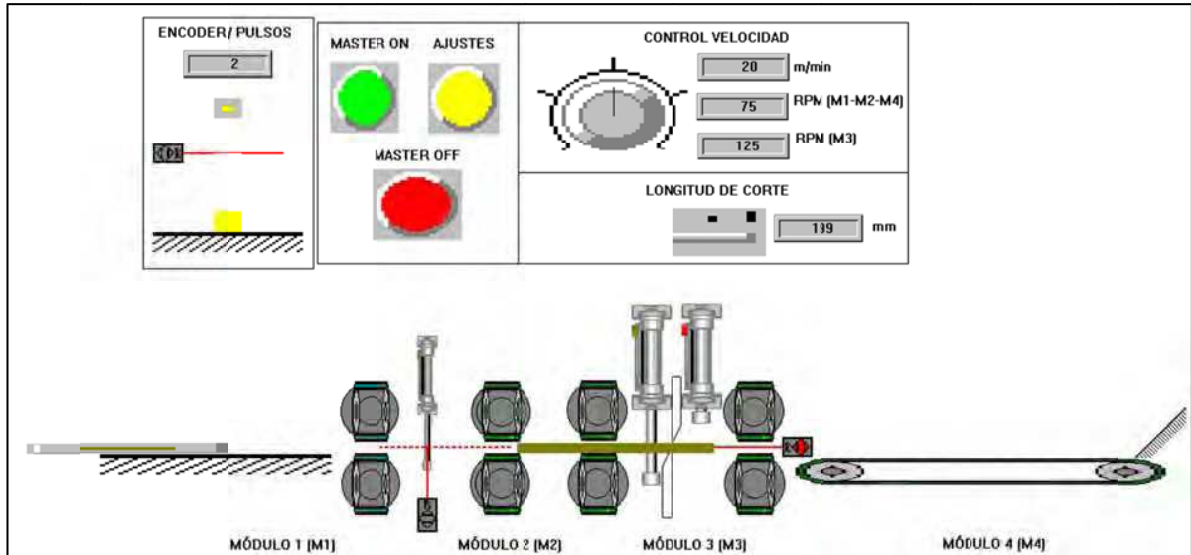
**Figura 5.26.** Simulación - Regulación de la longitud de corte

- El paro total de la máquina con el pulsador MASTER OFF.



**Figura 5.27.** Simulación - Paro total de la máquina con el pulsador MASTER OFF

- El accionamiento de la máquina con el pulsador AJUSTES.



**Figura 5.28.** Simulación - Accionamiento con el pulsador AJUSTES

La interpretación de las pantallas capturadas se realiza en la sección de análisis de resultados de la simulación. La grabación de la simulación se presenta como anexo en un archivo de formato video mpg.

## 5.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

El análisis de resultados de la simulación se realiza en función del cumplimiento de las condiciones críticas especificadas como parte del diseño preliminar del control automático de la máquina.

### 5.4.1. CONTROL PRINCIPAL

- Con el encendido inicial de la máquina, se produce el descenso del tope de inicio de carrera y el posicionamiento de las cuchillas transversales, lo cual se verifica a partir del desplazamiento relativo de los cilindros neumáticos representados en el programa (figura 5.10).

- En la simulación, en correspondencia con la realidad, si no se regula la longitud de corte, se produce un avance continuo sin accionamiento de las cuchillas transversales.
- En la simulación, los servomotores se accionan aun si el regulador marca una velocidad de cero, lo cual no sucedería en un caso real, puesto que la señal eléctrica sería nula.
- El posicionamiento de la plancha de cartón (figura 5.11) es realizado de forma manual, de modo que el extremo inicial de la plancha de cartón se coloca contra el tope de inicio de carrera interrumpiendo el haz luminoso de la barrera réflex y produciéndose el inicio del ciclo de operación de la máquina.
- Las salidas de los variadores de velocidad del programa modifican sus valores en intervalos fijos de 30 RPM, por lo cual los valores presentados al accionarse los servomotores (figura 5.12) no concuerdan con los valores presentados en los displays.
- Se verifica que el accionamiento de las cuchillas transversales (figura 5.13) se produce únicamente cuando se detienen los servomotores, en correspondencia al número de pulsos que cuenta el encoder.
- En la figura 5.14 se constata que una vez que la plancha de cartón sobrepasa el nivel del tope de inicio de carrera (punto de registro), se detiene el servomotor del módulo 1, lo cual permite posicionar sin problema la plancha de cartón que va a ser alimentada a continuación.
- La alimentación consecutiva manteniendo el registro se comprueba a partir de la detención de las planchas de cartón en los mismos puntos relativos a las representaciones del resto de elementos.
- En la figura 5.16, se verifica que la máquina se detuvo completamente luego de no registrar ningún material en proceso, puesto que la representación del último material procesado se encuentra sobre la representación de la banda transportadora.

#### **5.4.2. SEÑALIZACIÓN Y SEGURIDAD**

- Como se muestra en la figura 5.17, la luz amarilla se enciende al iniciar el ciclo de operación y control automático de la máquina, y marca el tiempo necesario para que descienda completamente el tope de inicio de carrera.
- La luz verde se enciende únicamente si el tope de inicio de carrera ha descendido completamente, y como se muestra en la figura 5.18, indica que es factible posicionar la plancha de cartón.
- La luz roja se mantiene encendida siempre que exista material en proceso, y como se verifica a partir de la figura 5.19, indica que ya sea los servomotores o las cuchillas transversales se encuentra en funcionamiento.
- Como muestra la figura 5.20, la luz roja y la luz amarilla están encendidas de forma simultánea en el instante en que la plancha de cartón sobrepasa el punto de registro y desciende nuevamente el tope de inicio de carrera.
- Como muestra la figura 5.21, la luz verde encendida en combinación con la luz roja, indica que es factible posicionar otra plancha de cartón para continuar el ciclo de trabajo de la máquina en funcionamiento.
- En la figura 5.22, se constata que la máquina se detiene completamente si no existe alimentación de planchas de cartón o si no existe material en proceso, puesto que la luz roja está apagada y la representación del último material procesado se encuentra sobre la banda transportadora.
- En la figura 5.23, se verifica el paro total de la máquina cuando se activa la alarma de seguridad, ya que los cilindros neumáticos que representan el accionamiento de las cuchillas transversales están detenidos en una posición intermedia del fin de carrera.

#### **5.4.3. PANEL DE CONTROL**

- A partir de la figura 5.24, se comprueba el accionamiento de la máquina con el pulsador MASTER ON, puesto que se encienden todos los displays de salida.



- Con la figura 5.25, se constata que a partir de la manipulación del elemento que representa el regulador de velocidad se fija simultáneamente la velocidad lineal y la velocidad de giro de todos los módulos.
- Solo para la simulación, con la manipulación del regulador de la longitud de corte (figura 5.26), se produce una salida equivalente del número de pulsos que deberá cuantificar el encoder en correspondencia a la longitud de avance.
- Al presionar el pulsador MASTER OFF (figura 5.27), se produce el paro total de la máquina independientemente de la acción que se esté llevando a cabo.
- Al presionar el pulsador AJUSTES (figura 5.28), es posible continuar con el ciclo de funcionamiento en correspondencia a los parámetros de funcionamiento fijados anteriormente.

## CAPÍTULO 6.

### SIMULACIÓN DEL CIRCUITO NEUMÁTICO

#### 6.1. SOFTWARE SIMULADOR DEL CIRCUITO NEUMÁTICO

El software utilizado para definir la configuración del circuito neumático y simular su funcionamiento en correspondencia al control automático de la máquina diseñada, es el programa informático FluidSIM<sup>®</sup> 3.6 Neumática.

El programa FluidSIM<sup>®</sup> 3.6 Neumática es una herramienta de simulación para la obtención de conocimientos básicos de neumática, que funciona en el entorno Microsoft Windows<sup>®</sup>.

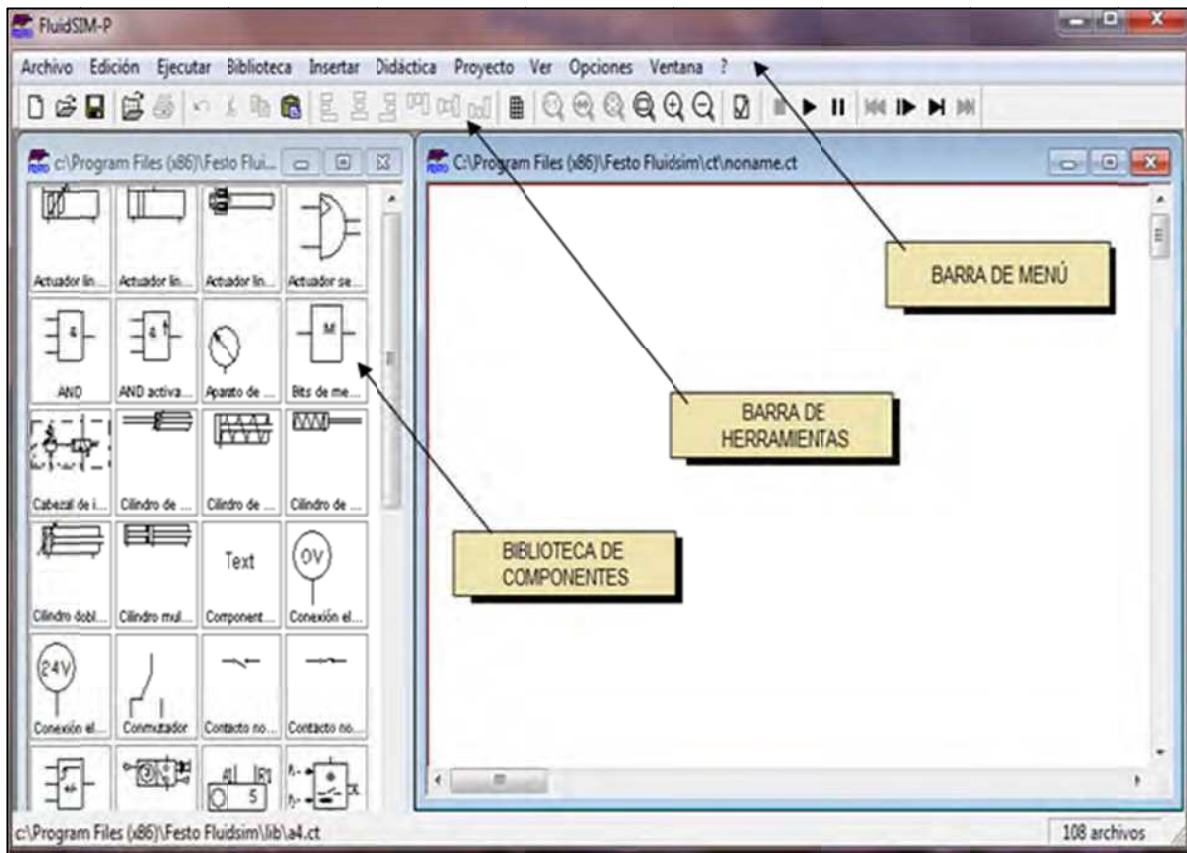
La característica más importante del programa FluidSIM es su estrecha relación con la función y la simulación CAD, que permite crear diagramas de circuitos fluidos acorde a la simbología DIN, y por otra parte, posibilita la ejecución de una simulación plenamente explicativa <sup>[158]</sup>.

El software FluidSIM<sup>®</sup> 3.6 Neumática ofrece una interfaz de usuario cómoda para crear el circuito neumático, la cual está compuesta por los siguientes elementos identificados en la figura 6.1:

- La barra de menú, que da acceso a todas las opciones de configuración y funcionamiento del programa.
- Las barras de herramientas, que contienen botones de método abreviado para los comandos de menú de uso frecuente.
- La biblioteca de componentes FluidSIM, la cual contiene los elementos neumáticos y eléctricos para proceder al bosquejo de nuevos circuitos.

---

<sup>158</sup> FESTO; FluidSIM 3.6 Neumática: Manual del usuario; Festo Didactic; Dekendorf; 2004. Págs. 7, 8.



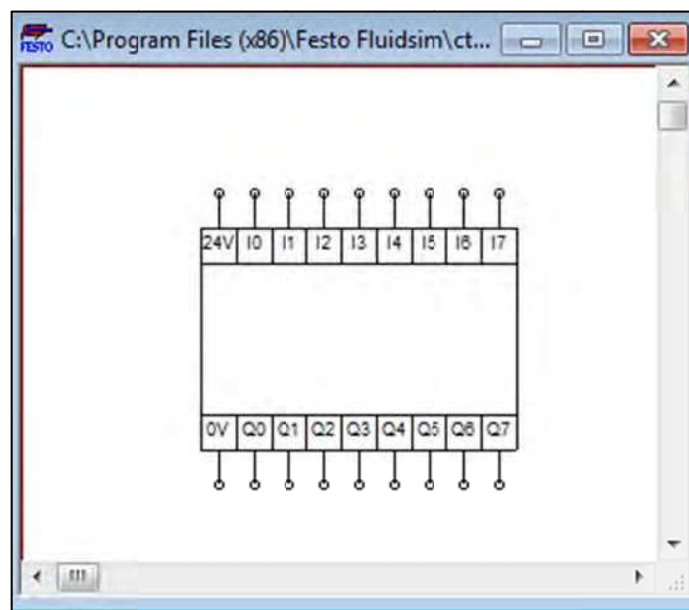
**Figura 6.1.** FluidSIM 3 Neumática - Interfaz de Usuario

Con el programa FluidSIM, al igual que pueden insertarse circuitos netamente neumáticos, también pueden instalarse circuitos electroneumáticos, los cuales permiten la inserción de los denominados módulos digitales.

Los módulos digitales simulan el funcionamiento de la unidad central (CPU) de un controlador lógico programable, para la inclusión compacta de un circuito digital en un circuito electroneumático <sup>[159]</sup>.

<sup>159</sup> FESTO; FluidSIM 3.6 Neumática: Manual del usuario; Festo Didactic; Dekendorf; 2004. Pág. 213.

El módulo digital, como se muestra en la figura 6.2, ofrece 8 entradas y 8 salidas digitales que transfieren sus estados a un circuito de conmutación digital en la parte interna, el mismo que no necesita mucho espacio en el circuito electroneumático para mostrar el módulo digital como un rectángulo con un número total de 18 conexiones.

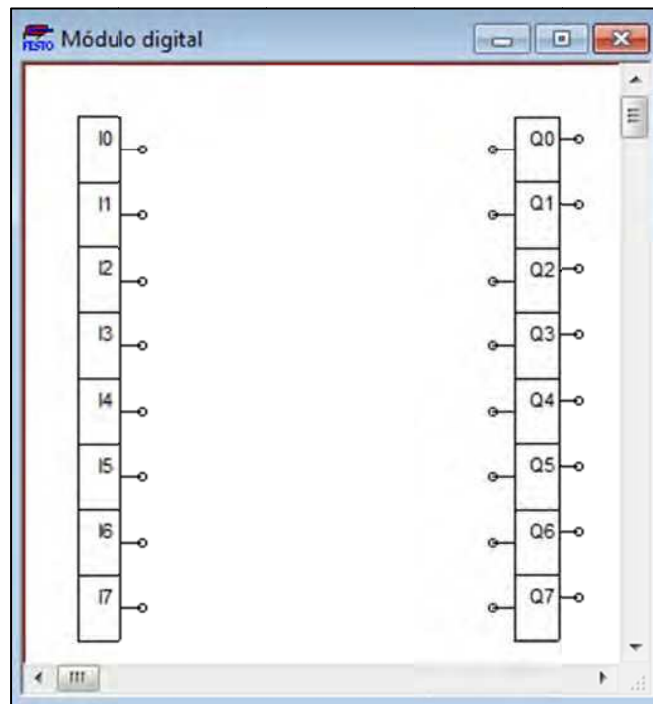


**Figura 6.2.** FluidSIM - Representación del Módulo Digital

Con un doble clic con el botón izquierdo del ratón en el módulo digital, se pasa al circuito digital en la parte interior del módulo. La configuración estándar en la parte interna del módulo digital insertado es una fila de 8 entradas y 8 salidas cada uno.

Dentro del módulo digital sólo pueden insertarse componentes digitales y no es posible insertar módulos digitales adicionales dentro de un módulo, sin embargo, pueden utilizarse varios módulos digitales en un circuito electroneumático <sup>[160]</sup>.

<sup>160</sup> FESTO; FluidSIM 3.6 Neumática: Manual del usuario; Festo Didactic; Dekendorf; 2004. Pág. 213.



**Figura 6.3.** FluidSIM - Configuración estándar en la parte interna del módulo digital.

FUENTE: [ESTUDIO PROPIO]

Para la conexión de las entradas y salidas digitales en la parte interior del módulo digital (Figura 6.3), el programa trabaja con circuitos de puertas lógicas, en forma similar al editor FUP del programa STEP 7-Micro/WIN, por tanto no existen contactos ni bobinas, pero hay operaciones equivalentes que se representan en forma de cuadros.

Al igual que con un lenguaje de programación digital, en la parte interior del módulo digital se manejan dos niveles lógicos que marcan la circulación o no circulación de corriente <sup>[161]</sup>:

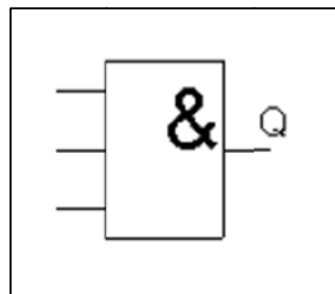
- El nivel lógico Hi, marca la circulación de corriente y es equivalente a poner en 1 (set) las salidas correspondientes.
- El nivel lógico Lo, marca la no circulación de corriente y es equivalente a poner en 0 (reset) las salidas correspondientes.

<sup>161</sup> FESTO; FluidSIM 3.6 Neumática: Manual del usuario; Festo Didactic; Dekendorf; 2004. Pág. 211.

La lógica del programa se deriva de las conexiones entre las operaciones de cuadro. Así pues, la salida de una operación (por ejemplo un cuadro AND) se puede utilizar para habilitar otra operación (por ejemplo un temporizador-retardo a la conexión/desconexión), con objeto de crear la lógica de control necesaria. Estas conexiones permiten solucionar numerosos problemas lógicos.

Las principales operaciones de cuadro, utilizadas en el programa FluidSIM para crear una lógica de control equivalente a la conseguida mediante la programación del PLC utilizando el programa STEP 7-Micro/WIN, son (la descripción de cada bloque antecede a su representación gráfica):

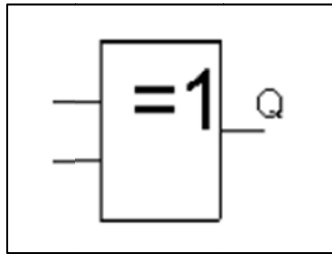
- Bloque AND: La salida Q del bloque AND sólo se pone en Hi (1/set) cuando todas las entradas se hallan en Hi, es decir, si están cerradas y permiten el paso de la corriente. Si un pin de entrada de este módulo no se halla conectado, su estado se pone automáticamente en Hi.



**Figura 6.4.** FluidSIM - Representación del bloque lógico AND.

FUENTE: [FluidSIM 3 Neumática -Manual del Usuario; PDF.]

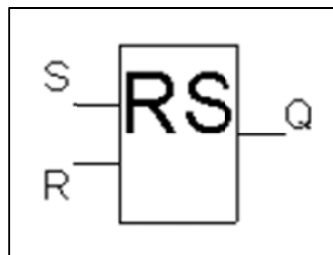
- Bloque XOR (OR exclusiva): La salida Q del bloque XOR se pone un Hi (1/set), si las entradas no son equivalentes. Si un pin de entrada de este bloque no se halla conectado, su estado se pone automáticamente en Lo (0/reset).



**Figura 6. 5.** FluidSIM - Representación del bloque lógico XOR.

FUENTE: [FluidSIM 3 Neumática -Manual del Usuario; PDF.]

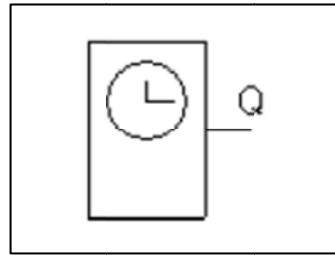
- Bloque de enclavamiento RS (Relé con enclavamiento): La entrada S activa la salida Q, y la entrada R desactiva la salida Q. Un relé con enclavamiento es una simple memoria lógica, el valor de la salida depende de los estados de la entrada y del anterior estado de la salida.



**Figura 6.6.** FluidSIM - Representación del bloque lógico RS.

FUENTE: [FluidSIM 3 Neumática -Manual del Usuario; PDF.]

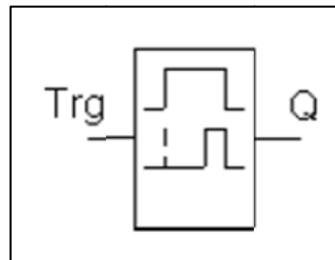
- Bloque Temporizador: Tras alcanzar el tiempo especificado de transición a la conexión, la salida Q del temporizador se pone en Hi (1/set) y tras alcanzar el tiempo de transición a la desconexión se pone en Lo (0/reset). Si se elige la opción repetir todo, se repite cada vez la transición de activación y desactivación de acuerdo con el tiempo de repetición especificado.



**Figura 6.7.** FluidSIM - Representación del bloque lógico Temporizador.

FUENTE: [FluidSIM 3 Neumática -Manual del Usuario; PDF.]

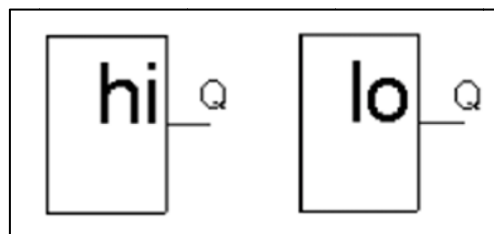
- Bloque Trg (Retardo a la conexión): Cuando el estado de la entrada Trg cambia de Lo (0/reset) a Hi (1/set), empieza el retardo a la conexión. El tiempo se repone cuando el estado de la entrada cambia de nuevo a Lo (0/reset).



**Figura 6.8.** FluidSIM - Representación del bloque lógico Trg

FUENTE: [FluidSIM 3 Neumática -Manual del Usuario; PDF.]

- Bloque de nivel lógico Hi / nivel lógico Lo: Respectivamente en la salida Q se tiene el nivel lógico Hi (1/set) y el nivel lógico Lo (0/reset).



**Figura 6.9.** FluidSIM - Representación del bloque de nivel lógico Hi y Lo.

FUENTE: [FluidSIM 3 Neumática -Manual del Usuario; PDF.]



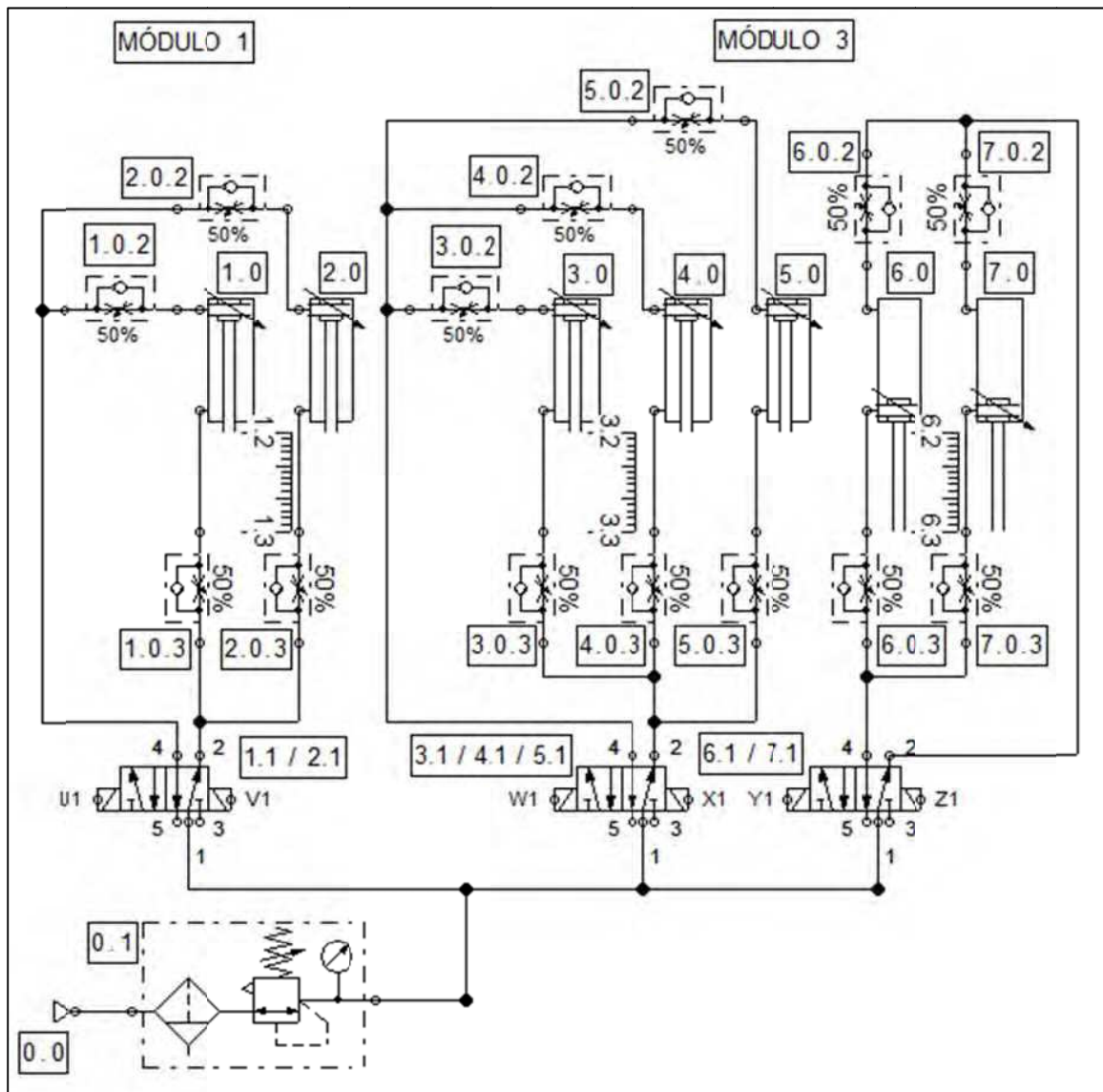
## 6.2. COMPONENTES DEL CIRCUITO NEUMÁTICO

La aplicación del programa FluidSIM tiene como objetivo principal definir la configuración del circuito neumático de la máquina diseñada. Entonces a partir de la creación del circuito neumático se establece por completo la cantidad y tipo de los elementos neumáticos que formarán parte del circuito neumático de la máquina.

