



**Diseño y simulación de una máquina automática dosificadora, empacadora y selladora de granos**

Ayala Chávez, Alexander Paul

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Olmedo Salazar, José Fernando

10 de agosto de 2022



## Tesis en formato Ayala.pdf

Scanned on: 13:7 August 4, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	442
Words with Minor Changes	140
Paraphrased Words	109
Omitted Words	0



Firmado electrónicamente por:  
**JOSE FERNANDO  
OLMEDO SALAZAR**

Alexander Ayala  
1721394235



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

### Certificación

Certifico que el trabajo de titulación, **“Diseño y construcción de una máquina automática dosificadora, empacadora y selladora de granos”** fue realizado por el señor **Ayala Chávez, Alexander Paul** el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 10 de agosto de 2022



Firmado electrónicamente por:  
**JOSE FERNANDO  
OLMEDO SALAZAR**

.....  
**Ing. José Fernando Olmedo Salazar**

C.I. 1708186307



**Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica**

**Carrera de Ingeniería Mecánica**

**Responsabilidad de Autoría**

Yo, **Ayala Chávez, Alexander Paul**, con cédula de ciudadanía N°1721394235, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **Diseño y simulación de una máquina automática dosificadora, empacadora y selladora de granos** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 10 de agosto de 2022

Firma

**Ayala Chávez, Alexander Paul**

C.C.: 1721394235



**Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica**

**Carrera de Ingeniería Mecánica**

**Autorización De Publicación**

Yo, **Ayala Chávez, Alexander Paul**, con cédula de ciudadanía N°1721394235, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **Diseño y simulación de una máquina automática dosificadora, empacadora y selladora de granos** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

**Sangolquí, 10 de agosto de 2022**

Firma

**Ayala Chávez, Alexander Paul**

C.C.: 1721394235

### **Agradecimiento**

Mi profundo agradecimiento a las autoridades, docentes y personal de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, y principalmente al ing. Fernando Olmedo, quien me guio durante el desarrollo de este proyecto.

Agradezco a Isaac Palacios, mi amigo, quien permitió que pudiese completar este proceso, en especial durante la elaboración y ejecución de simulaciones.

Además, agradezco a las personas que me apoyaron durante este proceso. No estaría aquí sin ninguno de ustedes.

## **Dedicatoria**

Esta tesis está dedicada a:

Mis padres y hermanos, quienes me brindaron apoyo a su manera, y pese a que en ocasiones actuaron en mi contra durante mi carrera universitaria, sin ellos, no habría encontrado la manera de superarme, ni salir adelante.

Las personas fuera de mi familia me apoyaron, entre ellos el Ing. Byron Cortez, Ing. Fernando Olmedo, Ing. Byron Guerrero, y los docentes de la carrera de ingeniería mecánica.

Todas las personas que, tras estos difíciles años durante y después de la pandemia de COVID, además de la grave crisis económica que sufre nuestro mundo, siguen tratando de salir adelante. A aquellos que dan su mejor esfuerzo, pese a tener todo en contra. Y a quienes deseo éxito, pese a toda la adversidad que tienen y tendrán que enfrentar.

## Índice de Contenidos

Informe de Copyleaks .....	2
Certificación .....	3
Responsabilidad de Autoría .....	4
Autorización De Publicación .....	5
Agradecimiento.....	6
Dedicatoria.....	7
Índice de Contenidos .....	8
Índice de Figuras .....	12
Índice de Tablas .....	25
Resumen .....	29
Abstract.....	30
Capítulo 1: Generalidades.....	31
Introducción .....	31
Objetivos.....	32
Objetivo General .....	32
Objetivos específicos.....	32
Alcance del proyecto .....	32
Justificación del proyecto .....	34
Área de influencia.....	36
Capítulo 2: Marco Teórico .....	37
Caracterización de elementos a dosificar.....	37
Elementos a empacar.....	37
Elementos de empaque .....	41