Es necesario señalar que la configuración parte del posicionamiento de los cilindros neumáticos que intervienen en los distintos módulos, y la secuencia de funcionamiento obedece a la secuencia de las operaciones de control definida en el capítulo 4 (Sección 4.2.1).

La principal restricción de la versión 3.6 del programa FluidSIM Neumática, está dada por el número de entradas y salidas del módulo digital, y la imposibilidad de adicionar salidas en un mismo módulo y/o conectar dos módulos sin que se superpongan los componentes controlados, por lo cual, para la simulación del circuito neumático es necesario crear dos archivos diferentes en correspondencia a las siguientes representaciones:

- Circuito Neumático Completo: Muestra el circuito neumático, con todos los elementos requeridos. No se utiliza para la simulación (Figura 6.10).
- Ciclo de funcionamiento continuo: Muestra un circuito electroneumático reducido (se elimina una electroválvula) que no permite simular el ciclo de funcionamiento para ajustes (Figura 6.11).
- Ciclo de funcionamiento total: Muestra un circuito electroneumático reducido (se elimina una electroválvula) que permite simular tanto el ciclo de funcionamiento para ajustes, como el ciclo de funcionamiento continuo (Figura 6.12).



**Figura 6.10.** Representación FluidSIM - Circuito Neumático Completo

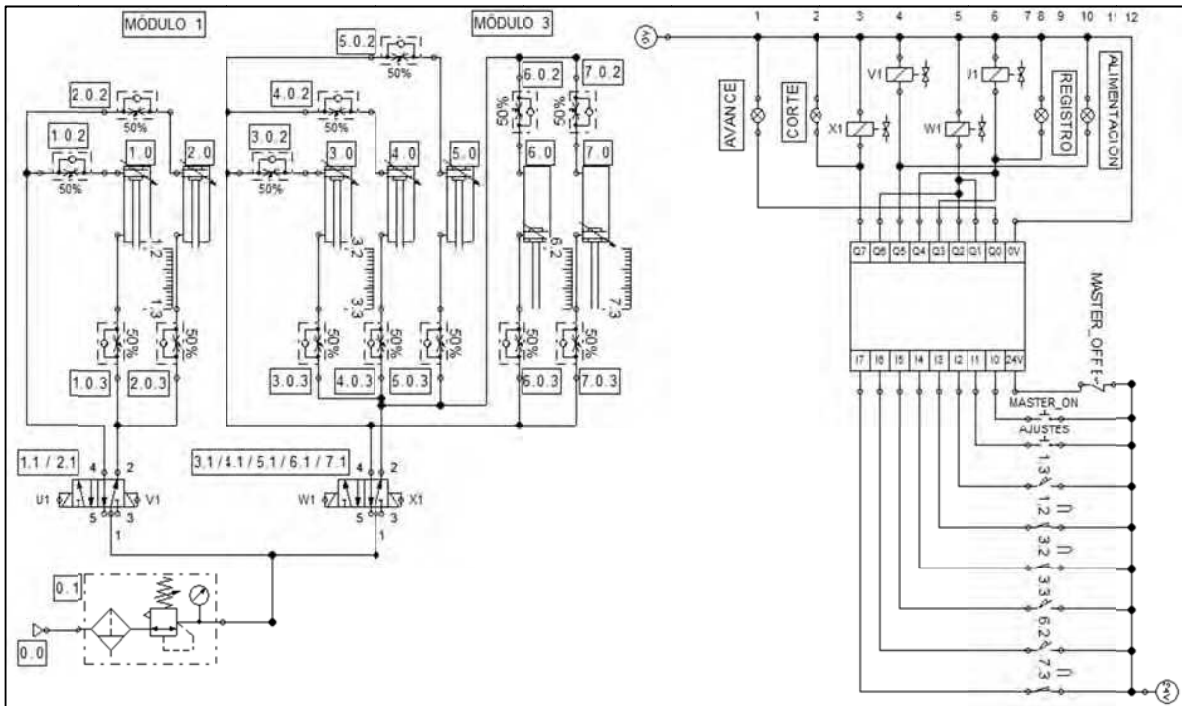


Figura 6.11. Representación FluidSIM - Ciclo de Funcionamiento Continuo

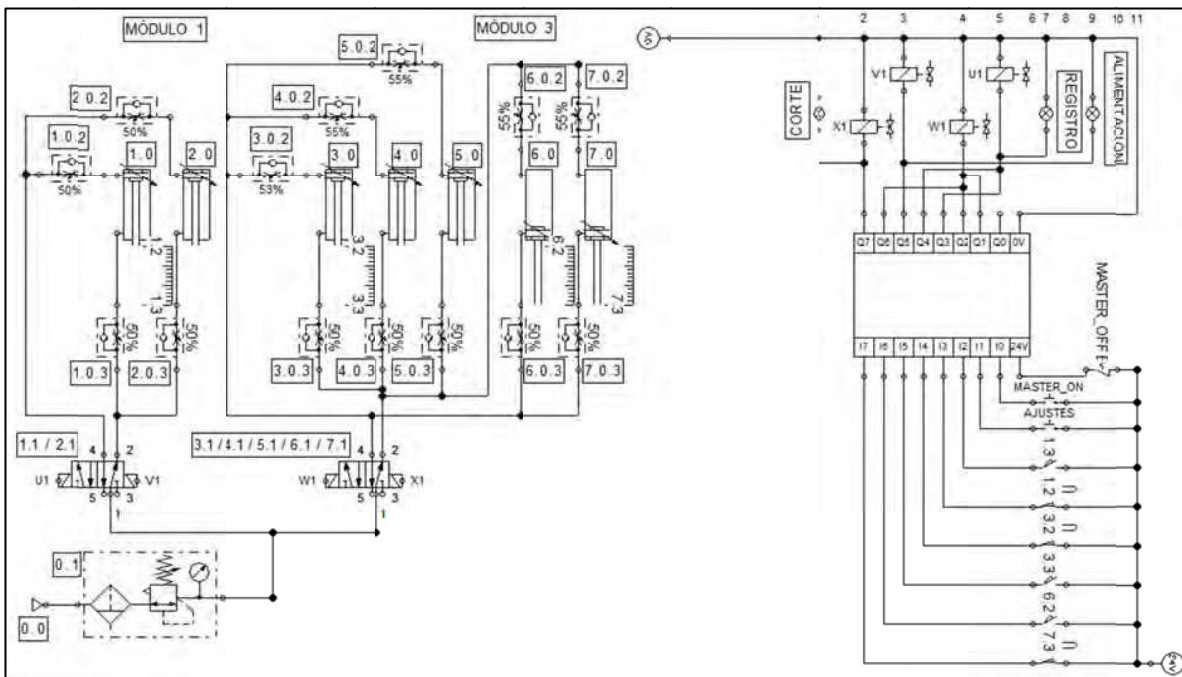


Figura 6.12. Representación FluidSIM - Ciclo de Funcionamiento Total

A partir de la figura 6.10, se identifican los elementos neumáticos que formarán parte del circuito neumático de la máquina diseñada. En la siguiente tabla se especifica el tipo y la cantidad de cada elemento:

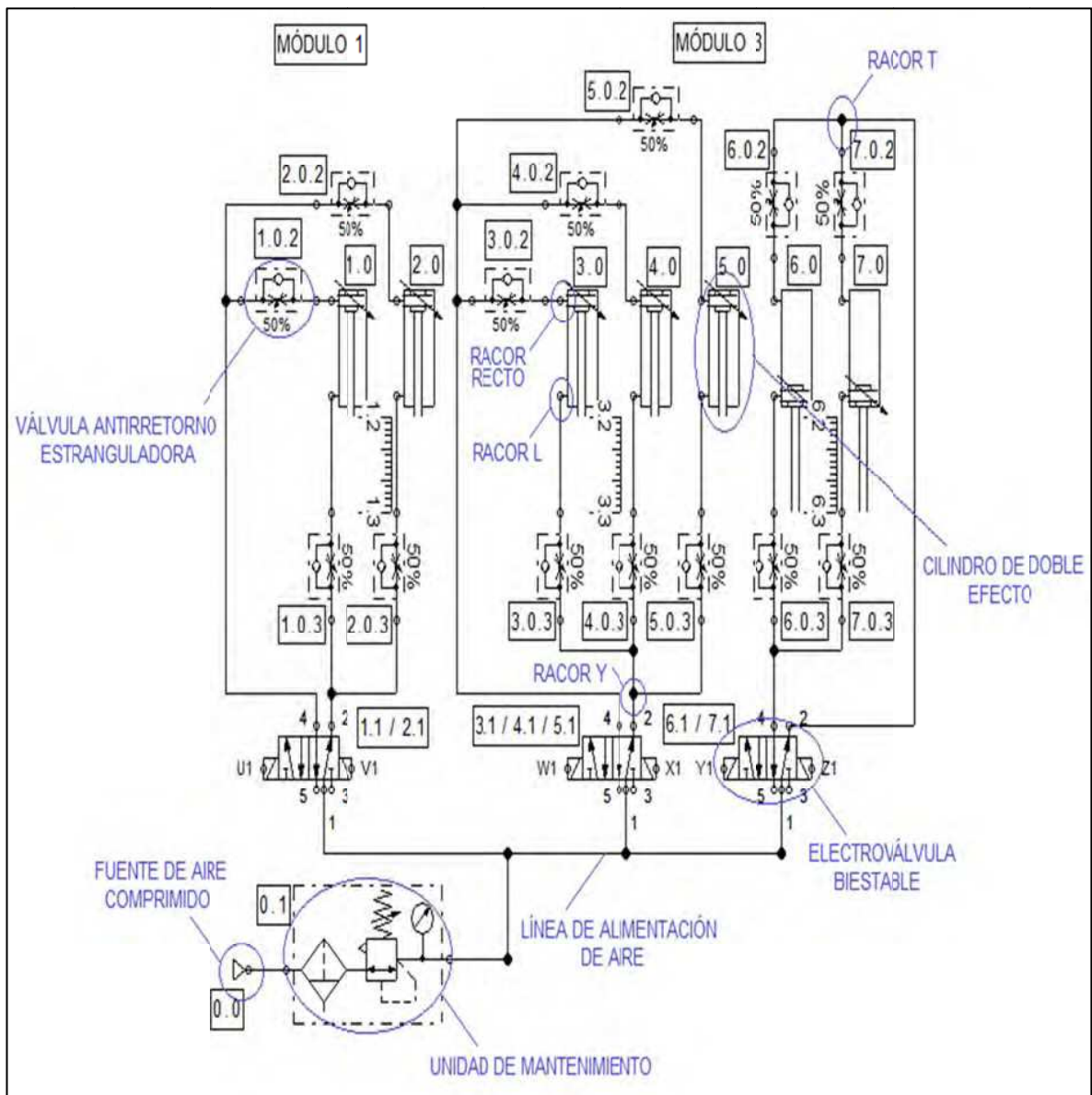
**Tabla 6.1.** Definición de la cantidad y tipo de elementos neumáticos.

MÓDULO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD
1	Cilindro de doble efecto	2
	Válvula antirretorno estranguladora	4
	Racor recto en el cilindro	4
	Racor L en válvula de vías	3
	Racor T en válvula de vías	2
	Tubo de Poliuretano	3 metros
2	Cilindro de doble efecto	5
	Válvula antirretorno estranguladora	10
	Racor L en el cilindro	10
	Racor recto en válvula de vías	3
	Racor T en válvula de vías	5
	Racor Y en válvula de vías	2
	Tubo de Poliuretano	8 metros
1 / 2	Unidad de Mantenimiento	1
1 / 2	Fuente de alimentación	1

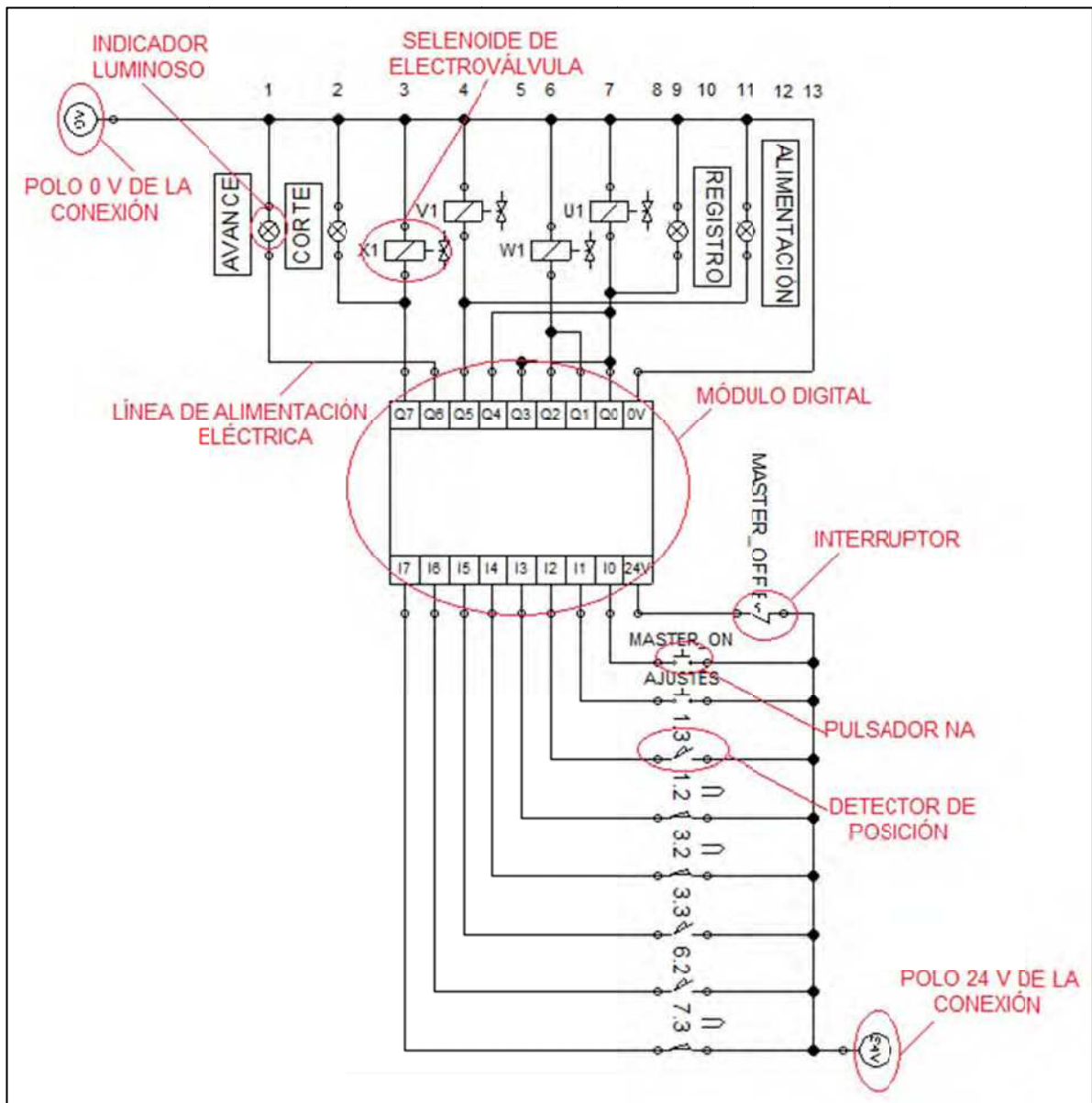
Si bien en el programa FluidSIM no se diferencia entre los diferentes conectores de las líneas de alimentación de aire comprimido, es posible definir el tipo de racores necesarios a partir de la identificación de las derivaciones de las líneas de alimentación.

De igual forma se determina aproximadamente la longitud requerida de la línea de alimentación de aire para cada módulo, en función de las dimensiones generales de la máquina y las posiciones específicas de los puntos de control y fijación de los componentes.

En las siguientes figuras se realiza la identificación de las representaciones de los elementos neumáticos que componen el circuito neumático de la máquina, y los elementos de control automático utilizados para la simulación.



**Figura 6.13.** FluidSIM - Identificación de la representación de Elementos Neumáticos



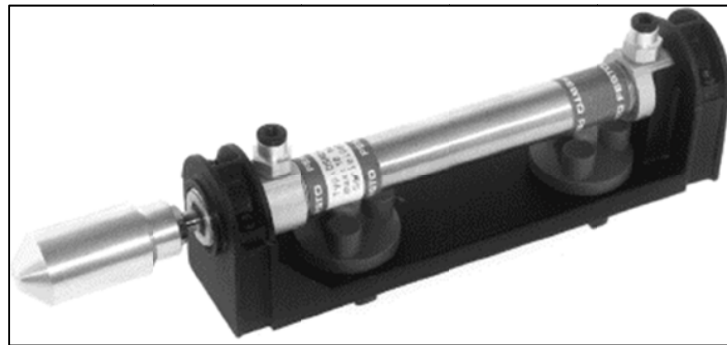
**Figura 6.14.** FluidSIM - Identificación de la representación de Elementos de Control Automático.

De los elementos identificados resulta importante dar la descripción de los componentes neumáticos principales. La descripción de los elementos de control automático se realizó previamente en el Capítulo 4 (Sección 4.1.5). La descripción de cada componente antecede a su representación gráfica.

## 6.2.1. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES NEUMÁTICOS

### 6.2.1.1. Cilindro de doble efecto

Un cilindro de doble efecto es aquel cuyo vástago se acciona por la aplicación alternativa de aire comprimido en la parte anterior y posterior del cilindro. El movimiento en los extremos es amortiguado por medio de estranguladores regulables. El émbolo del cilindro generalmente está provisto de un imán permanente que se utiliza para activar un sensor de proximidad <sup>[162]</sup>.



**Figura 6.15.** Cilindro de doble efecto

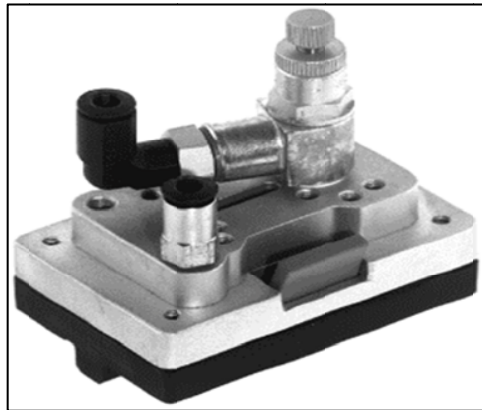
FUENTE: [BIBLIOTECA – Programa FluidSIM]

La selección de los cilindros neumáticos para cada módulo, se realizó en el capítulo 3 (Sección 3.1.6.7 – Tabla 3.E.22) como parte del estudio de diseño de materialización preliminar.

### 6.2.1.2. Válvula antirretorno estranguladora

Una válvula antirretorno estranguladora es una válvula de caudal unidireccional, compuesta por una válvula de estrangulación y una válvula antirretorno. La válvula antirretorno impide el paso de aire en un determinado sentido. El caudal pasa entonces a través de la válvula de estrangulación. La sección de la estrangulación es regulable por medio de un tornillo. En el sentido opuesto, el caudal puede circular libremente a través de la válvula antirretorno <sup>[162]</sup>.

<sup>162</sup> FESTO; FluidSIM 3.6 Neumática: Manual del usuario; Festo Didactic; Dekendorf; 2004. Pág. 190.

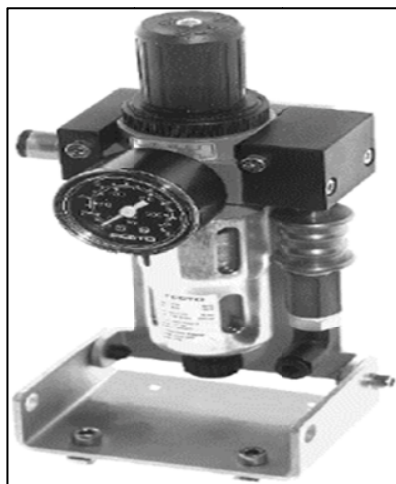


**Figura 6.16.** Válvula antirretorno estranguladora.

FUENTE: [BIBLIOTECA – Programa FluidSIM]

### 6.2.1.3. Unidad de mantenimiento

Una unidad de mantenimiento está formada por la combinación de un filtro de aire comprimido con separación de agua, un regulador de presión y un lubricador. El filtro impide la llegada a los puntos de consumo de partículas y condensados, el regulador de presión mantiene una presión de trabajo constante e independiente del consumo y de la presión de línea, y el lubricador evita deterioros provocados por la fricción y la corrosión <sup>[163]</sup>.



**Figura 6.17.** Unidad de mantenimiento.

FUENTE: [BIBLIOTECA – Programa FluidSIM]

---

<sup>163</sup> FESTO; FluidSIM 3.6 Neumática: Manual del usuario; Festo Didactic; Dekendorf; 2004. Pág. 174.



#### 6.2.1.4. Fuente de alimentación de aire comprimido

La fuente de alimentación de aire comprimido proporciona la fuente de energía neumática necesaria. Generalmente está formada por una válvula reguladora de presión, la cual puede regularse para suministrar la presión de funcionamiento deseada. Como fuente de alimentación de aire comprimido se utilizan compresores que elevan la presión del aire al valor de trabajo deseado.



**Figura 6.18.** Fuente de alimentación de aire comprimido.

FUENTE: [http://www.logismarket.com.ar]

Para la selección del compresor que será utilizado como fuente de alimentación del circuito neumático de la máquina diseñada, es necesario determinar el máximo consumo de aire comprimido bajo un régimen de funcionamiento específico. Para calcular el consumo de aire (Q) se aplica la siguiente fórmula <sup>[164]</sup>:

(Ec. 6.1)

$$Q = \left(\frac{\pi}{4}\right) \times d^2 \times c \times n \times (P + 1) \times 10^{-6} \left[ \frac{Nl}{\text{min}} \right]$$

Siendo: d = Diámetro del émbolo del cilindro, [mm].

c = Carrera del cilindro, [mm].

n = Número de ciclos completos por minuto, [mm].

P = Presión relativa de trabajo, [bar].

N = Número de efectos del cilindro (2 para doble efecto).

<sup>164</sup> MICRO; Cilindros; PDF. Pág. 4.

El número de ciclos completos por minuto, puede definirse como el número de veces que un cilindro realiza un recorrido de avance y retroceso continuo en un minuto. Para definir el número de ciclos completos por minuto se aplica la siguiente fórmula:

(Ec. 6.2)

$$n = \frac{60}{\left(t_1 + \frac{e}{v}\right)} [s]$$

Siendo:  $t_1$  = Tiempo en el que el cilindro realiza el avance y retroceso, [s].

$e$  = Mínima distancia recorrida entre cada ciclo, [mm].

$v$  = Máxima velocidad de recorrido entre cada ciclo, [mm].

Los resultados de los cálculos realizados se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 6.2.** Resultados – Consumo de Aire

MÓDULO	$t_1$ [s]	$v$ [m/s]	$e$ [m]	$d$ [mm]	$c$ [mm]	$n$ [min <sup>-1</sup> ]	$P$ [bar]	$N$ [-]	$Q$ [NI/min]	CANTIDAD CILINDROS	QTOTAL [NI/min]
1	0,5	0,33	2,2	12	25	9	6	2	0,36	2	0,71
3	0,5	0,33	0,075	80	25	83	6	2	145,60	5	727,98
<b>TOTAL</b>											<b><u>728,70</u></b>

De los resultados obtenidos, se concluye que el compresor deberá proveer un caudal de aire comprimido mayor o igual a 720 litros en condiciones normales por minuto.

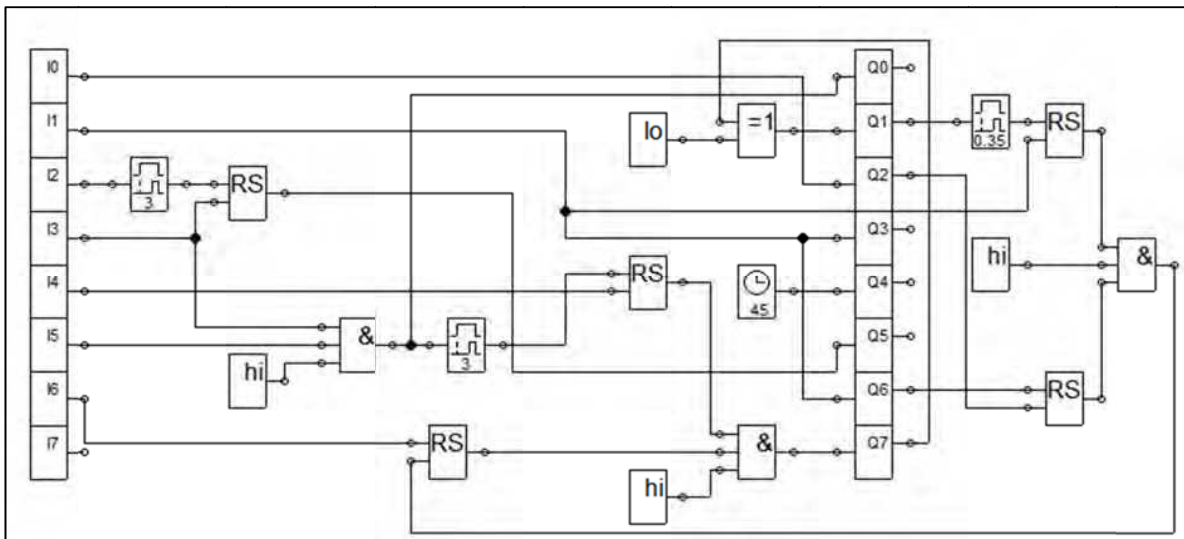
La selección de los elementos neumáticos como son: válvulas estranguladoras, racores y tubos de alimentación se realiza en función de las recomendaciones del fabricante de los cilindros neumáticos y su denominación se especifica en la referencia para el cálculo de costos de instalación del circuito neumático en el Capítulo 8 (Sección 8.1.5).

La selección de la unidad de mantenimiento y la fuente de alimentación se realiza también únicamente como referencia para el cálculo de costos, ya que constituyen elementos con los cuales no necesariamente debe estar implementada la máquina.

### 6.3. PROGRAMACIÓN DEL MÓDULO DIGITAL

Una vez que se ha configurado definitivamente el circuito electroneumático, se da paso a la programación del módulo digital para obtener la lógica de control. La programación del módulo digital se realiza a partir de la aplicación de los bloques lógicos especificados en la sección 6.1.

En la figura 6.19 se presenta la programación para la representación del ciclo de funcionamiento total, con la cual es factible simular tanto el ciclo de funcionamiento para ajustes, como el ciclo de funcionamiento continuo.



**Figura 6.19.** FluidSIM - Programación en el interior del módulo digital

#### 6.3.1. INTERPRETACIÓN DE LA PROGRAMACIÓN

La interpretación de la programación del módulo digital hace referencia a los siguientes pasos:

- **Paso 1:** La entrada I1 correspondiente al pulsador AJUSTES (NA), activa las salidas Q3 y Q6, que accionan respectivamente los solenoides de las electroválvulas de los cilindros neumáticos del módulo 1 y 3.

- **Paso 2:** La entrada I2 correspondiente al detector de posición de fin de carrera de los cilindros del módulo 1, con un retraso a la conexión de 3 segundos, pone en hi (1/set) la salida Q5 que acciona el solenoide de retroceso de la electroválvula de los cilindros del módulo 1.
- **Paso 3:** La entrada I3 correspondiente al detector de posición de inicio de carrera de los cilindros del módulo 1, con un retraso a la conexión de 3 segundos, pone en lo (0/reset) la salida Q5 que acciona el solenoide de retroceso de la electroválvula de los cilindros del módulo 1.
- **Paso 4:** La entrada I5 correspondiente al detector de posición de fin de carrera de los cilindros del módulo 3, pone en hi (1/set), con un retraso de 3 segundos, la salida Q7 que acciona el solenoide de retroceso de la electroválvula de los cilindros del módulo 3. Esto se cumple solo si las entradas I3 e I6 están cerradas.
- **Paso 5:** La salida Q7 en estado hi (1/set) activa la salida Q1 que acciona el solenoide de avance de la electroválvula de los cilindros del módulo 6.
- **Paso 6:** Si las salidas Q1 y Q6 han sido activadas, se pone en lo (0/reset) la salida Q7 y no se prosigue con el ciclo de funcionamiento continuo.
- **Paso 7:** La entrada I2 correspondiente al pulsador MASTER ON (NA), pone en hi (1/set) la salida Q2, que acciona el solenoide de la electroválvula que acciona los cilindros neumáticos del módulo 3.
- **Paso 8:** La salida Q2 en estado hi (1/set), pone en lo (0/reset) la señal producida por la activación de la salida Q6, lo cual permite fijar el ciclo continuo de funcionamiento, al no desactivarse la señal de la entrada I6.
- **Paso 9:** Luego de 45 segundos de haber iniciado la simulación, la salida Q4 pone en hi (1/set) el solenoide de avance de la electroválvula que acciona los cilindros neumáticos del módulo 1.
- **Paso 10:** La salida Q0, a partir de la señal de retraso de conexión de la salida Q7, enciende el indicador luminoso rojo.

De ninguna forma la programación desarrollada en el programa FluidSIM, puede sustituir a la programación del PLC con el programa STEP 7-Micro/WIN. La programación para el circuito neumático es netamente didáctica.

## 6.4. PROCEDIMIENTO PREVIO A LA SIMULACIÓN

Luego de llevar a cabo la programación del módulo digital, se desarrolla el procedimiento previo a la simulación. Los pasos a seguir son los siguientes:

- **Primero:** En la interfaz principal de usuario se comprueba el diseño tanto del circuito neumático como de las conexiones relativas al módulo digital, para lo cual se presiona el icono correspondiente de la barra de herramientas. Como se aprecia en la figura 6.20, de forma inmediata se presentan mensajes de advertencia que señalan la existencia de conexiones abiertas o entrecruzadas, las cuales no afectan el desempeño del circuito neumático y permiten proseguir con la simulación.

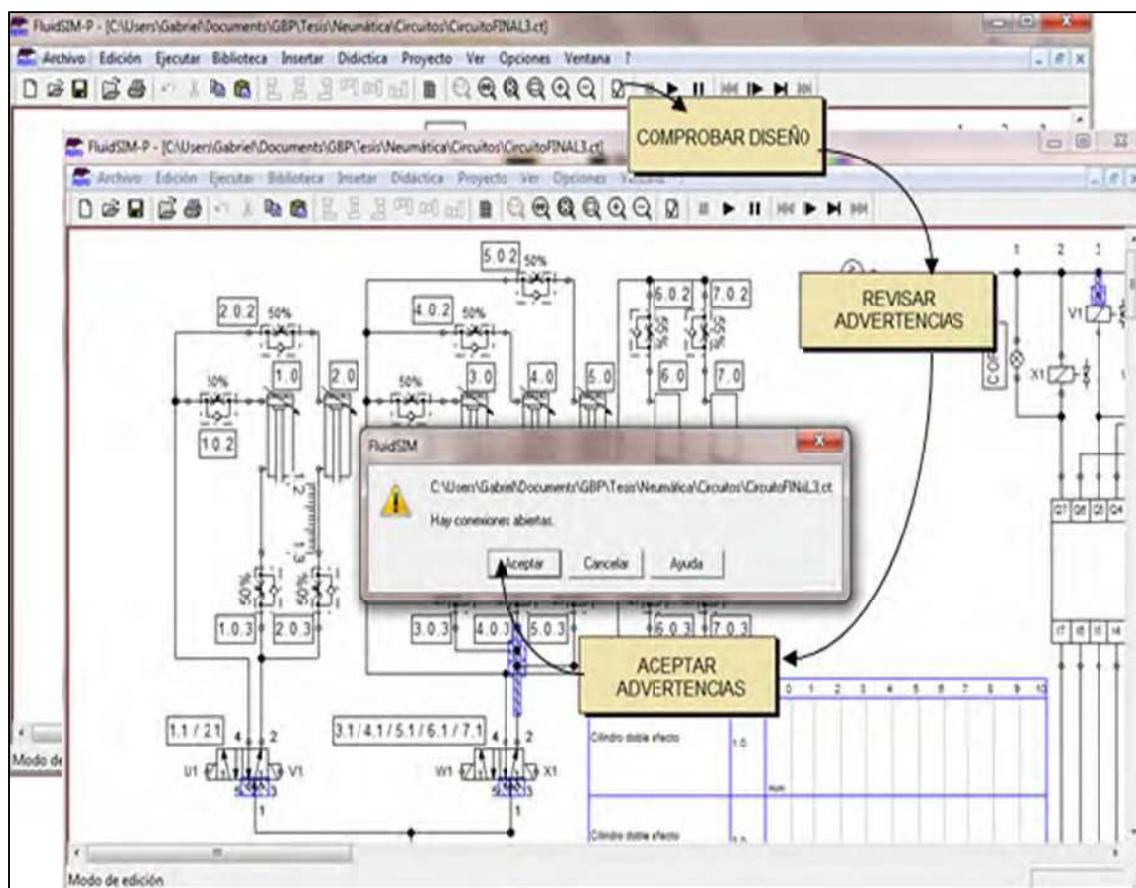
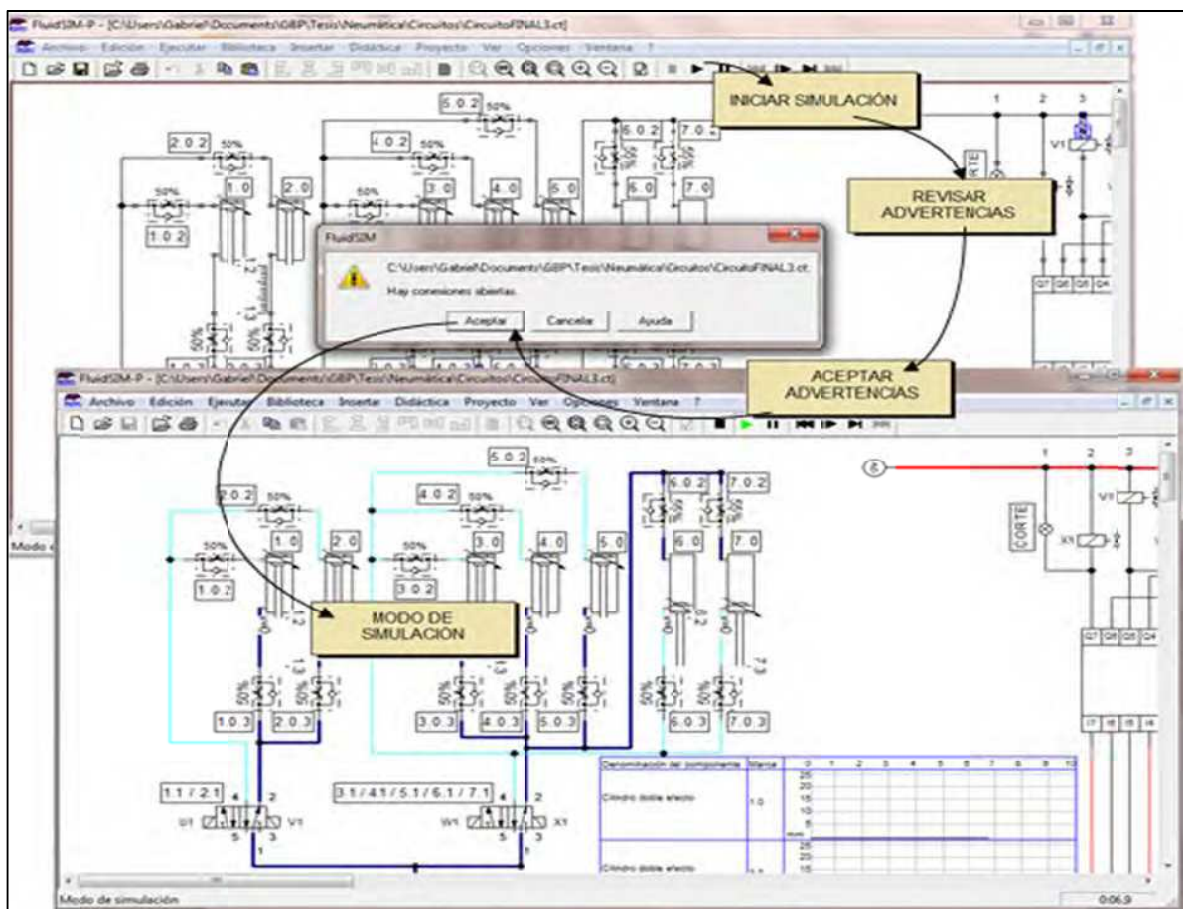


Figura 6.20. Procedimiento previo a la simulación - Primer paso

- **Segundo:** En correspondencia a lo descrito en la figura 6.21, la simulación se inicia al dar clic en el icono correspondiente de la barra de herramientas. Posteriormente se constata que las líneas de alimentación de aire comprimido y las líneas eléctricas se marcan con color azul y rojo respectivamente (modo de simulación).



**Figura 6.21.** Procedimiento previo a la simulación - Segundo paso

Para constatar que la simulación se ajusta a la lógica de control conseguida mediante la programación del PLC utilizando el programa STEP 7-Micro/WIN, se utiliza el diagrama de estado (Figura 6.22) que provee el programa FluidSIM para representar gráficamente el estado de los componentes (avance o retroceso de los cilindros) en función del tiempo transcurrido.

Denominación del componente	Marca	0	5	10	15	20	25
Cilindro doble efecto	1.0 mm						
Cilindro doble efecto	3.0 mm						
Cilindro doble efecto	6.0 mm						

**Figura 6.22.** FluidSIM - Diagrama de Estado

Para dar paso a la simulación en curso, en la tabla 6.3 se identifican los componentes gráficos y las marcas respectivas en correspondencia a los elementos de la máquina.

**Tabla 6.3.** Identificación y asociación de elementos en la simulación

MÓDULO	MARCA EN SIMULACIÓN	COMPONENTE	ASOCIACIÓN CON ELEMENTOS DE MÁQUINA
1	1.0	Cilindro de doble efecto	Tope de inicio de carrera
	2.0	Cilindro de doble efecto	
3	3.0	Cilindro de doble efecto	Cuchilla Transversal Inferior
	4.0	Cilindro de doble efecto	
	5.0	Cilindro de doble efecto	
	6.0	Cilindro de doble efecto	Cuchilla Transversal Superior
7.0	Cilindro de doble efecto		

Adicionalmente, para asociar los componentes con las marcas, el programa FluidSIM cuenta con un componente de listado de piezas, el cual se presenta en la siguiente figura.

Marca	Denominación del componente
1.1 / 2.1	Válvula de 5/n vías
1.0	Cilindro doble efecto
5.0	Cilindro doble efecto
4.0	Cilindro doble efecto
3.0	Cilindro doble efecto
0.0	Fuente de aire comprimido
0.1	Unidad de mantenimiento
3.0.2	Válvula antirretorno estranguladora
4.0.3	Válvula antirretorno estranguladora
5.0.3	Válvula antirretorno estranguladora
3.0.3	Válvula antirretorno estranguladora
2.0.3	Válvula antirretorno estranguladora
1.0.3	Válvula antirretorno estranguladora
3.1 / 4.1 / 5.1	Válvula de 5/n vías
PLC	Módulo digital
2.0.2	Válvula antirretorno estranguladora
1.0.2	Válvula antirretorno estranguladora
2.0	Cilindro doble efecto
6.1 / 7.1	Válvula de 5/n vías
6.0	Cilindro doble efecto
7.0.3	Válvula antirretorno estranguladora
6.0.3	Válvula antirretorno estranguladora
6.0	Válvula antirretorno estranguladora
6.0.2	Válvula antirretorno estranguladora
7.0	Cilindro doble efecto
T24V	Conexión eléctrica 24 V (Ladder)
ON	Pulsador (normalmente abierto, Ladder)
OFF	Pulsador (normalmente cerrado, Ladder)
T0V	Conexión eléctrica 0 V (Ladder)
U1	Solenoides de válvula
Y1	Solenoides de válvula
W1	Solenoides de válvula
V1	Solenoides de válvula
Z1	Solenoides de válvula
X1	Solenoides de válvula
1.3	Obturador
1.2	Obturador
6.3	Obturador
3.2	Obturador
5.0.2	Válvula antirretorno estranguladora
4.0.2	Válvula antirretorno estranguladora

**Figura 6.23.** FluidSIM - Listado de elementos / Circuito Neumático Completo.



## 6.5. SIMULACIÓN EN CURSO

Para la simulación en curso, como se mencionó previamente, se utilizan dos representaciones distintas con el objetivo de apreciar el ciclo de funcionamiento total. Durante la simulación en curso, para cada representación se capturan las pantallas principales de los ciclos de funcionamiento del circuito neumático de la máquina.

### 6.5.1. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO CONTINUO

En la representación del ciclo de funcionamiento continuo del circuito neumático, se valida la lógica de control, a partir del cumplimiento de las siguientes funciones durante el transcurso de la simulación (la descripción de cada función antecede a la representación correspondiente extraída de la simulación):

- El registro antes del posicionamiento de los cilindros neumáticos, al encenderse el indicador luminoso amarillo luego de presionar el pulsador MASTER ON.

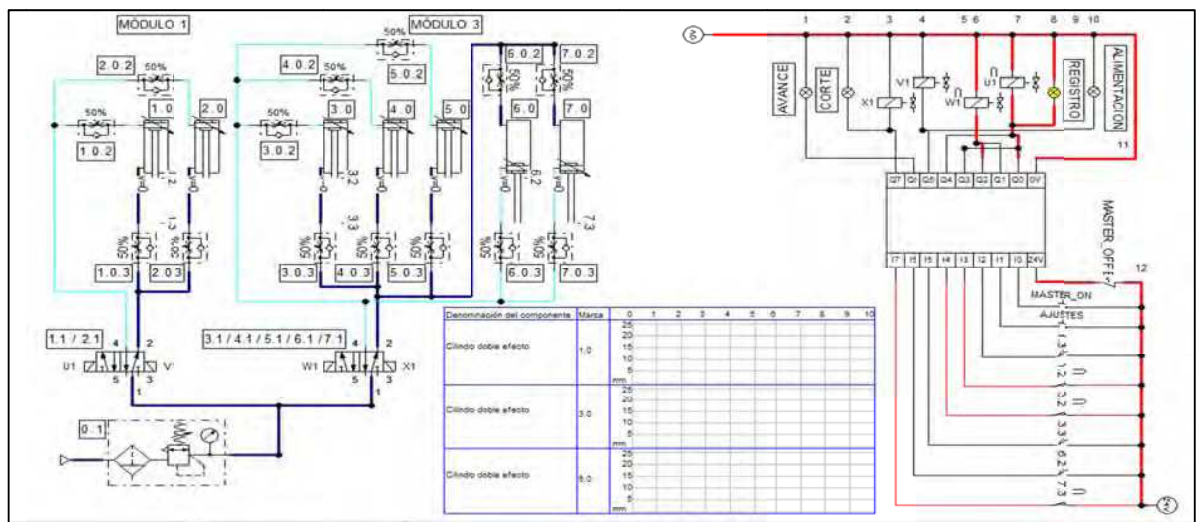
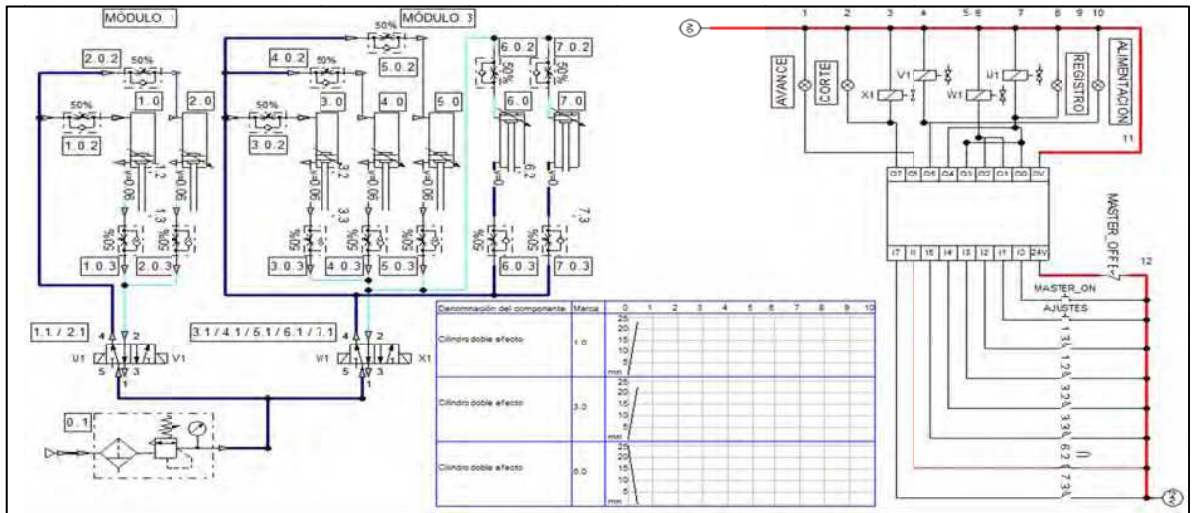


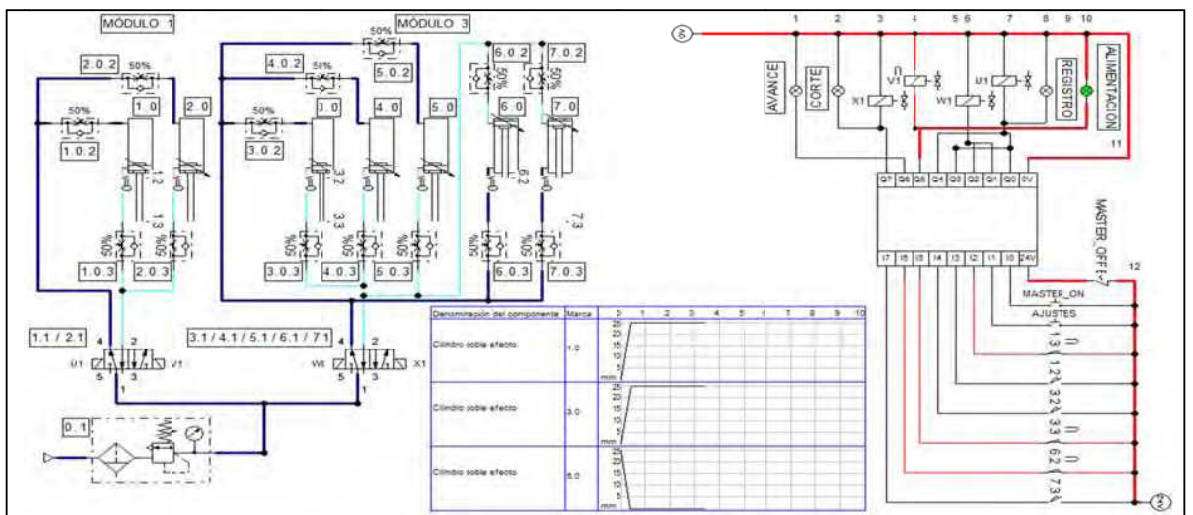
Figura 6.24. Simulación-Ciclo continuo / Registro

- El posicionamiento de los actuadores neumáticos que accionan el tope vertical en el módulo 1 (descenso), y los actuadores neumáticos que accionan las cuchillas transversales (ascenso y descenso) en el módulo 3.