Caracterización de sistemas utilizados .....	49
Sistemas de dosificación .....	49
Sistemas de empaque .....	55
Sistemas de sellado y corte .....	57
Sistemas de control .....	63
Caracterización de metodología utilizada .....	70
Desarrollo del producto .....	70
Desarrollo del concepto .....	71
Diseño del sistema .....	72
Diseño de detalle.....	75
Capítulo 3: Proceso de Desarrollo del Concepto .....	82
Desarrollo de conceptos.....	82
Establecimiento y aclaración de necesidades .....	82
Establecimiento de especificaciones objetivo .....	85
Generación de conceptos .....	89
Selección de conceptos .....	99
Pruebas de conceptos .....	109
Desarrollo de especificaciones finales .....	175
Diseño a nivel sistema (Arquitectura del equipo) .....	176
Esquema del equipo.....	176
Capítulo 4: Ingeniería de Detalle .....	180
Diseño de detalle .....	180
Diseño de tolvas .....	180
Diseño del sistema de dosificación .....	183

Diseño del sistema de formado de empaques.....	209
Diseño del sistema de sellado y corte.....	233
Selección y dimensionamiento de actuadores neumáticos.....	266
Diseño del bastidor .....	273
Diseño del sistema de control.....	287
Análisis previo a la optimización .....	298
Determinación de parámetros a optimizar.....	299
Determinación de elementos sujetos a la optimización.....	300
Proceso de optimización y ajustes .....	301
Optimización de componentes mecánicos .....	301
Optimización del bastidor .....	302
Modificaciones de conceptos.....	303
Validación de prototipos .....	304
Análisis de flujo de grano en elementos de dosificación.....	305
Análisis de transferencia de calor durante sellado .....	312
Análisis estáticos de sistemas .....	318
Análisis de resultados.....	327
Parámetros óptimos de trabajo .....	328
Modificaciones realizadas a conceptos.....	328
Redefinición de especificaciones finales.....	329
Desarrollo de documentación técnica.....	329
Desarrollo de planos de diseño.....	329
Desarrollo de diagramas de procesos.....	331
Desarrollo de manual de operación y mantenimiento .....	331

Desarrollo de documentación adicional .....	334
Análisis económico post ejecución del proyecto .....	334
Costo proyectado de fabricación del prototipo .....	334
Costos de desarrollo y logística del proyecto.....	340
Costo total del proyecto.....	342
Capítulo 5: Conclusiones y Recomendaciones.....	343
Conclusiones.....	343
Recomendaciones .....	344
Bibliografía .....	345

## Índice de Figuras

Figura 2.1: Producción de cultivos transitorios, miles de toneladas .....	38
Figura 2.2: Plásticos en la costa de Navarra, España .....	41
Figura 2.3: Usos del polipropileno según su método de manufactura.....	42
Figura 2.4: Cadena de Copolímeros PP-PE.....	43
Figura 2.5: Usos del polietileno según su método de manufactura .....	45
Figura 2.6: Film de nylon de 15 micrones .....	46
Figura 2.7: Rollo de película de PLA de 20 micrones .....	47
Figura 2.8: Proceso de biodegradación del PLA.....	48
Figura 2.9: Película de polímero a base de almidón .....	49
Figura 2.10: Renderización de un dosificador de vasos volumétricos.....	50
Figura 2.11: Dosificador volumétrico de carro deslizante .....	51
Figura 2.12: Dosificador basculante de 4 cabezales .....	52
Figura 2.13: Dosificador de tornillo sin fin.....	53
Figura 2.14: Despiece de un dosificador radial de rotor cerrado .....	54
Figura 2.15: Tolva vibradora .....	55
Figura 2.16: Diagrama de un sellador con manga formadora, y costuras en 2 planos.....	56
Figura 2.17: Máquina empacadora manual, de manga o tubo preformado .....	57
Figura 2.18: Sellado ultrasónico.....	58
Figura 2.19: Selladora eléctrica de telas .....	59
Figura 2.20: Selladora o soldadora de aire caliente.....	59
Figura 2.21: Mordaza termoselladora manual .....	60
Figura 2.22: Barra de sellado con niquelina recubierta en teflón .....	60
Figura 2.23: Partes de la mordaza inferior de una selladora manual.....	61