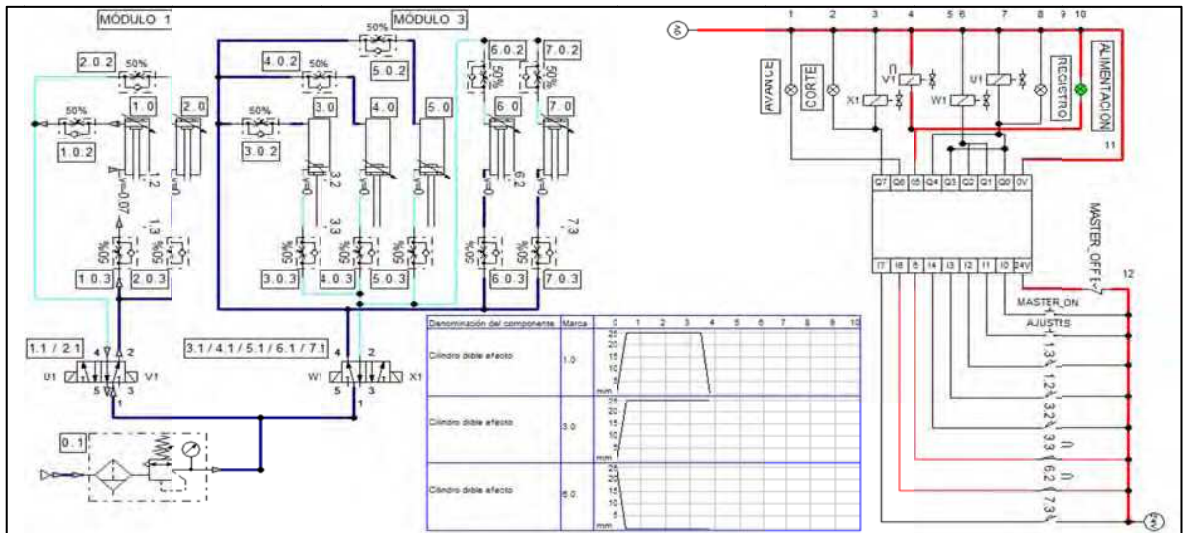
**Figura 6.25.** Simulación-Ciclo continuo / Posicionamiento actuadores

- El posicionamiento de la plancha de cartón para la alimentación, representado por el indicador luminoso verde encendido.



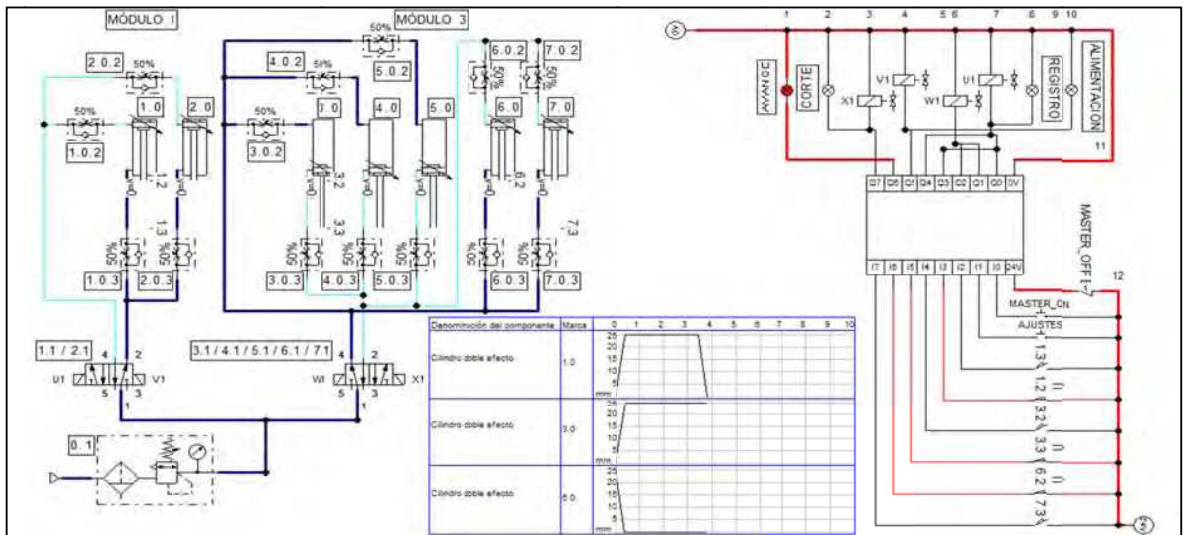
**Figura 6.26.** Simulación-Ciclo continuo / Posicionamiento de la plancha de cartón

- El ascenso de los actuadores neumáticos que accionan el tope inicial de carrera en el módulo 1.



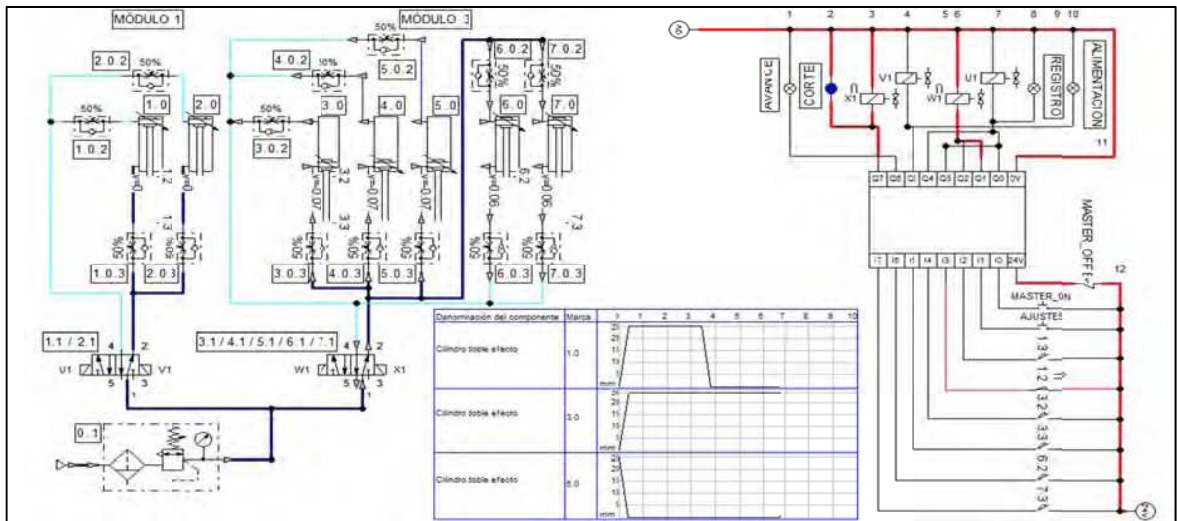
**Figura 6.27.** Simulación-Ciclo continuo / Ascenso del tope inicial de carrera

- El avance de la plancha de cartón, representado por el indicador luminoso rojo encendido.



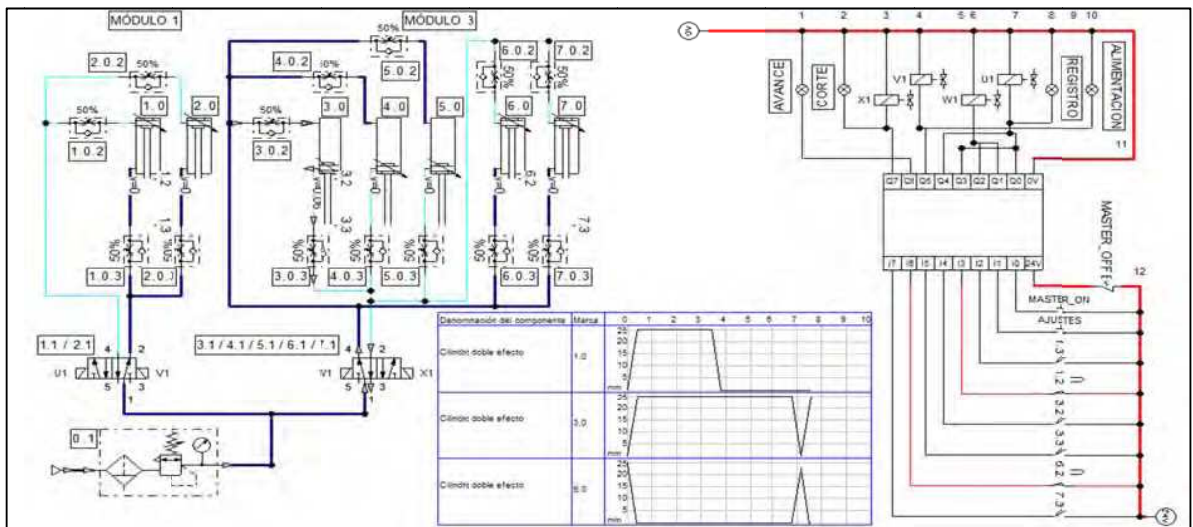
**Figura 6.28.** Simulación-Ciclo continuo / Avance de la plancha de cartón.

- La culminación del transcurso de avance al apagarse el indicador luminoso rojo y encenderse el indicador luminoso azul que indica el inicio del corte transversal.



**Figura 6.29.** Simulación-Ciclo continuo / Parada e inicio de corte transversal.

- El accionamiento de las cuchillas transversales del módulo 3, representado por el ascenso y descenso de los actuadores neumáticos correspondientes.



**Figura 6.30.** Simulación-Ciclo continuo / Parada e inicio de corte transversal.

- El reinicio del avance, representado al encenderse nuevamente el indicador luminoso rojo.

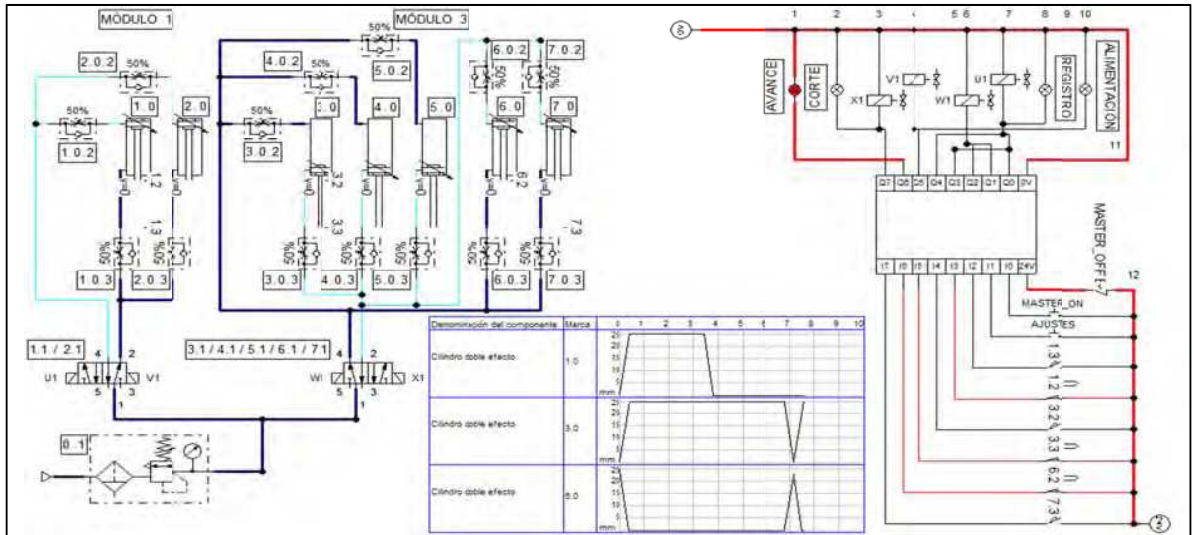


Figura 6.31. Simulación-Ciclo continuo / Reinicio del avance

- El segundo corte transversal, al accionarse nuevamente los cilindros neumáticos del módulo 3.

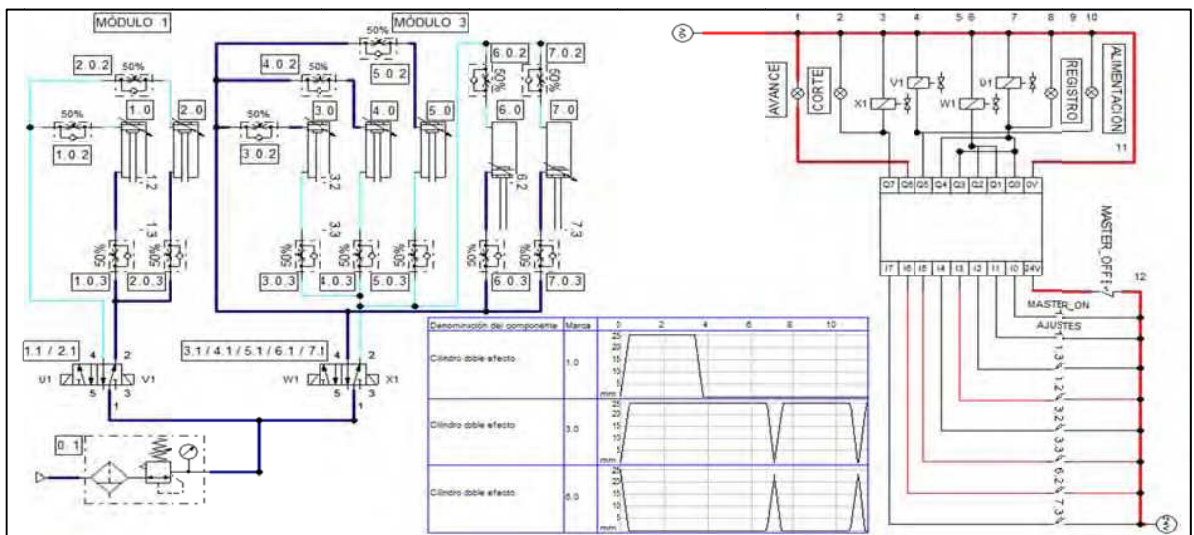


Figura 6.32. Simulación-Ciclo continuo / Segundo corte transversal

- El reinicio total del ciclo continuo, luego de varios cortes transversales, suponiendo que se ha alimentado una segunda plancha de cartón.

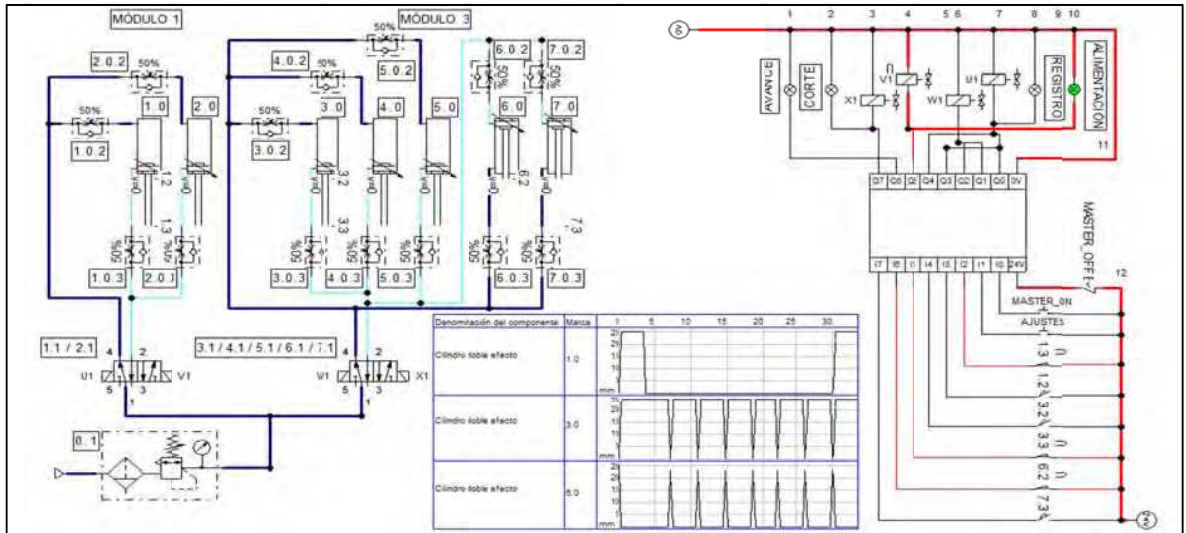


Figura 6.33. Simulación-Ciclo continuo / Reinicio total del ciclo continuo.

El diagrama de pasos resultante, luego de varios ciclos continuos de funcionamiento, es el siguiente:

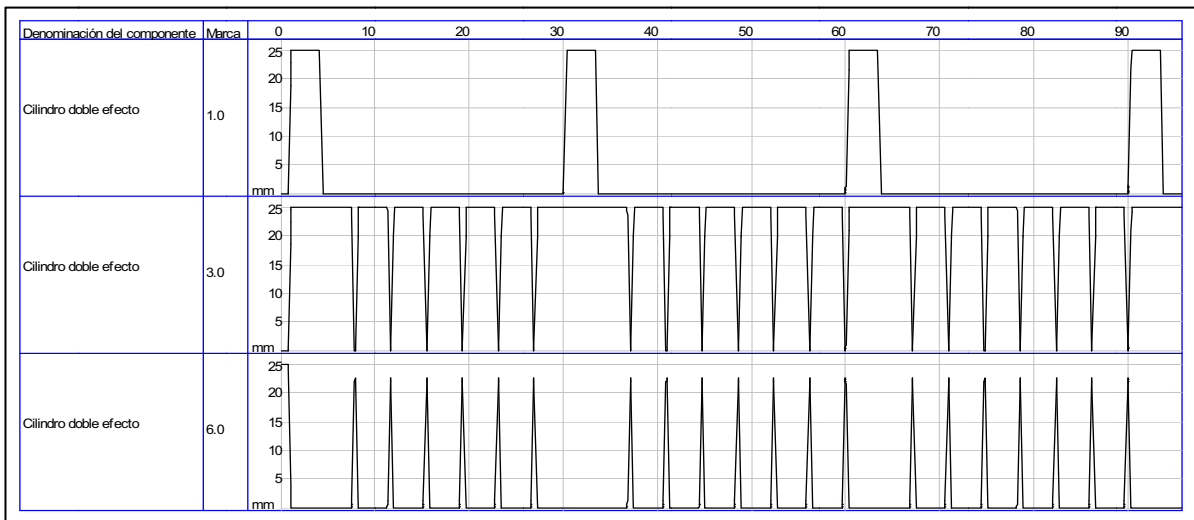
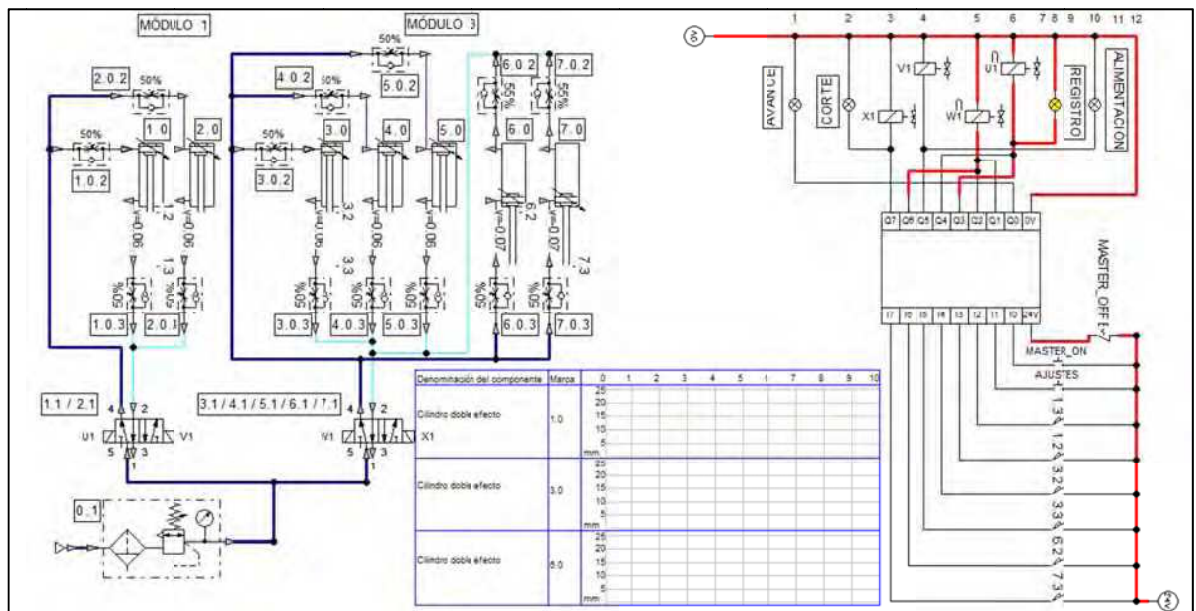


Figura 6.34. Simulación-Ciclo continuo / Diagrama de Pasos Resultante.

### 6.5.2. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO TOTAL

En la representación del ciclo de funcionamiento total, se valida la lógica de control, a partir del cumplimiento de las siguientes funciones durante el transcurso de la simulación (la descripción de cada función antecede a la representación correspondiente extraída de la simulación):

- El inicio del ciclo de ajuste al presionar el pulsador AJUSTES y encenderse el indicador luminoso amarillo por activación de las salidas Q3 y Q6 del módulo digital.



**Figura 6.35.** Simulación-Ciclo Total / Inicio del ciclo de ajuste.

- El fin del ciclo de ajuste, al mantenerse indefinidamente encendido el indicador luminoso rojo.

Los pasos intermedios de funcionamiento desde que se inicia el ciclo de funcionamiento hasta que se simula el primer corte transversal, son idénticos a los presentados en la secuencia de funcionamiento continuo, por lo cual se opta por omitir los mismos.

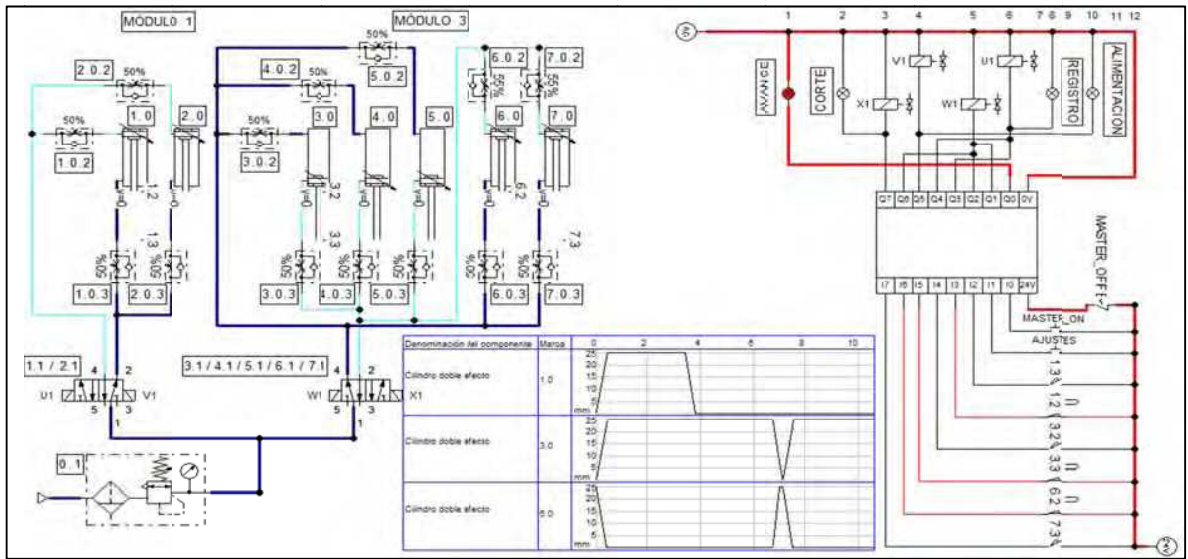


Figura 6.36. Simulación-Ciclo Total / Fin del ciclo de ajuste

- El inicio del ciclo continuo, al presionar el pulsador MASTER ON y verificarse la activación de la salida Q2 del módulo digital.

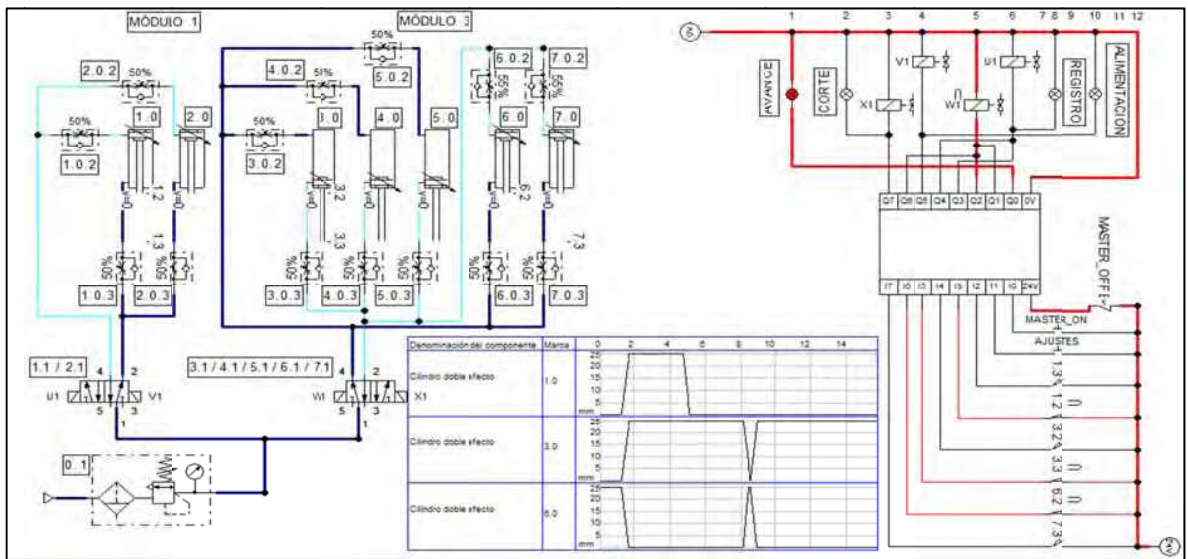
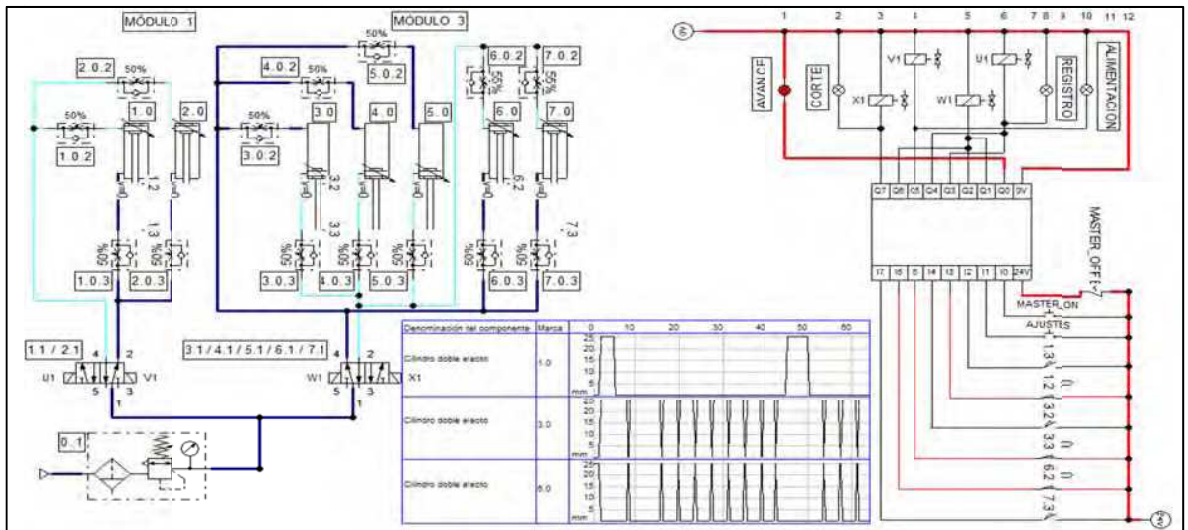


Figura 6.37. Simulación-Ciclo de ajuste / Inicio del ciclo continuo.

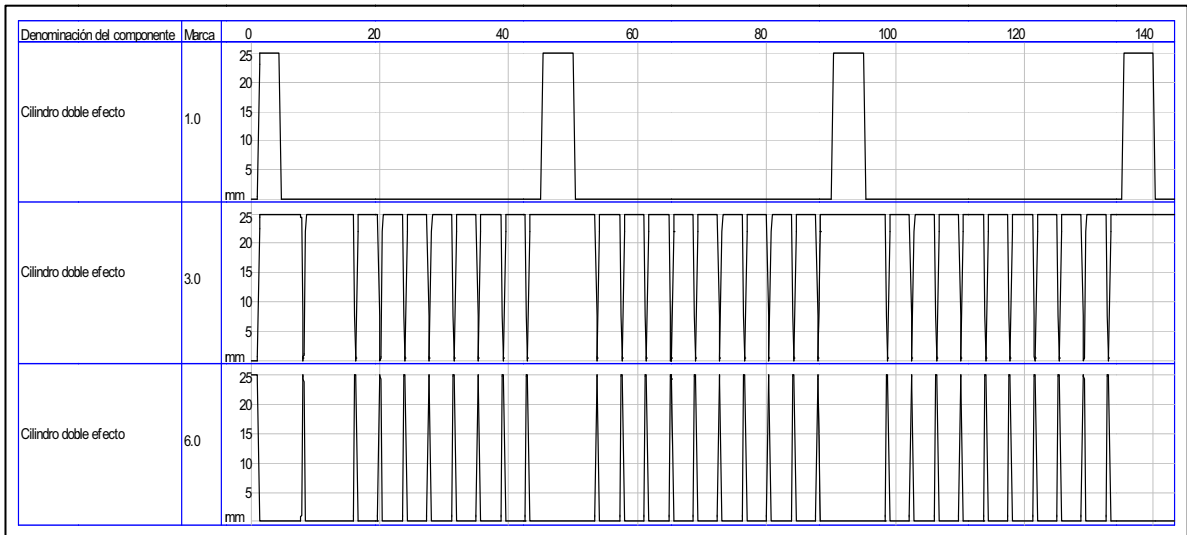


- La continuación del ciclo total, representada por el accionamiento intermitente de los actuadores neumáticos del módulo 3.



**Figura 6.38.** Simulación-Ciclo de ajuste / Continuación del ciclo principal.

El diagrama de pasos resultante, luego de un ciclo de ajuste y varios ciclos continuos, es el siguiente:



**Figura 6.39.** Simulación-Ciclo de ajuste / Diagrama de Pasos Resultante.

## **6.6. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN**

El análisis de resultados de la simulación se realiza en función de la convergencia de los ciclos de funcionamiento con las secuencias establecidas a partir de la programación del PLC con el programa STEP 7-Micro/WIN.

### **6.6.1. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO CONTINUO**

- La secuencia del ciclo de funcionamiento continuo, si bien no permite simular un ciclo de regulación de parámetros, se ajusta en mayor medida a la lógica de control establecida a partir de la programación del PLC.
- Como se verifica en la figura 6.34, la secuencia de funcionamiento de todos los cilindros es uniforme, y el avance y retroceso del cilindro correspondiente al módulo 1, supone el inicio de un nuevo ciclo por la alimentación de una nueva plancha de cartón
- El indicador luminoso rojo simboliza el avance de la plancha de cartón por accionamiento de los servomotores, y el tiempo que permanece encendido, representa el tiempo entre cortes consecutivos que dividen la plancha de cartón.
- Con la activación de los diferentes indicadores luminosos, se marcan los diferentes periodos de funcionamiento del circuito neumático.
- A medida que transcurre el ciclo de funcionamiento, se puede constatar la activación de los componentes neumáticos en correspondencia a la conexión/desconexión de los detectores de posición.

### **6.6.2. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO TOTAL**

- En la secuencia de funcionamiento total se combina la secuencia de funcionamiento continuo con una secuencia de funcionamiento para ajustes.
- Debido a la restricción dada por el número de entradas y salidas del módulo digital, es necesario siempre iniciar el ciclo de funcionamiento a partir del ciclo de ajuste, para posteriormente activar el ciclo continuo.

- Como se verifica en la figura 6.39, una vez que se produce el segundo accionamiento de los cilindros neumáticos del módulo 3, existe un periodo de espera que representa el tiempo necesario para regular los parámetros de funcionamiento.
- Luego del supuesto periodo de regulación de parámetros, como se verifica en la figura 6.39, inicia el ciclo de funcionamiento continuo por accionamiento del pulsador MASTER ON.

La grabación de la simulación se presenta como anexo en un archivo de formato video mpg.

## **CAPÍTULO 7.**

### **PRESUPUESTO**

La elaboración del presupuesto de la máquina implica una revisión total del proyecto para verificar que todas las partes y aspectos involucrados concuerden. Es importante que esta revisión se realice de forma metódica, a cuyo fin son de gran utilidad las listas de referencia para el diseño de detalle.

En todo caso, conviene tener en cuenta los siguientes puntos:

- Comprobar que sea factible fabricar las piezas y/o elementos de la máquina.
- Revisar que se cumplan todas las funciones de la máquina.
- Repasar que el proyecto esté completo

#### **7.1. COSTOS INVOLUCRADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DISEÑADA**

El presupuesto total del prototipo de la máquina diseñada comprende el desglose de los siguientes costos parciales:

- Costos de materiales
- Costos de fabricación
- Costos de elementos normalizados / estandarizados
- Costos de instalación del control automático
- Costos de instalación del circuito neumático
- Costos indirectos

##### **7.1.1. COSTO DE MATERIALES**

En relación a los materiales necesarios para la construcción de la máquina, se consideran todos aquellos materiales que componen los elementos y/o piezas que deben ser fabricadas a partir de un proceso de manufactura específico.

Tabla 7.1. Módulo 1 - Costo de Materiales

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	CANT.	COSTOS		PRECIO [\$]
1	Estructura	Canal U - Acero dulce	Perfil estructural	1	102,30	\$/u.	102,30
		80 x 45 x 6 - DIN 1026	L 7380,000 mm		83,17	\$/6m	
		Canal U - Acero dulce	Perfil estructural	1	14,06	\$/u.	14,06
		50 X 38 X 5 - DIN 1026	L 1570,000 mm		53,71	\$/6m	
		Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	21,98	\$/u.	21,98
		50 x 40 x 5 - ISO 657-2	L 4980,000 mm		26,48	\$/6m	
2	Soportes / Fijación Servomotor	Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	5,44	\$/u.	5,44
		70 x 50 x 6 - ISO 657-2	L 580,000 mm		56,27	\$/6m	
3	Soportes / Base de alimentación	Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	1,88	\$/u.	1,88
		80 x 40 x 6 - ISO 657-2	L 200,000 mm		56,27	\$/6m	
4	Guía / Barreras laterales	Platina - Acero dulce	Platina rectangular	1	6,75	\$/u.	6,75
		40 x 10 - ISO 1035/3	L 1340,000 mm		30,23	\$/6m	
5	Placa Regulación / Polea Tensora	Platina - Acero dulce	Platina rectangular	1	0,10	\$/u.	0,10
		25 x 5 - ISO 1035/3	L 85,000 mm		7,22	\$/6m	
6	Base de alimentación	Plancha - Acero A-36	(1630 x 1140 x 5) mm	1	167,96	\$/u.	167,96
			P 73,027 kg		2,30	\$/kg.	
7	Barreras laterales	Plancha - Acero A-36	(820 x 130 x 5) mm	2	9,64	\$/u.	19,27
			P 4,189 kg		2,30	\$/kg.	
8	Base / Fijación Servomotor	Plancha - Acero A-36	(430 x 180 x 5) mm	1	7,00	\$/u.	7,00
			P 3,042 kg		2,30	\$/kg.	
9	Tapa Lateral	Plancha - Acero A-36	(910 x 470 x 5) mm	2	37,38	\$/u.	74,76
			P 16,253 kg		2,30	\$/kg.	
10	Tapa / Protección Rodillos	Plancha - Acero A-36	(1510 x 222 x 1) mm	1	6,09	\$/u.	6,09
			P 2,635 kg		2,31	\$/kg.	
11	Tapa / Protección Panel derecho	Plancha - Acero A-36	(1180 x 550 x 1) mm	1	11,78	\$/u.	11,78
			P 5,101 kg		2,31	\$/kg.	
12	Tapa / Protección Panel izquierdo	Plancha - Acero A-36	(1180 x 470 x 1) mm	1	10,07	\$/u.	10,07
			P 4,359 kg		2,31	\$/kg.	
13	Panel lateral	Plancha - Acero A-36	(400 x 300 x 30) mm	2	65,08	\$/u.	130,16
			P 28,296 kg		2,30	\$/kg.	
14	Tope Vertical	Plancha - Acero A-36	(1535 x 50 x 5) mm	1	6,94	\$/u.	6,94
			P 3,016 kg		2,30	\$/kg.	
15	Correderas / Tope Vertical	Plancha - Acero A-36	(70 x 30 x 15) mm	2	0,57	\$/u.	1,14
			P 0,248 kg		2,30	\$/kg.	
16	Guía Correderas / Tope Vertical	Plancha - Acero A-36	(65 x 90 x 30) mm	2	3,17	\$/u.	6,35
			P 1,379 kg		2,30	\$/kg.	

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCIÓN			CANT.	COSTOS		PRECIO [\$]
17	Eje tensor de la Estructura	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 25 mm; L= 1570 mm			1	15,75	\$/u.	15,75
			P	6,057	kg		2,60	\$/kg.	
18	Eje terminación hexagonal	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 30 mm; L= 1630 mm			1	23,55	\$/u.	23,55
			P	9,056	kg		2,60	\$/kg.	
19	Eje Rodillo Inferior	Eje - Acero AISI 1045	Φ = 70 mm; L= 1590 mm			1	194,79	\$/u.	194,79
			P	48,096	kg		4,05	\$/kg.	
20	Eje Rodillo Superior	Eje - Acero AISI 1045	Φ = 70 mm; L= 1570 mm			1	192,34	\$/u.	192,34
			P	47,491	kg		4,05	\$/kg.	
21	Eje / Polea tensora	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 20 mm; L= 45 mm			1	0,29	\$/u.	0,29
			P	0,111	kg		2,60	\$/kg.	
22	Tapas alojamiento rodamientos	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 120 mm; L= 13 mm			4	3,00	\$/u.	12,02
			P	1,156	kg		2,60	\$/kg.	
23	Piñones sistema acercamiento	Eje - Acero AISI 1045	Φ = 85 mm; L= 20 mm			2	3,61	\$/u.	7,23
			P	0,892	kg		4,05	\$/kg.	
24	Ruedas excéntricas / Engranés	Eje - Acero AISI 1045	Φ = 145 mm; L= 60 mm			2	31,54	\$/u.	63,08
			P	7,788	kg		4,05	\$/kg.	
25	Trinquete / Engranés	Barra - Acero dulce DIN EN 10059	(40 x 40) mm; L= 260 mm			1	7,52	\$/u.	7,52
			P	3,270	kg		2,30	\$/kg.	
26	Ruedas de arrastre	Tubo - Acero dulce 114,3 x 25 - DIN 2448	L= 70 mm			18	21,22	\$/u.	382,03
			P	3,859	kg		5,50	\$/kg.	
27	Arandelas / Piñón / Panel lateral	Eje - Bronce	Φ = 35 mm; L= 20 mm			1	2,57	\$/u.	2,57
			P	0,151	kg		17,00	\$/kg.	
<b>TOTAL</b>								<b>1495,17</b>	

FUENTE: [ANEXOS 8.1.1-8.1.4]

SIMBOLOGÍA: L = Longitud; P = Peso; Φ = Diámetro

**Tabla 7.2. Módulo 2 - Costo de Materiales**

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCIÓN			CANT.	COSTOS		PRECIO [\$]
1	Estructura	Canal U - Acero dulce 80 x 45 x 6 - DIN 1026	Perfil estructural			1	100,63	\$/u.	100,63
			L	7260,000	mm		83,17	\$/6m	
		Canal U - Acero dulce 50 X 38 X 5 - DIN 1026	Perfil estructural			1	14,06	\$/u.	14,06
			L	1570,000	mm		53,71	\$/6m	
		Ángulo - Acero dulce 50 x 40 x 5 - ISO 657-2	Perfil estructural			1	15,27	\$/u.	15,27
L	3460,000		mm	26,48	\$/6m				
2	Soportes / Fijación Servomotor	Ángulo - Acero dulce 70 x 50 x 6 - ISO 657-2	Perfil estructural			1	5,44	\$/u.	5,44
			L	580,000	mm		56,27	\$/6m	

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCIÓN			CANT.	COSTOS		PRECIO [€]
3	Placa Regulación / Polea Tensora	Platina - Acero dulce 25 x 5 - ISO 1035/3	Platina rectangular			1	0,10	\$/u.	0,10
			L	85,000	mm		7,22	\$/6m	
4	Base / Fijación Servomotor	Plancha - Acero A-36	(430 x 180 x 5) mm			1	7,00	\$/u.	7,00
			P	3,042	kg		2,30	\$/kg.	
5	Tapa Lateral	Plancha - Acero A-36	(880 x 470 x 5) mm			2	37,39	\$/u.	74,77
			P	16,254	kg		2,30	\$/kg.	
6	Tapa / Protección Panel derecho	Plancha - Acero A-36	(1180 x 550 x 1) mm			1	11,78	\$/u.	11,78
			P	5,101	kg		2,31	\$/kg.	
7	Tapa / Protección Panel izquierdo	Plancha - Acero A-36	(1180 x 470 x 1) mm			1	10,07	\$/u.	10,07
			P	4,359	kg		2,31	\$/kg.	
8	Panel lateral	Plancha - Acero A-36	(430 x 300 x 30) mm			2	69,96	\$/u.	139,92
			P	30,418	kg		2,30	\$/kg.	
9	Eje tensor de la Estructura	Eje - Acero AISI 1018	$\Phi = 25$ mm; L= 1570 mm			1	15,75	\$/u.	15,75
			P	6,057	kg		2,60	\$/kg.	
10	Eje terminación hexagonal	Eje - Acero AISI 1018	$\Phi = 30$ mm; L= 1630 mm			1	23,55	\$/u.	23,55
			P	9,056	kg		2,60	\$/kg.	
11	Eje Rodillo Inferior	Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 70$ mm; L= 1600 mm			1	196,01	\$/u.	196,01
			P	48,398	kg		4,05	\$/kg.	
12	Eje Rodillo Superior	Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 70$ mm; L= 1630 mm			1	199,69	\$/u.	199,69
			P	49,306	kg		4,05	\$/kg.	
13	Eje / Polea tensora	Eje - Acero AISI 1018	$\Phi = 20$ mm; L= 55 mm			1	0,35	\$/u.	0,35
			P	0,136	kg		2,60	\$/kg.	
14	Tapas alojamiento rodamientos	Eje - Acero AISI 1018	$\Phi = 120$ mm; L= 13 mm			4	3,00	\$/u.	12,02
			P	1,156	kg		2,60	\$/kg.	
15	Piñones sistema acercamiento	Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 85$ mm; L= 20 mm			2	3,61	\$/u.	7,23
			P	0,892	kg		4,05	\$/kg.	
16	Ruedas excéntricas / Engranés	Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 145$ mm; L= 60 mm			2	31,54	\$/u.	63,08
			P	7,788	kg		4,05	\$/kg.	
17	Trinquete / Engranés	Barra - Acero dulce DIN EN 10059	(40 x 40) mm; L= 260 mm			1	7,52	\$/u.	7,52
			P	3,270	kg		2,30	\$/kg.	
18	Arandelas / Piñón / Panel lateral	Eje - Bronce	$\Phi = 35$ mm; L= 20 mm			1	2,57	\$/u.	2,57
			P	0,151	kg		17,00	\$/kg.	
<b>TOTAL</b>								<b>906,81</b>	

FUENTE: [ANEXOS 8.1.1-8.1.4]

SIMBOLOGÍA: L = Longitud; P = Peso;  $\Phi$  = Diámetro

Tabla 7.3. Módulo 3 - Costo de Materiales

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	CANT.	COSTOS		PRECIO [S]
1	Estructura	Canal U - Acero dulce	Perfil estructural	1	273,76	\$/u.	273,76
		100 x 50 x 6 -DIN 1026	L 11800,000 mm		139,20	\$/6m	
		Canal U - Acero dulce	Perfil estructural	1	100,91	\$/u.	100,91
		80 x 45 x 6 - DIN 1026	L 7280,000 mm		83,17	\$/6m	
		Canal U - Acero dulce	Perfil estructural	1	160,29	\$/u.	160,29
		50 X 38 X 5 - DIN 1026	L 17905,000 mm		53,71	\$/6m	
		Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	2,68	\$/u.	2,68
		100 x 50 x 8-ISO 657-2	L 200,000 mm		80,54	\$/6m	
		Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	2,07	\$/u.	2,07
		60 x 30 x 6 - ISO 657-2	L 340,000 mm		36,61	\$/6m	
Platina - Acero dulce	Platina rectangular	1	1,71	\$/u.	1,71		
40 x 12 - ISO 1035/3	L 340,000 mm		30,23	\$/6m			
2	Soportes / Fijación Servomotor	Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	5,44	\$/u.	5,44
		70 x 50 x 6 - ISO 657-2	L 580,000 mm		56,27	\$/6m	
3	Base / Fijación Servomotor	Plancha - Acero A-36	(430 x 180 x 5) mm	1	7,00	\$/u.	7,00
			P 3,042 kg		2,30	\$/kg.	
4	Tapa Lateral	Plancha - Acero A-36	(1805 x 580 x 5) mm	2	94,63	\$/u.	189,26
			P 41,14317 kg		2,30	\$/kg.	
5	Extensiones / Tapa Lateral	Plancha - Acero A-36	(1050 x 295 x 2) mm	4	11,25	\$/u.	44,99
			P 4,869 kg		2,31	\$/kg.	
6	Carcaza / Roldanas	Plancha - Acero A-36	(138 x 50 x 5) mm	2	0,63	\$/u.	1,25
			P 0,271 kg		2,31	\$/kg.	
7	Fijaciones / Chumaceras	Plancha - Acero A-36	(140 x 136 x 5) mm	3	1,73	\$/u.	5,19
			P 0,748 kg		2,31	\$/kg.	
8	Triángulos / Apoyo Caja de rodamientos	Plancha - Acero A-36	(85x 35 x 10) mm	4	0,27	\$/u.	1,08
			P 0,117 kg		2,30	\$/kg.	
9	Calzas / Guías Cuchillas	Plancha - Acero A-36	(90 x 60 x 25) mm	8	2,44	\$/u.	19,52
			P 1,061 kg		2,30	\$/kg.	
10	Estructura porta Cuchilla Superior	Plancha - Acero A-36	(1970 x 120 x 20) mm	1	85,47	\$/u.	85,47
			P 37,162 kg		2,30	\$/kg.	
11	Estructura porta Cuchilla Inferior	Plancha - Acero A-36	(1860 x 120 x 20) mm	1	80,70	\$/u.	80,70
			P 35,087 kg		2,30	\$/kg.	
		Plancha - Acero A-36	(1860 x 30 x 30) mm	1	20,18	\$/u.	20,18
			P 8,772 kg		2,30	\$/kg.	
		Plancha - Acero A-36	(415 x 55 x 50) mm	2	20,63	\$/u.	41,26
			P 8,970 kg		2,30	\$/kg.	