Figura 2.24: Corte parcial de una mordaza con resistencia de alta densidad .....	62
Figura 2.25: Mordazas de sellado modulares .....	62
Figura 2.26: Diagrama de un controlador $\Delta$ -Y con paso a Y .....	63
Figura 2.27: Relé de 8 contactos .....	64
Figura 2.28: Controlador Lógico Programable o PLC .....	65
Figura 2.29: Diagrama de conexión – salida tipo relé .....	66
Figura 2.30: Diagrama de conexión – salida transistor optoacoplada .....	66
Figura 2.31: Diagrama de conexión – salida de control SSR .....	67
Figura 2.32: Programadora PICKit para microcontroladores .....	67
Figura 2.33: Arduino YUN .....	68
Figura 2.34: PLC Ardbox, basado en Arduino .....	69
Figura 2.35: Lazo de control PID .....	69
Figura 2.36: Gráfica de respuesta del control para distintos parámetros .....	70
Figura 2.37: Metodología de diseño y desarrollo de productos .....	71
Figura 2.38: Proceso de desarrollo de conceptos .....	71
Figura 2.39: Arquitectura de un automóvil eléctrico .....	72
Figura 2.40: Modularidad de un prototipo de vehículo .....	74
Figura 2.41: Manufactura modular dependiendo del tipo de producto requerido .....	75
Figura 2.42: Diagrama de Ashby Esfuerzo - Densidad .....	76
Figura 2.43: Esfuerzos de Von Mises en una junta soldada – ANSYS R17 .....	77
Figura 2.44: Definición gráfica del método de los elementos finitos .....	78
Figura 2.45: Cálculo de frecuencia modal con el uso de Simulink .....	79
Figura 2.46: Aplicación del método de los elementos discretos en sistemas postcosecha .....	80
Figura 2.47: Simulación de un problema de flujo incompresible mediante FVM .....	81

Figura 3.1: Paso 1 del proceso de desarrollo de conceptos .....	82
Figura 3.2: Paso 2 del proceso de desarrollo de conceptos .....	85
Figura 3.3: Paso 3 del proceso de desarrollo de conceptos .....	90
Figura 3.4: Método de generación de conceptos de cinco pasos.....	90
Figura 3.5: Caja negra simplificada .....	92
Figura 3.6: Caja negra con procesos expandidos.....	92
Figura 3.7: Descomposición del problema de accionamiento del sistema dosificador.....	94
Figura 3.8: Tabla de combinación de concepto para el dosificador .....	94
Figura 3.9: Descomposición del problema de accionamiento del sistema formador .....	96
Figura 3.10: Tabla de combinación de concepto para el formador de empaques .....	96
Figura 3.11: Descomposición del problema de accionamiento del sistema sellador.....	97
Figura 3.12: Tabla de combinación de concepto para el sellador .....	98
Figura 3.13: Paso 4 del proceso de desarrollo de conceptos .....	100
Figura 3.14: Paso 5 del proceso de desarrollo de conceptos .....	109
Figura 3.15: Flujo de materiales granulados y polvos en tolvas .....	110
Figura 3.16: Geometría de la tolva, y ángulo y plano de descarga .....	111
Figura 3.17: Diagrama de flujo en función de los ángulos de la tolva y de fricción interna.....	114
Figura 3.18: Concepto de la tolva de almacenamiento con bordes redondeados .....	114
Figura 3.19: Concepto de la boquilla .....	115
Figura 3.20: Concepto de dosificador de carro deslizante .....	116
Figura 3.21: Bastidor del dosificador .....	116
Figura 3.22: Vista lateral del dosificador replegado .....	117
Figura 3.23: Carro deslizante ensamblado.....	117
Figura 3.24: Concepto del dosificador de carro deslizante.....	119