N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCIÓN			CANT.	COSTOS		PRECIO [\\$]
12	Cajas / Soportes Rodamientos	Plancha - Acero A-36	(160 x 100 x 40) mm			4	11,57	\$/u.	46,28
			P	5,030	kg		2,30	\$/kg.	
13	Tapas / Cajas Rodamientos	Plancha - Acero A-36	(100 x 40 x 10) mm			4	0,72	\$/u.	2,89
			P	0,314	kg		2,30	\$/kg.	
14	Cajas / Soportes Punta de ejes	Plancha - Acero A-36	(55 x 55 x 40) mm			4	2,19	\$/u.	8,75
			P	0,951	kg		2,30	\$/kg.	
15	Tapas / Alojamiento Rodamientos	Plancha - Acero A-36	(100 x 40 x 10) mm			4	0,72	\$/u.	2,89
			P	0,314	kg		2,30	\$/kg.	
		Tubo - Acero dulce 63,5 x 4 - DIN 10220	L= 10 mm			4	0,51	\$/u.	2,05
			P	0,059	kg		8,70	\$/kg.	
16	Acople de conexión 1	Plancha - Acero A-36	(90 x 90 x 8) mm			5	1,17	\$/u.	5,86
			P	0,509	kg		2,30	\$/kg.	
		Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 30$ mm; L= 50 mm			5	1,13	\$/u.	5,63
			P	0,278	kg		4,05	\$/kg.	
17	Acople de conexión 2	Plancha - Acero A-36	(70 x 30 x 8) mm			5	0,30	\$/u.	1,52
			P	0,132	kg		2,30	\$/kg.	
		Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 25$ mm; L= 50 mm			5	0,78	\$/u.	3,91
			P	0,193	kg		4,05	\$/kg.	
18	Tornillo / Regulación distancia rodillos	Eje - Acero AISI 1018	$\Phi = 20$ mm; L= 90 mm			4	0,58	\$/u.	2,31
			P	0,222	kg		2,60	\$/kg.	
19	Perilla / Tornillo / regulación rodillos	Eje - Acero AISI 1018	$\Phi = 35$ mm; L= 25 mm			4	0,49	\$/u.	1,97
			P	0,189	kg		2,60	\$/kg.	
20	Sujetadores Roscados	Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 30$ mm; L= 145 mm			5	3,26	\$/u.	16,31
			P	0,806	kg		4,05	\$/kg.	
21	Eje T1	Eje - Acero AISI 1018	$\Phi = 30$ mm; L= 260 mm			1	3,76	\$/u.	3,76
			P	1,445	kg		2,60	\$/kg.	
22	Eje T2	Eje - Acero AISI 1018	$\Phi = 30$ mm; L= 120 mm			1	1,73	\$/u.	1,73
			P	0,667	kg		2,60	\$/kg.	
23	Rodillo Inferior	Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 55$ mm; L= 1690 mm			2	127,81	\$/u.	255,63
			P	31,559	kg		4,05	\$/kg.	
24	Rodillo Superior	Eje - Acero AISI 1045	$\Phi = 50$ mm; L= 1650 mm			2	103,13	\$/u.	206,26
			P	25,465	kg		4,05	\$/kg.	
		Tubo - Acero dulce 60,3 x 25 - DIN 2448	L= 1400 mm			2	52,57	\$/u.	105,14
			P	9,559	kg		5,50	\$/kg.	
25	Guías / Cuchillas	Barra - Acero dulce DIN EN 10059	(120x120)mm; L=460mm			2	119,75	\$/u.	239,50
			P	52,065	kg		2,30	\$/kg.	
<b>TOTAL</b>									<b>1681,39</b>

FUENTE: [ANEXOS 8.1.1-8.1.4]

SIMBOLOGÍA: L = Longitud; P = Peso;  $\Phi$  = Diámetro

Tabla 7.4. Módulo 4 - Costo de Materiales

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	CANT.	COSTOS		PRECIO [€]
1	Estructura	Canal U - Acero dulce	Perfil estructural	1	293,89	\$/u.	293,89
		80 x 45 x 6 - DIN 1026	L 21202,000 mm		83,17	\$/6m	
		Canal U - Acero dulce	Perfil estructural	1	63,75	\$/u.	63,75
		50 X 38 X 5 - DIN 1026	L 7121,000 mm		53,71	\$/6m	
		Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	4,63	\$/u.	4,63
		70 x 70 x 6 - ISO 657-2	L 494,000 mm		56,27	\$/6m	
		Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	11,65	\$/u.	11,65
50 x 30 x 5 - ISO 657-2	L 2640,000 mm	26,48	\$/6m				
2	Soportes / Fijación Servomotor	Ángulo - Acero dulce	Perfil estructural	1	5,44	\$/u.	5,44
		70 x 50 x 6 - ISO 657-2	L 580,000 mm		56,27	\$/6m	
3	Base / Fijación Servomotor	Plancha - Acero A-36	(430 x 180 x 5) mm	1	7,00	\$/u.	7,00
			P 3,042 kg		2,30	\$/kg.	
4	Tapa / Protección Poleas	Plancha - Acero A-36	(740 x 420 x 1) mm	1	5,64	\$/u.	5,64
			P 2,443 kg		2,31	\$/kg.	
5	Base / Respaldo Banda Transp.	Plancha - Acero A-36	(1680 x 685 x 3) mm	2	62,41	\$/u.	124,82
			P 27,136 kg		2,30	\$/kg.	
6	Base / Inclinación recolección	Plancha - Acero A-36	(1440 x 230 x 2) mm	1	11,97	\$/u.	11,97
			P 5,206 kg		2,30	\$/kg.	
7	Apoyos / Inclinación recolección	Plancha - Acero A-36	(160 x 60 x 10) mm	2	1,74	\$/u.	3,47
			P 0,755 kg		2,30	\$/kg.	
8	Placas / Fijación rodamiento brida	Plancha - Acero A-36	(200 x 120 x 10) mm	2	4,34	\$/u.	8,68
			P 1,886 kg		2,30	\$/kg.	
9	Apoyos / Puntas / Ejes guía rodillo	Plancha - Acero A-36	(120 x 45 x 45) mm	4	4,39	\$/u.	17,57
			P 1,910 kg		2,30	\$/kg.	
10	Carcaza / Roldanas	Plancha - Acero A-36	(145 x 80 x 5) mm	4	1,05	\$/u.	4,19
			P 0,456 kg		2,30	\$/kg.	
11	Caja / Soportes tensores	Plancha - Acero A-36	(190 x 45 x 20) mm	8	3,09	\$/u.	24,73
			P 1,344 kg		2,30	\$/kg.	
		Plancha - Acero A-36	(120 x 45 x 10) mm	8	0,98	\$/u.	7,81
			P 0,424 kg		2,30	\$/kg.	
12	Conexión / Rod. lineales	Plancha - Acero A-36	(290 x 105 x 5) mm	2	2,37	\$/u.	4,75
			P 1,032 kg		2,30	\$/kg.	
13	Tornillo / Regulación distancia rodillos	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 30 mm; L= 120 mm	4	1,73	\$/u.	6,93
			P 0,667 kg		2,60	\$/kg.	
14	Perilla / Tornillo / regulación rodillos	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 50 mm; L= 25 mm	4	1,00	\$/u.	4,01
			P 0,386 kg		2,60	\$/kg.	

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCIÓN		CANT.	COSTOS		PRECIO [€]
15	Eje / Guía Rodillo Móvil	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 30 mm; L= 845 mm		2	12,21	\$/u.	24,41
			P	4,695		kg	2,60	
16	Rodillo Móvil	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 45 mm; L= 1440 mm		1	46,80	\$/u.	46,80
			P	18,001		kg	2,60	
		Eje - Acero AISI 1018	Φ = 130 mm; L= 25 mm		2	6,78	\$/u.	13,56
			P	2,608		kg	2,60	
		Tubo - Acero dulce 139,7x5 - DIN EN10210	L= 1320 mm		1	120,74	\$/u.	120,74
			P	21,952		kg	5,50	
17	Rodillo Conductor / Banda Transp.	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 45 mm; L= 1540 mm		1	50,05	\$/u.	50,05
			P	19,251		kg	2,60	
		Eje - Acero AISI 1018	Φ = 110 mm; L= 25 mm		2	4,86	\$/u.	9,71
			P	1,867		kg	2,60	
		Tubo - Acero dulce 114,3x 5 -DIN EN10210	L= 1320 mm		1	97,97	\$/u.	97,97
			P	17,813		kg	5,50	
18	Rodillo Motriz / Banda Transp.	Eje - Acero AISI 1018	Φ = 45 mm; L= 1580 mm		1	51,35	\$/u.	51,35
			P	19,751		kg	2,60	
		Eje - Acero AISI 1018	Φ = 110 mm; L= 25 mm		2	4,86	\$/u.	9,71
			P	1,867		kg	2,60	
		Tubo - Acero dulce 114,3x 5 -DIN EN10210	L= 1320 mm		1	97,97	\$/u.	97,97
			P	17,813		kg	5,50	
<b>TOTAL</b>								<b>1133,23</b>

FUENTE: [ANEXOS 8.1.1-8.1.4]

SIMBOLOGÍA: L = Longitud; P = Peso; Φ = Diámetro

La tabla 8.5 presenta una discretización de los materiales, que los clasifica según su denominación, y señala todas las especificaciones de dimensión requeridas.

**Tabla 7.5.** Discretización de materiales

MATERIAL	ESPECIFICACIÓN / DIMENSIONES			CANTIDAD
Canal U - Acero dulce 100 x 50 x 6 - DIN 1026	Perfil estructural			1
	L	11800,000	mm	
Canal U - Acero dulce 80 x 45 x 6 - DIN 1026	Perfil estructural			1
	L	43122,000	mm	
Canal U - Acero dulce 50 X 38 X 5 - DIN 1026	Perfil estructural			1
	L	28166,000	mm	

MATERIAL	ESPECIFICACIÓN / DIMENSIONES			CANTIDAD
Ángulo - Acero dulce 100 x 50 x 8 - ISO 657-2	Perfil estructural			1
	L	200,000	mm	
Ángulo - Acero dulce 80 x 40 x 6 - ISO 657-2	Perfil estructural			1
	L	200,000	mm	
Ángulo - Acero dulce 70 x 70 x 6 - ISO 657-2	Perfil estructural			1
	L	494,000	mm	
Ángulo - Acero dulce 70 x 50 x 6 - ISO 657-2	Perfil estructural			1
	L	2320,000	mm	
Ángulo - Acero dulce 60 x 30 x 6 - ISO 657-2	Perfil estructural			1
	L	340,000	mm	
Ángulo - Acero dulce 50 x 40 x 5 - ISO 657-2	Perfil estructural			1
	L	8440,000	mm	
Ángulo - Acero dulce 50 x 30 x 5 - ISO 657-2	Perfil estructural			1
	L	2640,000	mm	
Platina - Acero dulce 40 x 12 - ISO 1035/3	Platina rectangular			1
	L	340,000	mm	
Platina - Acero dulce 40 x 10 - ISO 1035/3	Platina rectangular			1
	L	1340,000	mm	
Platina - Acero dulce 25 x 5 - ISO 1035/3	Platina rectangular			1
	L	170,000	mm	
Plancha - Acero A-36 Espesor = 50 mm	(415 x 55 x 50) mm			2
	P	8,970	kg	
Plancha - Acero A-36 Espesor = 45 mm	(120 x 45 x 45) mm			4
	P	1,910	kg	
Plancha - Acero A-36 Espesor = 40 mm	(160 x 100 x 40) mm			4
	P	5,030	kg	
	(55 x 55 x 40) mm			4
	P	0,951	kg	
Plancha - Acero A-36 Espesor = 30 mm	(1860 x 30 x 30) mm			1
	P	8,772	kg	
	(430 x 300 x 30) mm			2
	P	30,418	kg	
	(400 x 300 x 30) mm			2
	P	28,296	kg	
(65 x 90 x 30) mm			2	
P	1,379	kg		
Plancha - Acero A-36 Espesor = 25 mm	(90 x 60 x 25) mm			8
	P	1,061	kg	

MATERIAL	ESPECIFICACIÓN / DIMENSIONES		CANTIDAD
Plancha - Acero A-36 Espesor = 20 mm	(1970 x 120 x 20) mm		1
	P	37,162 kg	
	(1860 x 120 x 20) mm		1
	P	35,087 kg	
	(190 x 45 x 20) mm		8
P	1,344 kg		
Plancha - Acero A-36 Espesor = 15 mm	(70 x 30 x 15) mm		2
	P	0,248 kg	
Plancha - Acero A-36 Espesor = 10 mm	(200 x 120 x 10) mm		2
	P	1,886 kg	
	(160 x 60 x 10) mm		2
	P	0,755 kg	
	(120 x 45 x 10) mm		8
	P	0,424 kg	
	(100 x 40 x 10) mm		8
	P	0,314 kg	
(85x 35 x 10) mm		4	
P	0,117 kg		
Plancha - Acero A-36 Espesor = 8 mm	(90 x 90 x 8) mm		5
	P	0,509 kg	
	(70 x 30 x 8) mm		5
	P	0,132 kg	
Plancha - Acero A-36 Espesor = 5 mm	(1805 x 580 x 5) mm		2
	P	41,14317 kg	
	(1630 x 1140 x 5) mm		1
	P	73,027 kg	
	(1535 x 50 x 5) mm		1
	P	3,016 kg	
	(910 x 470 x 5) mm		2
	P	16,253 kg	
	(880 x 470 x 5) mm		2
	P	16,254 kg	
	(820 x 130 x 5) mm		2
	P	4,189 kg	
	(430 x 180 x 5) mm		4
P	3,042 kg		
(290 x 105 x 5) mm		2	
P	1,032 kg		

MATERIAL	ESPECIFICACIÓN / DIMENSIONES		CANTIDAD
Plancha - Acero A-36 Espesor = 5 mm	(145 x 80 x 5) mm		4
	P	0,456 kg	
	(140 x 136 x 5) mm		3
P	0,748 kg		
Plancha - Acero A-36 Espesor = 5 mm	(138 x 50 x 5) mm		2
	P	0,271 kg	
Plancha - Acero A-36 Espesor = 3 mm	(1680 x 685 x 3) mm		2
	P	27,136 kg	
Plancha - Acero A-36 Espesor = 2 mm	(1440 x 230 x 2) mm		1
	P	5,206 kg	
	(1050 x 295 x 2) mm		4
P	4,869 kg		
Plancha - Acero A-36 Espesor = 1 mm	(1510 x 222 x 1) mm		1
	P	2,635 kg	
	(1180 x 550 x 1) mm		2
	P	5,101 kg	
	(1180 x 470 x 1) mm		2
	P	4,359 kg	
(740 x 420 x 1) mm		1	
P	2,443 kg		
Eje - Acero AISI 1045 $\Phi = 145$ mm	$\Phi = 145$ mm; L= 60 mm		4
	P	7,788 kg	
Eje - Acero AISI 1045 $\Phi = 85$ mm	$\Phi = 85$ mm; L= 20 mm		4
	P	0,892 kg	
Eje - Acero AISI 1045 $\Phi = 70$ mm	$\Phi = 70$ mm; L= 1630 mm		1
	P	49,306 kg	
	$\Phi = 70$ mm; L= 1600 mm		1
	P	48,398 kg	
	$\Phi = 70$ mm; L= 1590 mm		1
	P	48,096 kg	
$\Phi = 70$ mm; L= 1570 mm		1	
P	47,491 kg		
Eje - Acero AISI 1045 $\Phi = 55$ mm	$\Phi = 55$ mm; L= 1690 mm		2
	P	31,559 kg	
Eje - Acero AISI 1045 $\Phi = 50$ mm	$\Phi = 50$ mm; L= 1650 mm		2
	P	25,465 kg	
Eje - Acero AISI 1045 $\Phi = 30$ mm	$\Phi = 30$ mm; L= 145 mm		5
	P	0,806 kg	
	$\Phi = 30$ mm; L= 50 mm		5
P	0,278 kg		

MATERIAL	ESPECIFICACIÓN / DIMENSIONES		CANTIDAD
Eje - Acero AISI 1045 Φ = 25 mm	Φ = 25 mm; L= 50 mm		5
	P	0,193 kg	
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 130 mm	Φ = 130 mm; L= 25 mm		2
	P	2,608 kg	
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 120 mm	Φ = 120 mm; L= 13 mm		8
	P	1,156 kg	
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 110 mm	Φ = 110 mm; L= 25 mm		4
	P	1,867 kg	
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 50 mm	Φ = 50 mm; L= 25 mm		4
	P	0,386 kg	
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 45 mm	Φ = 45 mm; L= 1580 mm		1
	P	19,751 kg	
	Φ = 45 mm; L= 1540 mm		1
	P	19,251 kg	
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 45 mm	Φ = 45 mm; L= 1440 mm		1
	P	18,001 kg	
	Φ = 35 mm; L= 25 mm		4
	P	0,189 kg	
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 30 mm	Φ = 30 mm; L= 1630 mm		2
	P	9,056 kg	
	Φ = 30 mm; L= 845 mm		2
	P	4,695 kg	
	Φ = 30 mm; L= 260 mm		1
	P	1,445 kg	
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 30 mm	Φ = 30 mm; L= 120 mm		5
	P	0,667 kg	
	Φ = 25 mm; L= 1570 mm		1
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 25 mm	P	6,057 kg	
	Φ = 20 mm; L= 90 mm		4
Eje - Acero AISI 1018 Φ = 20 mm	P	0,222 kg	
	Φ = 20 mm; L= 55 mm		1
	P	0,136 kg	
	Φ = 20 mm; L= 45 mm		1
Tubo - Acero dulce 139,7 x 5 - DIN EN 10210	L= 1320 mm		1
	P	21,952 kg	
Tubo - Acero dulce 114,3 x 25 - DIN 2448	L= 70 mm		18
	P	3,859 kg	

MATERIAL	ESPECIFICACIÓN / DIMENSIONES		CANTIDAD
Tubo - Acero dulce 114,3 x 5-DIN EN10210	L= 1320 mm		2
	P	17,813 kg	
Tubo - Acero dulce 63,5 x 4 - DIN 10220	L= 10 mm		4
	P	0,059 kg	
Tubo - Acero dulce 60,3 x 25 - DIN 2448	L= 1400 mm		2
	P	9,559 kg	
Barra - Acero dulce DIN EN 10059	(120 x 120) mm; L= 460 mm		2
	P	52,065 kg	
Barra - Acero dulce DIN EN 10059	(40 x 40) mm; L= 260 mm		1
	P	3,270 kg	
Barra - Acero dulce DIN EN 10059	(40 x 40) mm; L= 260 mm		1
	P	3,270 kg	
Eje - Bronce	$\Phi$ = 35 mm; L= 20 mm		2
	P	0,151 kg	

SIMBOLOGÍA: L = Longitud; P = Peso;  $\Phi$  = Diámetro

A continuación se presenta la tabla resumen del presupuesto para materiales.

**Tabla 7.6.** Resumen del Presupuesto para Materiales

MATERIALES PRINCIPALES				
MÓDULO	COSTO DE MATERIALES [\$]		SUBTOTAL [\$]	
1	1495,17		1495,17	
2	906,81		906,81	
3	1681,39		1681,39	
4	1133,23		1133,23	
<b>SUBTOTAL 1 (S1)</b>			<b><u>5216,60</u></b>	
MATERIALES COMPLEMENTARIOS				
MATERIAL	COSTOS		CANTIDAD [u.]	SUBTOTAL [\$]
	VALOR	[\$/u.]		
Pintura anticorrosiva azul	11,70	\$/GALÓN	2,00	23,40
Grasa / Aceite	4,55	\$/GALÓN	2,00	9,10
Electrodo AGA - E6011	3,84	\$/kg	3,00	11,52
<b>SUBTOTAL 2 (S2)</b>			<b><u>44,02</u></b>	
<b>TOTAL (S1 + S2)</b>				<b><u>5260,62</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.1.1-8.1.4]



### 7.1.2. COSTOS DE FABRICACIÓN

Para definir el presupuesto de fabricación de los elementos y/o piezas que constituyen la máquina, se definen los procesos de fabricación involucrados en la obtención de cada pieza, y se especifica un costo unitario en base a una unidad de referencia para el cálculo. Los costos de fabricación se desglosan para cada módulo en las siguientes tablas:

**Tabla 7.7. Módulo 1 - Costos de Fabricación**

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
1	Estructura	Corte	60	[min]	0,0204	1	1,23
		Soldadura	120	[min]	0,0467	1	5,60
		Taladrado	30	[min]	0,0204	1	0,61
2	Soportes / Fijación Servomotor	Corte	15	[min]	0,0204	2	0,61
		Taladrado	15	[min]	0,0204	2	0,61
3	Soportes / Base alimentación	Corte	15	[min]	0,0204	2	0,61
		Taladrado	15	[min]	0,0204	2	0,61
4	Guía / Barreras laterales	Corte	10	[min]	0,0204	2	0,41
		Taladrado	10	[min]	0,0204	2	0,41
5	Placa Regulación / Polea Tensora	Corte	20	[min]	0,0204	1	0,41
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
6	Base alimentación	Oxicorte / Plasma	10000	[mm]	0,0050	1	50,00
		Soldadura	30	[min]	0,0467	1	1,40
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
7	Barreras laterales	Corte	30	[min]	0,0204	2	1,23
		Soldadura	15	[min]	0,0467	2	1,40
		Taladrado	20	[min]	0,0204	2	0,82
8	Base / Fijación Servomotor	Oxicorte / Plasma	410	[mm]	0,0050	1	2,05
		Doblado	1	[doblez]	0,4000	1	0,40
		Taladrado	25	[min]	0,0204	1	0,51
9	Tapa Lateral	Doblado	3	[doblecetes]	0,4000	2	2,40
		Soldadura	10	[min]	0,0467	2	0,93
		Taladrado	10	[min]	0,0204	2	0,41
10	Tapa / Protección Rodillos	Corte	10	[min]	0,0204	1	0,20
		Doblado	6	[doblecetes]	0,4000	1	2,40
		Taladrado	10	[min]	0,0204	1	0,20

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
11	Tapa / Protección Panel der.	Corte	10	[min]	0,0204	1	0,20
		Doblado	5	[doblesces]	0,4000	1	2,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
12	Tapa / Protección Panel izq.	Corte	10	[min]	0,0204	1	0,20
		Doblado	5	[doblesces]	0,4000	1	2,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
13	Panel lateral	Oxicorte / Plasma	7000	[mm]	0,0050	2	70,00
		Fresado N2	120	[min]	0,2500	2	60,00
		Taladrado	60	[min]	0,0204	2	2,45
		Machuelado	60	[min]	0,0204	2	2,45
14	Tope Vertical	Oxicorte / Plasma	2478	[mm]	0,0050	1	12,39
		Soldadura	10	[min]	0,0467	1	0,47
		Taladrado	10	[min]	0,0204	1	0,20
15	Correderas / Tope Vertical	Corte	10	[min]	0,0204	2	0,41
		Soldadura	15	[min]	0,0467	2	1,40
		Taladrado	10	[min]	0,0204	2	0,41
		Machuelado	10	[min]	0,0204	2	0,41
16	Guía Correderas / Tope Vertical	Mortajado N2	30	[min]	0,2500	2	15,00
		Taladrado	10	[min]	0,0204	2	0,41
		Machuelado	10	[min]	0,0204	2	0,41
17	Eje tensor de la estructura	Torneado N2	120	[min]	0,2500	1	30,00
18	Eje terminación hexagonal	Torneado N2	240	[min]	0,2500	1	60,00
		Fresado N2	20	[min]	0,2500	1	5,00
19	Eje Rodillo Inferior	Torneado N1	300	[min]	0,4000	1	120,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
20	Eje Rodillo Superior	Torneado N1	300	[min]	0,4000	1	120,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
21	Eje / Polea tensora	Torneado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
		Soldadura	10	[min]	0,0467	1	0,47
22	Tapas alojamiento rodamientos	Oxicorte / Plasma	205	[mm]	0,0050	4	4,10
		Fresado N2	60	[min]	0,2500	4	60,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	4	1,23
23	Piñones sistema acercamiento	Fresado N2	240	[min]	0,2500	2	120,00
24	Ruedas excéntricas / Engranés	Oxicorte / Plasma	205	[mm]	0,0050	2	2,05
		Fresado N2	600	[min]	0,2500	2	300,00

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
25	Trinquete / Engranés	Corte	30	[min]	0,0204	1	0,61
		Fresado N2	120	[min]	0,2500	1	30,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
26	Ruedas de arrastre	Torneado N2	120	[min]	0,2500	18	540,00
		Taladrado	10	[min]	0,0204	18	3,68
		Machuelado	10	[min]	0,0204	18	3,68
		Cromado	18	[piezas]	7,5000	1	135,00
27	Arandelas/Piñón/Panel lateral	Corte	30	[min]	0,0204	2	1,23
		Torneado N2	25	[min]	0,2500	2	12,50
28	Poleas Sincrónicas	Torneado N2	60	[min]	0,2500	3	45,00
		Fresado N2	90	[min]	0,2500	3	67,50
		Taladrado	30	[min]	0,0204	3	1,84
		Machuelado	30	[min]	0,0204	3	1,84
<b>TOTAL</b>							<b><u>1947,26</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.2.1]

**Tabla 7.8. Módulo 2 - Costos de Fabricación**

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
1	Estructura	Corte	60	[min]	0,0204	1	1,23
		Soldadura	120	[min]	0,0467	1	5,60
		Taladrado	30	[min]	0,0204	1	0,61
2	Soportes / Fijación Servomotor	Corte	15	[min]	0,0204	2	0,61
		Taladrado	15	[min]	0,0204	2	0,61
3	Placa Regulación / Polea Tensora	Corte	20	[min]	0,0204	1	0,41
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
4	Base / Fijación Servomotor	Oxicorte / Plasma	410	[mm]	0,0050	1	2,05
		Doblado	1	[dobleces]	0,4000	1	0,40
		Taladrado	25	[min]	0,0204	1	0,51
5	Tapa Lateral	Doblado	3	[dobleces]	0,4000	2	2,40
		Soldadura	10	[min]	0,0467	2	0,93
		Taladrado	10	[min]	0,0204	2	0,41
6	Tapa / Protección Panel der.	Corte	10	[min]	0,0204	1	0,20
		Doblado	5	[dobleces]	0,4000	1	2,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
7	Tapa / Protección Panel izq.	Corte	10	[min]	0,0204	1	0,20
		Doblado	5	[doblesces]	0,4000	1	2,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
8	Panel lateral	Oxicorte/ Plasma	7000	[mm]	0,0050	2	70,00
		Fresado N2	120	[min]	0,2500	2	60,00
		Taladrado	60	[min]	0,0204	2	2,45
		Machuelado	60	[min]	0,0204	2	2,45
9	Eje tensor de la estructura	Torneado N2	120	[min]	0,2500	1	30,00
10	Eje terminación hexagonal	Torneado N2	240	[min]	0,2500	1	60,00
		Fresado N2	20	[min]	0,2500	1	5,00
11	Eje Rodillo Inferior	Torneado N1	300	[min]	0,4000	1	120,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
12	Eje Rodillo Superior	Torneado N1	360	[min]	0,4000	1	144,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
13	Eje / Polea tensora	Torneado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
		Soldadura	10	[min]	0,0467	1	0,47
14	Tapas alojamiento rodamientos	Oxicorte / Plasma	205	[mm]	0,0050	4	4,10
		Fresado N2	60	[min]	0,2500	4	60,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	4	1,23
15	Piñones sistema acercamiento	Fresado N2	240	[min]	0,2500	2	120,00
16	Ruedas excéntricas / Engranés	Oxicorte/ Plasma	205	[mm]	0,0050	2	2,05
		Fresado N2	600	[min]	0,2500	2	300,00
17	Trinquete / Engranés	Corte	30	[min]	0,0204	1	0,61
		Fresado N2	120	[min]	0,2500	1	30,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
18	Arandelas / Piñón / Panel lateral	Corte	30	[min]	0,0204	2	1,23
		Torneado N2	25	[min]	0,2500	2	12,50
19	Poleas Sincrónicas	Torneado N2	90	[min]	0,2500	4	90,00
		Fresado N2	120	[min]	0,2500	4	120,00
		Taladrado	40	[min]	0,0204	4	3,27
		Machuelado	40	[min]	0,0204	4	3,27
<b>TOTAL</b>							<b><u>1297,77</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.2.1]

**Tabla 7. 9. Módulo 3 - Costos de Fabricación**

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
1	Estructura	Corte	300	[min]	0,0204	1	6,13
		Soldadura	180	[min]	0,0467	1	8,40
		Taladrado	120	[min]	0,0204	1	2,45
2	Soportes / Fijación Servomotor	Corte	15	[min]	0,0204	2	0,61
		Taladrado	15	[min]	0,0204	2	0,61
3	Base / Fijación Servomotor	Oxicorte /Plasma	410	[mm]	0,0050	1	2,05
		Doblado	1	[doblez]	0,4000	1	0,40
		Taladrado	25	[min]	0,0204	1	0,51
4	Tapa Lateral	Doblado	3	[dobleces]	0,4000	2	2,40
		Soldadura	10	[min]	0,0467	2	0,93
		Taladrado	10	[min]	0,0204	2	0,41
5	Extensiones / Tapa lateral	Doblado	1	[dobleces]	0,4000	4	1,60
		Taladrado	10	[min]	0,0204	4	0,82
6	Carcaza / Roldanas	Doblado	2	[dobleces]	0,4000	2	1,60
		Taladrado	5	[min]	0,0204	2	0,20
7	Fijaciones / Chumaceras	Doblado	2	[dobleces]	0,4000	3	2,40
		Taladrado	10	[min]	0,0204	3	0,61
8	Triángulos / Apoyo Caja de rodamientos	Corte	15	[min]	0,0204	4	1,23
		Soldadura	15	[min]	0,0467	4	2,80
9	Calzas / Guías Cuchillas	Taladrado	5	[min]	0,0204	4	0,41
10	Estructura porta Cuchilla Superior	Mortajado N1	120	[min]	0,4000	1	48,00
		Taladrado	60	[min]	0,0204	1	1,23
		Machuelado	60	[min]	0,0204	1	1,23
11	Estructura porta Cuchilla Inferior	Mortajado N1	180	[min]	0,4000	1	72,00
		Taladrado	60	[min]	0,0204	1	1,23
		Machuelado	60	[min]	0,0204	1	1,23
		Soldadura	60	[min]	0,0467	1	2,80
12	Cajas / Soportes Rodamientos	Fresado N1	90	[min]	0,4000	4	144,00
		Mortajado N2	60	[min]	0,2500	4	60,00
		Taladrado	30	[min]	0,0204	4	2,45
		Machuelado	30	[min]	0,0204	4	2,45
13	Tapas / Cajas Rodamientos	Taladrado	30	[min]	0,0204	4	2,45
		Machuelado	30	[min]	0,0204	4	2,45
14	Sujetadores Roscados	Torneado N1	45	[min]	0,4000	5	90,00
		Fresado N1	45	[min]	0,4000	5	90,00

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
15	Cajas / Soportes Puntas ejes	Fresado N1	60	[min]	0,4000	4	96,00
		Mortajado N2	30	[min]	0,2500	4	30,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	4	1,23
		Machuelado	15	[min]	0,0204	4	1,23
16	Tapas / Alojamiento Rodamientos	Oxicorte /Plasma	130	[mm]	0,0050	4	2,60
		Corte	15	[min]	0,0204	4	1,23
		Torneado N2	30	[min]	0,2500	5	37,50
		Taladrado	15	[min]	0,0204	4	1,23
		Soldadura	15	[min]	0,0467	4	2,80
17	Acople de conexión 1	Torneado N2	30	[min]	0,2500	5	37,50
		Taladrado	15	[min]	0,0204	5	1,53
		Soldadura	15	[min]	0,0467	5	3,50
18	Acople de conexión 2	Torneado N2	30	[min]	0,2500	5	37,50
		Taladrado	15	[min]	0,0204	5	1,53
		Soldadura	15	[min]	0,0467	5	3,50
19	Tornillo / Regulación rodillos	Torneado N1	60	[min]	0,4000	4	96,00
20	Perilla / Tornillo / Regulación rodillos	Torneado N2	35	[min]	0,2500	4	35,00
		Taladrado	5	[min]	0,0204	4	0,41
		Machuelado	5	[min]	0,0204	4	0,41
21	Eje T1	Torneado N1	120	[min]	0,4000	1	48,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
22	Eje T2	Torneado N1	120	[min]	0,4000	1	48,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
23	Rodillo Inferior	Torneado N1	300	[min]	0,4000	2	240,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	2	22,50
		Recubrimiento	1400	[mm]	0,144	2	403,2
24	Rodillo Superior	Torneado N1	300	[min]	0,4000	2	240,00
		Recubrimiento	1400	[mm]	0,144	2	403,2
25	Guías / Cuchillas	Oxicorte / Plasma	920	[mm]	0,0050	2	9,20
		Mortajado N1	360	[min]	0,4000	2	288,00
		Taladrado	20	[min]	0,0204	2	0,82
		Machuelado	20	[min]	0,0204	2	0,82
28	Poleas Sincrónicas	Torneado N2	120	[min]	0,2500	6	180,00
		Fresado N2	120	[min]	0,2500	6	180,00
		Taladrado	60	[min]	0,0204	6	7,35
		Machuelado	60	[min]	0,0204	6	7,35
<b>TOTAL</b>							<b><u>3049,68</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.2.1, 8.2.2]

Tabla 7.10. Módulo 4 - Costos de Fabricación

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
1	Estructura	Corte	90	[min]	0,0204	1	1,84
		Soldadura	150	[min]	0,0467	1	7,00
		Taladrado	60	[min]	0,0204	1	1,23
2	Soportes / Fijación Servomotor	Corte	15	[min]	0,0204	2	0,61
		Taladrado	15	[min]	0,0204	2	0,61
3	Base / Fijación Servomotor	Oxicorte /Plasma	410	[mm]	0,0050	1	2,05
		Doblado	1	[dobleces]	0,4000	1	0,40
		Taladrado	25	[min]	0,0204	1	0,51
4	Tapa / Protección Sistema de transmisión de movimiento	Corte	10	[min]	0,0204	1	0,20
		Doblado	4	[dobleces]	0,4000	1	1,60
		Taladrado	15	[min]	0,0204	1	0,31
5	Base / Respaldo Banda Transportadora	Soldadura	30	[min]	0,0467	1	1,40
6	Base / Inclinación para recolección	Corte	10	[min]	0,0204	1	0,20
		Doblado	2	[dobleces]	0,4000	1	0,80
		Taladrado	10	[min]	0,0204	1	0,20
7	Apoyos / Inclinación para recolección	Oxicorte /Plasma	125	[mm]	0,0050	2	1,25
		Taladrado	10	[min]	0,0204	2	0,41
		Machuelado	10	[min]	0,0204	2	0,41
8	Placas / Fijación Soporte de rodamiento con brida	Oxicorte /Plasma	160	[mm]	0,0050	2	1,60
		Taladrado	20	[min]	0,0204	2	0,82
9	Apoyos / Puntas de eje / Ejes guía rodillo móvil	Fresado N2	45	[min]	0,2500	4	45,00
		Taladrado	15	[min]	0,0204	4	1,23
		Machuelado	15	[min]	0,0204	4	1,23
10	Carcaza / Roldanas	Doblado	2	[dobleces]	0,4000	4	3,20
		Taladrado	5	[min]	0,0204	4	0,41
11	Caja / Soportes tensores con rodamientos	Oxicorte /Plasma	190	[mm]	0,0050	8	7,60
		Mortajado N1	60	[min]	0,4000	8	192,00
		Taladrado	30	[min]	0,0204	8	4,90
		Machuelado	30	[min]	0,0204	8	4,90
12	Conexión / Rodamientos lineales	Doblado	2	[dobleces]	0,4000	2	1,60
		Taladrado	30	[min]	0,0204	2	1,23
		Machuelado	20	[min]	0,0204	2	0,82
		Soldadura	15	[min]	0,0467	2	1,40
13	Tornillo / Regulación distancia rodillos	Torneado N1	60	[min]	0,4000	4	96,00

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CÁLCULO		COSTO [\$/u.]	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]			
14	Perilla / Tornillo / regulación rodillos	Torneado N2	35	[min]	0,2500	4	35,00
		Taladrado	5	[min]	0,0204	4	0,41
		Machuelado	5	[min]	0,0204	4	0,41
15	Eje / Guía Rodillo Móvil	Torneado N2	60	[min]	0,2500	2	30,00
16	Rodillo Móvil	Torneado N1	240	[min]	0,4000	1	96,00
		Soldadura	60	[min]	0,0467	1	2,80
17	Rodillo Conductor / Banda Transportadora	Torneado N1	240	[min]	0,4000	1	96,00
		Soldadura	60	[min]	0,0467	1	2,80
18	Rodillo Motriz / Banda Transportadora	Torneado N1	300	[min]	0,4000	1	120,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	1	11,25
		Soldadura	60	[min]	0,0467	1	2,80
19	Poleas Sincrónicas	Torneado N2	30	[min]	0,2500	2	15,00
		Fresado N2	45	[min]	0,2500	2	22,50
		Taladrado	20	[min]	0,0204	2	0,82
		Machuelado	20	[min]	0,0204	2	0,82
<b>TOTAL</b>							<b><u>821,55</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.2.1]

La siguiente tabla presenta el costo total de fabricación de la máquina a partir del costo de fabricación de cada módulo.

**Tabla 7.11.** Presupuesto de Fabricación – Módulos

MÓDULO	COSTO DE FABRICACIÓN [\$]
1	1947,26
2	1297,77
3	3049,68
4	821,55
<b>TOTAL</b>	<b>7116,26</b>



Para el presupuesto de fabricación, es importante definir el tiempo total relativo a cada proceso de manufactura, y la cantidad de referencia total para los procesos que no se cotizan en función del tiempo. Los resultados se presentan en la tabla 7.12.

**Tabla 7.12.** Presupuesto de Fabricación – Proceso de Fabricación

PROCESO DE FABRICACIÓN	TIEMPO TOTAL		COSTO [\$/hora]	SUBTOTAL [\$]
	[minutos]	[horas]		
Corte	1170	20	1,225	23,888
Fresado N1	825	14	24,000	330,000
Fresado N2	6745	112	15,000	1686,250
Machuelado	1970	33	1,225	40,221
Mortajado N1	1500	25	24,000	600,000
Mortajado N2	420	7	15,000	105,000
Soldadura	1320	22	2,800	61,600
Taladrado	3270	55	1,225	66,763
Torneado N1	4185	70	24,000	1674,000
Torneado N2	5240	87	15,000	1310,000
<b>SUBTOTAL 1 (S1)</b>				<b><u>5897,721</u></b>
PROCESO DE FABRICACIÓN	REFERENCIA CÁLCULO TOTAL		COSTO [\$/unidad]	SUBTOTAL [\$]
	VALOR	[unidad]		
Cromado	18	[piezas]	7,500	135,000
Doblado	80	[dobles]	0,400	32,000
Oxicorte / Plasma	49028	[mm]	0,005	245,140
Recubrimiento	5600	[mm]	0,144	806,400
<b>SUBTOTAL 2 (S2)</b>				<b><u>1218,540</u></b>
<b>TOTAL (S1 + S2)</b>				<b><u>7116,261</u></b>

### 7.1.3. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS / ESTANDARIZADOS

El presupuesto de los elementos normalizados y/o estandarizados, abarca todos los elementos que son suministrados por los diversos fabricantes especializados, en base a la especificación de normas, requerimientos dimensionales, y capacidad de trabajo. Los costos se desglosan para cada módulo en las siguientes tablas:

**Tabla 7.13. Módulo 1 - Costos de Elementos Normalizados**

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [€]	SUBTOTAL [€]
1	Perno - Cabeza de boquilla	ISO 4762 - M6 x 20	6	0,080	0,48
2		ISO 4762 - M10 x 16	4	0,210	0,84
3		ISO 4762 - M10 x 20	8	0,300	2,40
4		ISO 4762 - M10 x 65	2	0,880	1,76
5		ISO 4762 - M12 x 40	4	1,000	4,00
6		ISO 4762 - M12 x 65	3	1,200	3,60
7	Perno - Cabeza de boquilla	DIN 6912 - M5 x 20	4	0,060	0,24
8		DIN 6912 - M5 x 30	12	0,070	0,84
9		DIN 6912 - M8 x 20	16	0,130	2,08
10		DIN 6912 - M8 x 30	6	0,140	0,84
11		DIN 6912 - M8 x 35	16	0,150	2,40
12		DIN 6912 - M8 x 60	4	0,300	1,20
13		DIN 6912 - M10 x 20	6	0,510	3,06
14		DIN 6912 - M10 x 30	4	0,720	2,88
15	Tuerca hexagonal	ISO 4035 - M5	4	0,060	0,24
16		ISO 4035 - M8	20	0,080	1,60
17		ISO 4035 - M10	20	0,090	1,80
18		ISO 4035 - M12	1	0,100	0,10
19		ISO 4035 - M20	2	0,160	0,32
20		ISO 4035 - M39	2	0,300	0,60
21	Tuerca hexagonal	DIN-439-B - M16x1.5(F)	4	0,200	0,80
22	Arandela Plana	ISO 7089 - 5 - 140 HV	20	0,050	1,00
23		ISO 7089 - 6 - 140 HV	6	0,050	0,30
24		ISO 7089 - 8 - 140 HV	66	0,060	3,96
25		ISO 7089 - 10 - 140 HV	38	0,090	3,42
26		ISO 7089 - 12 - 140 HV	8	0,100	0,80
27		ISO 7089 - 20 - 140 HV	2	0,180	0,36
28		DIN 988 - S40 x 50	2	0,250	0,50

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
29	Arandela de Seguridad	ASME B18.21.2M - 5	13	0,015	0,20
30		ASME B18.21.2M - 8	33	0,030	0,99
31		ASME B18.21.2M - 10	2	0,035	0,07
32		ASME B18.21.2M - 12	7	0,040	0,28
33		ASME B18.21.2M - 20	2	0,070	0,14
34	Tornillo de palomilla	DIN 316 - M8 x 10	4	0,160	0,64
35	Prisionero	ISO 4026 - M8 x 10	18	0,100	1,80
36		ISO 4026 - M8 x 12	4	0,120	0,48
37		ISO 4026 - M8 x 20	4	0,200	0,80
38	Rodamiento	SKF - 1210 ETN9	4	52,670	210,68
39		SKF - 6201	1	4,890	4,89
40	Banda Sincrónica	SKF - 420H075	1	17,390	17,39
41	Polea Sincrónica	SKF - 20H075	2	26,570	53,14
42		SKF - 24H075	1	31,884	31,88
43	Chaveta	ISO 2491 - A 8 x 5 x 20	1	1,233	1,23
44		ISO 2491 - A 12 x 6 x 32	1	3,847	3,85
45		ISO 2491 - B 8 x 5 x 20	1	1,233	1,23
<b>TOTAL</b>					<b><u>372,11</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.3.1-8.3.3, 8.4.1, 8.4.2]

**Tabla 7.14.** Módulo 2 - Costo de Elementos Normalizados

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
1	Perno - Cabeza de boquilla	ISO 4762 - M10 x 16	4	0,210	0,84
2		ISO 4762 - M10 x 20	12	0,300	3,60
3		ISO 4762 - M10 x 65	2	0,880	1,76
4		ISO 4762 - M12 x 40	4	1,000	4,00
5		ISO 4762 - M12 x 65	3	1,200	3,60
6	Perno - Cabeza de boquilla	DIN 6912 - M8 x 30	4	0,140	0,56
7		DIN 6912 - M8 x 35	44	0,150	6,60
8		DIN 6912 - M8 x 40	28	0,300	8,40
9		DIN 6912 - M10 x 20	2	0,510	1,02
10		DIN 6912 - M10 x 30	4	0,720	2,88

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
11	Tuerca hexagonal	ISO 4035 - M10	20	0,090	1,80
12		ISO 4035 - M12	1	0,100	0,10
13		ISO 4035 - M20	2	0,160	0,32
14		ISO 4035 - M39	1	0,300	0,30
15	Arandela Plana	ISO 7089 - 8 - 140 HV	76	0,060	4,56
16		ISO 7089 - 10 - 140 HV	38	0,090	3,42
17		ISO 7089 - 12 - 140 HV	8	0,100	0,80
18		ISO 7089 - 20 - 140 HV	2	0,180	0,36
19		DIN 988 - S40 x 50	1	0,250	0,25
20	Arandela de Seguridad	ASME B18.21.2M - 8	72	0,030	2,16
21		ASME B18.21.2M - 10	2	0,035	0,07
22		ASME B18.21.2M - 12	7	0,040	0,28
23		ASME B18.21.2M - 20	2	0,070	0,14
24	Prisionero	ISO 4026 - M8 x 10	1	0,100	0,10
25		ISO 4026 - M8 x 16	14	0,160	2,24
26		ISO 4026 - M8 x 20	2	0,200	0,40
27	Rodamiento	SKF – 1210 ETN9	4	52,670	210,68
28		SKF – 6201	1	4,890	4,89
29	Anillo de retención	ANSI B 27.7M - 3AMI-50	1	0,250	0,25
30	Banda Sincrónica	BANDO – A570 - H100	1	88,590	88,59
31	Polea Sincrónica	SKF – 16H100	2	22,250	44,50
32		SKF – 28H100	1	48,870	48,87
33		SKF – 30H100	1	52,360	52,36
34	Chaveta	ISO 2491 - A 8 x 5 x 20	1	1,233	1,23
35		ISO 2491 - A 12 x 6 x 36	2	3,848	7,70
36		ISO 2491 - B 8 x 5 x 20	1	1,233	1,23
37	Cuchilla Circular Superior	CKnife-Top Slitter-(SK94-097)	7	115,000	805,00
38	Cuchilla Circular Inferior	CKnife-L Knife-(SK94-102)	7	159,000	1113,00
<b>TOTAL</b>					<b><u>2428,86</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.3.1-8.3.3, 8.4.1- 8.4.3]

Tabla 7.15. Módulo 3 - Costo de Elementos Normalizados

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
1	Perno - Cabeza de boquilla	ISO 4762 - M10 x 16	4	0,210	0,84
2		ISO 4762 - M10 x 20	4	0,300	1,20
3		ISO 4762 - M10 x 30	4	0,400	1,60
4		ISO 4762 - M10 x 65	2	0,880	1,76
5	Perno - Cabeza de boquilla	DIN 6912 - M6 x 30	16	0,070	1,12
6		DIN 6912 - M8 x 25	12	0,135	1,62
7		DIN 6912 - M8 x 30	12	0,140	1,68
8		DIN 6912 - M8 x 50	2	0,300	0,60
9		DIN 6912 - M10 x 20	28	0,510	14,28
10		DIN 6912 - M10 x 25	8	0,630	5,04
11		DIN 6912 - M10 x 30	4	0,720	2,88
12		DIN 6912 - M10 x 35	20	0,740	14,80
13		DIN 6912 - M10 x 50	8	1,100	8,80
14		DIN 6912 - M12 x 25	17	1,300	22,10
15		DIN 6912 - M12 x 30	28	1,350	37,80
16	DIN 6912 - M14 x 30	20	1,500	30,00	
17	Tuerca hexagonal	ISO 4035 - M8	2	0,080	0,16
18		ISO 4035 - M10	40	0,090	3,60
19		ISO 4035 - M12	33	0,100	3,30
20		ISO 4035 - M14	20	0,120	2,40
21		ISO 4035 - M22	10	0,180	1,80
22	Tuerca hexagonal	DIN-439-B - M20x1.5(F)	5	0,250	1,25
23	Arandela Plana	ISO 7089 - 6 - 140 HV	16	0,050	0,80
24		ISO 7089 - 8 - 140 HV	38	0,060	2,28
25		ISO 7089 - 10 - 140 HV	88	0,090	7,92
26		ISO 7089 - 12 - 140 HV	69	0,100	6,90
27	Arandela de Seguridad	ASME B18.21.2M - 6	16	0,015	0,24
28		ASME B18.21.2M - 8	36	0,030	1,08
29		ASME B18.21.2M - 10	26	0,035	0,91
30		ASME B18.21.2M - 12	45	0,040	1,80
31		ASME B18.21.2M - 14	20	0,060	1,20
32	Prisionero	ISO 4026 - M8 x 5	8	0,050	0,40
33		ISO 4026 - M8 x 12	4	0,120	0,48
34		ISO 4026 - M8 x 16	2	0,160	0,32
35	Rodamiento	SKF - 2206 ETN9	4	35,980	143,92
36		SKF - 2205 ETN9	4	30,650	122,60
37		SKF - SY 25 TF	3	20,350	61,05

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
38	Banda Sincrónica	SKF – 420H075	1	17,39	17,39
39		SKF - 480H075	1	19,14	19,14
40		SKF - 510H075	1	19,82	19,82
41	Polea Sincrónica	SKF – 16H075	4	21,256	85,02
42		SKF – 20H075	2	26,570	53,14
43	Anillo de retención	ANSI B 27.7M - 3AMI-25	4	0,250	1,00
44	Acople ejes	FESTO / 558005 EAMD	1	45,000	45,00
45	Chaveta	ISO 2491 - A 8 x 5 x 36	2	1,753	3,51
46	Roldanas	Bulón ½" x 55	2	7,500	15,00
47	Cuchillas Transversales	FASSCO 052.30	2	451,93	903,86
<b>TOTAL</b>					<b><u>1673,41</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.3.1-8.3.4, 8.4.1, 8.4.2]

**Tabla 7.16.** Módulo 4 - Costo de Elementos Normalizados

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
1	Perno - Cabeza de boquilla	ISO 4762 - M6 x 16	2	0,080	0,16
2		ISO 4762 - M10 x 16	4	0,210	0,84
3		ISO 4762 - M10 x 65	2	0,880	1,76
4	Perno - Cabeza de boquilla	DIN 6912 - M6 x 40	4	0,110	0,44
5		DIN 6912 - M8 x 25	8	0,130	1,04
6		DIN 6912 - M8 x 60	4	0,300	1,20
7		DIN 6912 - M10 x 20	4	0,510	2,04
8		DIN 6912 - M10 x 25	8	0,610	4,88
9		DIN 6912 - M10 x 30	4	0,720	2,88
10		DIN 6912 - M14 x 40	8	1,220	9,76
11	Tuerca hexagonal	ISO 4035 - M6	4	0,060	0,24
12		ISO 4035 - M8	4	0,080	0,32
13		ISO 4035 - M10	14	0,090	1,26
14		ISO 4035 - M14	8	0,120	0,96
15		ISO 4035 - M20	8	0,160	1,28
16	Arandela Plana	ISO 7089 - 6 - 140 HV	6	0,050	0,30
17		ISO 7089 - 8 - 140 HV	16	0,060	0,96
18		ISO 7089 - 10 - 140 HV	32	0,090	2,88
19		ISO 7089 - 14 - 140 HV	16	0,120	1,92
20	Arandela de Seguridad	ASME B18.21.2M - 8	4	0,030	0,12
21	Tornillo de palomilla	DIN 316 - M8 x 12	2	0,190	0,38

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
22	Prisionero	ISO 4026 - M8 x 12	1	0,120	0,12
23		ISO 4026 - M8 x 20	1	0,200	0,20
24	Rodamiento	SKF – TU 35 TF	4	40,200	160,80
25		SKF – FYK 35 TF	2	107,360	214,72
26		SKF LTBR30-2LS	2	74,410	148,82
27	Banda Sincrónica	SKF – 390H075	1	16,55	16,55
28	Polea Sincrónica	SKF – 16H075	1	21,256	21,26
29		SKF – 28H075	1	37,198	37,20
30	Roldanas	Bulón ½" x 55	4	7,500	30,00
31	Banda Transportadora	HABAFLOW HAR-12E	1	513,000	513,00
32	Chaveta	ISO 2491 - A 8 x 5 x 36	1	1,753	1,75
<b>TOTAL</b>					<b><u>1180,04</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.3.1-8.3.3, 8.4.1, 8.4.2, 8.4.4]

La tabla 7.17 presenta una discretización de los elementos normalizado y/o estandarizados.

**Tabla 7.17.** Discretización de Elementos Normalizados / Estandarizados

PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANTIDAD
Perno - Cabeza de boquilla	ISO 4762 - M6 x 16	2
	ISO 4762 - M6 x 20	6
	ISO 4762 - M10 x 16	16
	ISO 4762 - M10 x 20	24
	ISO 4762 - M10 x 30	4
	ISO 4762 - M10 x 65	8
	ISO 4762 - M12 x 40	8
	ISO 4762 - M12 x 65	6
Perno - Cabeza de boquilla	DIN 6912 - M5 x 20	4
	DIN 6912 - M5 x 30	12
	DIN 6912 - M6 x 30	16
	DIN 6912 - M6 x 40	4
	DIN 6912 - M8 x 20	16
	DIN 6912 - M8 x 25	20
	DIN 6912 - M8 x 30	22
	DIN 6912 - M8 x 35	60
	DIN 6912 - M8 x 40	28

PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANTIDAD
Perno - Cabeza de boquilla	DIN 6912 - M8 x 50	2
	DIN 6912 - M8 x 60	8
	DIN 6912 - M10 x 20	40
	DIN 6912 - M10 x 25	16
	DIN 6912 - M10 x 30	16
	DIN 6912 - M10 x 35	20
	DIN 6912 - M10 x 50	8
	DIN 6912 - M12 x 25	17
	DIN 6912 - M12 x 30	28
	DIN 6912 - M14 x 30	20
	DIN 6912 - M14 x 40	8
Tuerca hexagonal	ISO 4035 - M5	4
	ISO 4035 - M6	4
	ISO 4035 - M8	26
	ISO 4035 - M10	94
	ISO 4035 - M12	35
	ISO 4035 - M14	28
	ISO 4035 - M20	12
	ISO 4035 - M22	10
	ISO 4035 - M39	3
Tuerca hexagonal	DIN-439-B - M16x1.5(F)	9
Arandela Plana	ISO 7089 - 5 - 140 HV	20
	ISO 7089 - 6 - 140 HV	28
	ISO 7089 - 8 - 140 HV	200
	ISO 7089 - 10 - 140 HV	196
	ISO 7089 - 12 - 140 HV	85
	ISO 7089 - 14 - 140 HV	16
	ISO 7089 - 20 - 140 HV	4
Arandela Plana	DIN 988 - S40 x 50	3
Arandela de Seguridad	ASME B18.21.2M - 5	13
	ASME B18.21.2M - 6	16
	ASME B18.21.2M - 8	141
	ASME B18.21.2M - 10	30
	ASME B18.21.2M - 12	59
	ASME B18.21.2M - 14	20
	ASME B18.21.2M - 20	4
Tornillo de palomilla	DIN 316 - M8 x 10	4
	DIN 316 - M8 x 12	2



PIEZAS / ELEMENTOS	DENOMINACIÓN	CANT.
Prisionero	ISO 4026 - M8 x 5	8
	ISO 4026 - M8 x 10	19
	ISO 4026 - M8 x 12	9
	ISO 4026 - M8 x 16	16
	ISO 4026 - M8 x 20	7
Rodamiento	SKF – 2206 ETN9	4
	SKF – 2205 ETN9	4
	SKF – 1210 ETN9	8
	SKF – 6201	2
	SKF – SY 25 TF	3
	SKF – TU 35 TF	4
	SKF – FYK 35 TF	2
	SKF LTBR30-2LS	2
Anillo de retención	ANSI B 27.7M - 3AMI-25	4
	ANSI B 27.7M - 3AMI-50	1
Banda Sincrónica	SKF – 390H075	1
	SKF – 420H075	2
	SKF - 480H075	1
	SKF - 510H075	1
	BANDO – A570 - H100	1
Polea Sincrónica	SKF – 16H075	5
	SKF – 20H075	4
	SKF – 24H075	1
	SKF – 28H075	1
	SKF – 16H100	2
	SKF – 28H100	1
	SKF – 30H100	1
Chaveta	ISO 2491 - A 8 x 5 x 20	2
	ISO 2491 - A 8 x 5 x 36	3
	ISO 2491 - A 12 x 6 x 32	1
	ISO 2491 - A 12 x 6 x 36	2
	ISO 2491 - B 8 x 5 x 20	2
Acople ejes	FESTO / 558005 EAMD	1
Roldanas	Bulón ½" x 55	6
Cuchillas Transversales	FASSCO 052.30	2
Cuchilla Circular Superior	CKnife-Top Slitter-(SK94-097)	7
Cuchilla Circular Inferior	CKnife-L Knife-(SK94-102)	7
Banda Transportadora	HABAFLOW HAR-12E	1

A continuación se presenta la tabla resumen del presupuesto para elementos normalizados y/o estandarizados.

**Tabla 7.18.** Presupuesto de Elementos Normalizados – Módulos

<b>MÓDULO</b>	<b>COSTO DE FABRICACIÓN [\$]</b>
1	372,11
2	2428,86
3	1673,41
4	1180,04
<b>TOTAL</b>	<b><u>5654,42</u></b>

#### 7.1.4. COSTOS DE INSTALACIÓN DEL CONTROL AUTOMÁTICO

El costo de instalación del control automático comprende el costo de los elementos de control. Los costos de instalación del control automático se presentan en las tablas 7.19 y 7.20:

**Tabla 7.19.** Costo de Servomotores y Variadores de Frecuencia

<b>N°</b>	<b>ELEMENTOS</b>	<b>REFERENCIA / DENOMINACIÓN</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO [\$]</b>	<b>SUBTOTAL [\$]</b>
1	Servomotor	SELEMA - ST142 - 16,5 / TECO JSMA-MB30ABK	1	952,00	952,00
2	Variador de Frecuencia	SELEMA ECO4D1020 / TECO JSDA-75A3	1	1463,00	1463,00
3	Servomotor	SELEMA - ST115 - 11 / TECO JSMA-MB20ABK	1	790,00	790,00
4	Variador de Frecuencia	SELEMA ECO4D1020 / TECO JSDA-50A3	1	1235,00	1235,00
5	Servomotor	SELEMA - ST115 – 7 / TECO JSMA-MB15ABK	2	754,00	1508,00
6	Variador de Frecuencia	SELEMA ECO4D1020 / TECO JSDA-50A3	2	1235,00	2470,00
<b>TOTAL</b>					<b><u>8418,00</u></b>

FUENTE: [ANEXOS 8.5.1]

Tabla 7.20. Costo de Elementos de Control Automático

N°	ELEMENTOS	REFERENCIA / DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [€]	SUBTOTAL [€]
1	PLC	SIMATIC S7-200 CPU 224 <sup>[165]</sup>	1	450,00	450,00
2	Módulo de Expansión	SIEMENS - EM222 (8 DO) <sup>[1]</sup>	1	155,00	155,00
3	Módulo de Expansión	SIEMENS - EM231 (4 AI) <sup>[1]</sup>	1	250,00	250,00
4	Módulo de Expansión	SIEMENS - EM232 (4 AO) <sup>[1]</sup>	1	362,00	362,00
5	Cable interfaz PPI	SIEMENS 6ES7901 <sup>[1]</sup>	1	170,00	170,00
6	Pulsador	SIRIUS 3SB36 - Verde- NA <sup>[1]</sup>	1	9,76	9,76
7	Pulsador	SIRIUS 3SB36 - Amarillo – NA <sup>[1]</sup>	1	9,76	9,76
8	Pulsador	SIRIUS 3SB36 - Rojo – NC <sup>[1]</sup>	1	9,76	9,76
9	Pulsador Emergencia	SIRIUS 3SB36 - Tipo hongo <sup>[1]</sup>	3	23,85	71,55
10	Barreras réflex	SICK - WL12G - 3B2531 <sup>[166]</sup>	4	114,00	456,00
11	Captadores Magnéticos	FESTO - SME - 8M - DS - 24 V	6	51,14	306,84
12	Encoder Incremental Rotatorio	EPC - TR1 <sup>[167]</sup>	2	278,00	556,00
13	Potenciómetro Angular	HOHNER POT10	2	10,30	20,60
14	Potenciómetro Lineal	CELESCO MLP100	2	9,56	19,12
15	Electroválvula	FESTO-VUVG L10-B52-ZT- M5	1	85,28	85,28
16	Electroválvulas	FESTO-CPE24-M1H-5JS-3/8	2	152,99	305,98
17	Relés industriales	SIRIUS LZX: MT321024 <sup>[1]</sup>	4	13,80	55,20
18	Displays LCD	SIEMENS 6ES7272 <sup>[1]</sup>	4	28,43	113,72
19	Luces piloto Metálicas	SIRIUS-3SB36-Verde <sup>[1]</sup>	2	9,90	19,80
20	Luces piloto Metálicas	SIRIUS-3SB36-Amarilla <sup>[1]</sup>	2	9,90	19,80
21	Luces piloto Metálicas	SIRIUS-3SB36-Roja <sup>[1]</sup>	2	9,90	19,80
22	Alarma de seguridad	WERMA 422.120.075	1	20,00	20,00
23	Gabinete de control / Industrial	(1200 x 800 x 30) mm	1	208,00	208,00
24	Cable eléctrico - Potencia	10 AWG - 450/750 V - L = 6 m	1	13,56	13,56
25	Cable eléctrico - Mando	16 AWG - 300/500 V - L = 6 m	1	6,51	6,51
26	Cable eléctrico - Conexiones menores	20 AWG - 300 V - L = 6 m	1	2,74	2,74
<b>TOTAL</b>					<b><u>3716,78</u></b>

<sup>165</sup> SIEMENS; Lista de Precios Ecuador; 2011. Págs.: 4/12, 4/15, 4/17, 5/5, 5/6, 6/12

<sup>166</sup> <https://www.mysick.com/>

<sup>167</sup> <http://www.encoderoutlet.com/mall/buy-modeltr1.html>

### 7.1.5. COSTOS DE INSTALACIÓN DEL CIRCUITO NEUMÁTICO

El costo de instalación del circuito neumático comprende el costo de los elementos neumáticos. Los costos de los elementos neumáticos se presentan en la tabla 7.21:

**Tabla 7.21.** Costos de Elementos del Circuito Neumáticos

N°	ELEMENTOS	REFERENCIA / DENOMINACIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
1	Pistones Neumáticos	FESTO - DSNU - 12 - 25 - P - A	2	75,030	150,06
2	Pie de fijación / cilindros DSNU	FESTO / 5126 HBN-12/16x2	4	7,690	30,76
3	Placa de acoplamiento / cilindros DSNU	FESTO / 36123 KSZ-M6	2	23,630	47,26
4	Válvula estranguladora / cilindros DSNU	FESTO / GRLA - M5 - QS - 4 - D	4	22,600	90,40
5	Racor en el cilindro / cilindros DSNU	FESTO / CN - M5 - PK - 4	4	3,560	14,24
6	Racor en válvula de vías / cilindros DSNU	FESTO / LCN - M5 - PK - 4	3	5,120	15,36
7	Racor en válvula de vías / cilindros DSNU	FESTO / TCN - M5 - PK - 4	2	5,410	10,82
9	Tubo plástico / cilindros DSNU	FESTO / PUN- 4 x 0,75- BL - L = 3 m	1	2,370	2,37
10	Pistones Neumáticos	FESTO - DNC - 80 - 25 - PPV - A	5	293,610	1468,05
11	Pie de fijación / cilindros DNC	FESTO / 174373 HNC-80_50	10	41,070	410,70
12	Placa de acoplamiento / cilindros DNC	FESTO / KSG M20 x 1,5	5	64,920	324,60
13	Válvula estranguladora / cilindros DNC	FESTO / GRLA - 3/8 - QS - 10 D	10	33,680	336,80
14	Racor en el cilindro / cilindros DSNU	FESTO / QSL - G3/8 - 10	10	5,730	57,30
15	Racor en válvula de vías / cilindros DSNU	FESTO / QS - G3/8 - 10	3	3,440	10,32
16	Racor en válvula de vías / cilindros DSNU	FESTO / QSLT - G3/8 - 10	5	13,780	68,90
17	Racor en válvula de vías / cilindros DSNU	FESTO / QSY - G3/8 - 10	2	15,590	31,18
18	Tubo plástico / cilindros DNC	FESTO / PUN- 10 x 1,5- BL - L = 8 m	1	29,120	29,12
19	Unidad de Mantenimiento	FESTO / MSB6 - 1/2: J4: I2: D4 - WP	1	220,000	220,00
20	Fuente de alimentación	COMPRESOR SCHULZ 7,5HP- 850 l/min	1	1800,000	1800,00
<b>TOTAL</b>					<b>5118,24</b>

FUENTE: [ANEXOS 8.6.1]

### 7.1.6. COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos son los costos que no influyen directamente en la fabricación de la máquina. La tabla 7.22 presenta el resumen de costos indirectos:

**Tabla 7.22. Costos Indirectos**

DENOMINACION	REFERENCIA CÁLCULO	COSTO [\$/HORA]	SUBTOTAL [\$]
	TIEMPO [HORAS]		
Diseño / Automatización	704	5,00	3520,00
Transporte	10	20,00	200,00
Montaje / Calibración*	120	2,00	720,00
Gastos contables	1408	0,07	98,56
Software	352	1,00	352,00
<b>TOTAL</b>			<b><u>4890,56</u></b>

Para la obtención de la tabla 7.22 se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

- La jornada laboral está definida por: 1 mes / 22 días / 8 horas.
- La referencia de cálculo para el costo de diseño y automatización corresponde a un total de 4 meses.
- En el montaje y calibración de la máquina intervienen 3 operarios y la referencia de cálculo corresponde a un total de 3 semanas.
- En los gastos contables se incluyen rubros tales como: servicio de plotter, impresiones, movilización, copias, etc.
- En software se incluye el costo de la utilización de programas informáticos, el uso de internet, el consumo eléctrico del computador, etc.

## 7.2. PRESUPUESTO TOTAL DE LA MÁQUINA DISEÑADA

El presupuesto total está dado por la sumatoria de los rubros totales correspondientes a los costos involucrados en la construcción de la máquina diseñada. Adicionalmente se considera el porcentaje de utilidad y de imprevistos. El presupuesto total se presenta en la tabla 7.23.

**Tabla 7.23.** Presupuesto Total

DENOMINACIÓN	COSTO [\$]
Materiales	5260,62
Fabricación	7116,26
Elementos Normalizados	5654,42
Instalación del Control Automático	12134,78
Instalación del Circuito Neumático	5118,24
Costos Indirectos	4890,56
<b>SUBTOTAL</b>	<b><u>40174,88</u></b>
Utilidad (30%)	12052,46
Imprevistos (5%)	2008,74
<b>TOTAL</b>	<b><u>54236,08</u></b>

El costo total de la máquina diseñada, está por debajo del costo de la máquina tomada como referencia en el análisis del producto de la competencia (Capítulo 2 – Sección 2.1.4.2.1), cuyo costo es de 185000 dólares <sup>[168]</sup>; a partir de lo cual se cumple el objetivo de obtener una máquina de iguales prestaciones y menor precio que la competencia.

<sup>168</sup> ANEXO 8.7.1 Cotización Máquina IDEALGANDRA 130.

## CAPÍTULO 8.

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 8.1. CONCLUSIONES

- La aplicación de la metodología de la Ingeniería Concurrente para el diseño de la máquina, da una perspectiva global del sistema físico a fin de considerar simultáneamente los requerimientos funcionales, de control, y de fabricación.
- La estructura modular facilita el establecimiento de las condiciones críticas, para que en base a la evaluación de parámetros, sea posible definir de manera más precisa la configuración y las dimensiones de las piezas de la máquina.
- El proceso de diseño mecánico se maneja como un proceso iterativo y retroalimentado, de modo que a partir de la definición de las condiciones críticas, la evaluación de parámetros puede o no validar el diseño, cerrando o retroalimentando el ciclo.
- Normalmente en el diseño mecánico, se manejan aproximaciones a la configuración y dimensionamiento definitivo de las piezas, con los cual se optimiza en cada ciclo el desempeño de cada módulo en la máquina.
- La utilización de herramientas de diseño 3D asistido por computadora, brinda una mayor perspectiva del acople de cada pieza dentro de un determinado ensamblaje, lo cual facilita la obtención de los planos de conjunto y de detalle.
- El INVENTOR como herramienta de diseño 3D asistido por computadora, permite validar el diseño de los componentes creados, a partir de la aplicación de análisis estructurales y de tensión por métodos de elementos finitos.
- La automatización industrial en base a la programación y utilización de PLC, optimiza el desempeño de la máquina, reduciendo el número de componentes mecánicos que se requeriría para cumplir funciones de control equivalentes.
- El PLC como dispositivo principal de control, rige las secuencias de funcionamiento de la máquina y permite modificar los parámetros de control en base a los requerimientos específicos del proceso productivo.

- La programación del PLC, mediante el programa STEP 7-Micro/WIN, da una concepción total del funcionamiento de la máquina, ya que se consideran todos los aspectos relacionados con su operación y la relación con el entorno.
- La simulación del programa de control, valida el cumplimiento de los requerimientos funcionales de la máquina, representando las operaciones críticas de registro, alimentación y corte transversal de las planchas de cartón.
- Si bien el diseño de los elementos mecánicos funda las bases para el correcto funcionamiento de la máquina, sin el control con PLC, resulta muy complicado sincronizar el funcionamiento de los 4 módulos y alcanzar la precisión de corte establecida.
- La simulación del circuito neumático se realiza sobre las bases del control con PLC, y busca complementar la simulación del programa de control a partir del reconocimiento de los elementos neumáticos.
- El presupuesto total de la máquina diseñada, equivale a la tercera parte del costo de la máquina de la competencia con iguales prestaciones, por lo cual conviene llevar a cabo su construcción a fin de alcanzar una mayor productividad en la empresa solicitante.

## **8.2. RECOMENDACIONES**

- En caso de concretarse la construcción de la máquina diseñada, se debe desarrollar un protocolo de pruebas que permita asegurar el cumplimiento de los requerimientos detallados en el documento de especificación.
- No se debe sobrepasar por ningún motivo los límites sobre los cuales se ha establecido las condiciones críticas de funcionamiento de la máquina.
- Debido a los elementos mecánicos de eminente peligro, debe prestarse especial atención al cumplimiento de los requerimientos de seguridad.
- Para establecer los plazos de construcción y montaje de la máquina, debe evaluarse la necesidad de importar algunos de los elementos normalizados.
- Para la instalación del control automático y del circuito neumático debe considerarse la intervención y supervisión de personal especializado.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AGUINAGA A.; Autómatas Programables; Facultad de Ingeniería Mecánica – EPN; Quito; 2011.
2. ASSOCIATION OF EUROPEAN CARTONBOARD AND CARTON MANUFACTURERS; Glosario de Términos sobre el Cartón y los Envases de este Material; PRO CARTON; PDF.
3. ASTUDILLO F.; Diseño y Simulación de un control automático para una cámara de fermentación de pan por medio de un autómata programable; Proyecto de Titulación EPN; Quito; 2010.
4. AUTODESK INVENTOR; Manual del Ingeniero; HTML Help; 2011.
5. BANDO; Industrial Power Transmission Products; Publication BU-106; PDF; U.S.A.
6. BEER, JHONSTON, DEWOLF; Mecánica de Materiales; Editorial Mc Graw Hill; 4ta edición; México; 2007.
7. BUDYNAS, NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Mc Graw Hill; México; 2008.
8. CÁMARA DE CONSTRUCTORES DE QUITO; Boletín Técnico; Ecuador; 2011.
9. CAROLINA KNIFE CO.; Principles of Shear Slitting; PDF.
10. EMPAQUES DE COLÓN S.A.; Principios Básicos del Empaque Corrugado; ECSA; PDF.
11. FASSCO; Catálogo - Cuchillas para máquinas: Instrucciones de afilar y datos técnicos; REMSCHEID; Alemania; 1988.

12. FENNER; Synchronous Belt Drives; PDF.
13. FENNER-DUNLOP; Conveyor Handbook; PDF.
14. FESTO; FluidSIM 3.6 Neumática: Manual del usuario; Festo Didactic; Dekendorf; 2004.
15. GATES MECTROL; Timing Belt Theory; PDF; U.S.A.; 2006.
16. GUZMÁN A., JÁTIVA E.; Diseño de una Máquina Cortadora Rebobinadora de Papel; Proyecto de Titulación EPN; Quito; 2007.
17. HARRISON H., BOLINGER J.; Controles Automáticos; Editorial TRILLAS; México; 1979.
18. KOUBAA A., KORAN Z.; Measure of the internal bond strength of paper/board; TAPPI JOURNAL; Vol. 78, No. 3; 1994.
19. MARTIN; Stock Timing Pulleys; PDF.
20. MICRO; Cilindros; PDF.
21. NICE N.; Sistemas de Control para Ingeniería; Editorial CECSA; México; 2002.
22. OGATA K.; Ingeniería de Control Moderna; 3era Edición; Prentice Hall PEARSON; México; 2000.
23. OMRON; Servo Motor Selection; PDF.
24. PHOENIX; Fundamentos de diseño de las Correas Transportadoras Phoenix; GMBH; PDF; Hamburgo; 2006.
25. PIOVAN M.; Proyecto de Elementos de Transmisión Flexibles; División 1: Cálculo y selección de correas y cadenas; Documento PDF; 2004.
26. RIBA C.; Diseño Concurrente; Ediciones UPC; Documento PDF; España; 2002.

27. ROISUM D.; The Ten Commandments of Web Machine Design; TAPPI; PDF; 1995.
28. RUANO E., ZAMBRANO J.; Diseño, construcción y automatización con un PLC ALLEN-BRADLEY MICROLOGIX 1100, de un caldero didáctico de vapor saturado; Proyecto de Titulación EPN; Quito; 2009.
29. SALVAT EDITORES; La Enciclopedia; Volumen 4; MEDIASAT GROUP; Madrid; 2004.
30. SICK; Photoelectric Sensor; Online Data Sheet; PDF.
31. SIEMENS SIMATIC; Manual del Sistema de Automatización S7-200; PDF; 2008.
32. SIEMENS; Lista de Precios Ecuador; 2011.
33. SIEMENS; S7-200: Catálogo de Producto; PDF.
34. TIDLAND; A Guide to Slitting: A compilation of articles contributed by Reinhold Schable; Tidland Corp; PDF; 2003.
35. UNIDAD DE SEGURIDAD Y SALUD; Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo; Documento PDF; Ministerio de Trabajo y Empleo; Quito; 1996.

#### *PÁGINAS WEB*

1. <http://celesco.com/linearpot/index.htm>
2. <http://isa.umh.es/arvc/>
3. <http://personales.ya.com/canalPLC/interest.htm>
4. <http://selema-srl.it>
5. <http://www.bhs-corrugated.hr/>
6. <http://www.caballano.com/cuadro.htm>
7. <http://www.corrugando.com/ediciones1-19.html>

8. [http://www.empacar.com.bo/calidad\\_corrugado.htm](http://www.empacar.com.bo/calidad_corrugado.htm)
9. <http://www.encoder.com>
10. <http://www.encoderoutlet.com/mall/buy-modeltr1.html>
11. [http://www.fassco.de/english/html/bestellung\\_papiermesser.html](http://www.fassco.de/english/html/bestellung_papiermesser.html)
12. <http://www.festo.com/catalogue/>
13. <http://www.grupcecassa.es/webs/jercu/mlig.htm>
14. <http://www.grupojubany.com/catalogo/index.php/ofertas/pro:149>
15. <http://www.habasit.com/2088.html>
16. <http://www.hohner.es/>
17. <http://www.isa.uniovi.es/docencia/autom3m/Temas/Tema7.pdf>
18. <http://www.itohdenki.com/technicalsupport/index.php>
19. <http://www.logismarket.com.ar>
20. <http://www.martinsprocket.com/synch>
21. <http://www.paperonweb.com/paperpro.htm>
22. <http://www.publysoft.net/~watos/pulsador.htm>
23. [http://www.rodisa.com.mx/.../BajaTensionSiemens/Botones\\_y\\_Lamparas.pdf](http://www.rodisa.com.mx/.../BajaTensionSiemens/Botones_y_Lamparas.pdf)
24. [http://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Tribology/co\\_of\\_frict.htm](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm)
25. <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica16.htm>
26. <http://www.silge.com.ar>
27. <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/>
28. [http://www.stanleyworks.es/product\\_detail/Llaves+Combinadas+Maxi-Drive+Plus.ctlg](http://www.stanleyworks.es/product_detail/Llaves+Combinadas+Maxi-Drive+Plus.ctlg)
29. [http://www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica\\_4SOL.pdf](http://www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica_4SOL.pdf)
30. <http://www.werma.com/es.html>
31. <http://ycoamedicionesindustriales.blogspot.com/2007/06/sensores-digitales.html>
32. <http://eb.automation.siemens.com/>
33. <http://www.mysick.com/>

## **ANEXOS**

[NOTA: Los anexos no constan en la presente versión digital, y únicamente se presentan en la versión impresa.]

## **ANEXOS - PLANOS**

[NOTA: Los planos no constan en la presente versión digital, y únicamente se presentan en la versión impresa.]