Figura 3.25: Ruedas estándar para cajones y deslizadores .....	119
Figura 3.26: Concepto de vasos telescópicos .....	120
Figura 3.27: Subsistema de vasos telescópicos con 6 contenedores .....	121
Figura 3.28: Vista inferior de los vasos telescópicos .....	122
Figura 3.29: Concepto de la tolva del dosificador .....	122
Figura 3.30: Tipos de sets formadores.....	124
Figura 3.31: CAD del collarín suplementado por el proveedor .....	124
Figura 3.32: Sistema de arrastre de empaques .....	125
Figura 3.33: Bandas estriadas T10-560-25 para sistemas de tracción.....	125
Figura 3.34: Layout de un sistema de distribución y tensado de empaque .....	126
Figura 3.35: Ejemplo de los efectos del estrechamiento del film.....	126
Figura 3.36: Renderizado de sistema tensor .....	127
Figura 3.37: Tipos de acoples de transmisión.....	127
Figura 3.38: Junta de cardan.....	128
Figura 3.39: Acoples rígidos .....	129
Figura 3.40: Concepto del módulo sellador térmico .....	130
Figura 3.41: Concepto de mordaza de sellado.....	131
Figura 3.42: Proceso de selección de materiales dentro del proceso de conceptualización .....	132
Figura 3.43: Firma térmica – Mordaza de acero inoxidable AISI 304 .....	134
Figura 3.44: Firma térmica – Mordaza de bronce dulce.....	135
Figura 3.45: Firma térmica – Mordaza de aluminio 6061.....	136
Figura 3.46: Concepto de sellador con láminas de cobertura .....	137
Figura 3.47: Firma térmica de la mordaza .....	139
Figura 3.48: Firma térmica de la lámina de cobertura.....	139

Figura 3.49: Mordaza con dos resistencias.....	140
Figura 3.50: Sistema de sellado con muelles de compresión .....	141
Figura 3.51: Desgaste de cojinetes de fricción según su lubricación.....	142
Figura 3.52: Corte del sistema de sellado .....	143
Figura 3.53: Concepto del módulo sellador con niquelinas.....	144
Figura 3.54: Modelo simplificado de sellador de niquelinas .....	145
Figura 3.55: Firma térmica de las niquelinas .....	147
Figura 3.56: Concepto de la estructura.....	148
Figura 3.57: Soporte de motor.....	149
Figura 3.58: Flujograma de la máquina .....	150
Figura 3.59: Prediseño del GRAFCET del sistema .....	153
Figura 3.60: Código LADDER - estados iniciales .....	153
Figura 3.61: Código LADDER - modos de marcha .....	154
Figura 3.62: Código LADDER - modo de producción (manual) .....	154
Figura 3.63: Código LADDER - modo de producción (automático).....	155
Figura 3.64: Código LADDER – detección de errores (automático) .....	156
Figura 3.65: Código LADDER – alertas visuales (general) .....	157
Figura 3.66: Código LADDER – alertas visuales (nivel).....	157
Figura 3.67: Código LADDER – alertas visuales (otros) .....	158
Figura 3.68: Código LADDER – conexiones de salidas (seteo/reseteo) .....	159
Figura 3.69: Código LADDER – conexiones de salidas (activación).....	160
Figura 3.70: Primer ensamble de componentes.....	161
Figura 3.71: Rediseño del subsistema de transmisión de potencia.....	162
Figura 3.72: Rediseño del bastidor con soportes para formador .....	163

Figura 3.73: Centro de gravedad de sellador.....	163
Figura 3.74: Rediseño del sistema de sellado horizontal.....	164
Figura 3.75: Redimensionamiento del sistema de tracción de empaques.....	164
Figura 3.76: Transmisión de potencia en formador de empaques.....	165
Figura 3.77: Placa de soporte inferior de dosificador.....	165
Figura 3.78: Primera iteración del diseño de la máquina.....	166
Figura 3.79: Soporte antivibratorio en caja de dosificador.....	167
Figura 3.80: Soporte antivibratorio en caja del formador.....	167
Figura 3.81: Rediseño de la tolva del dosificador.....	168
Figura 3.82: Rediseño de la estructura y transmisión de potencia.....	169
Figura 3.83: Orificios para fijaciones.....	169
Figura 3.84: Segunda iteración del diseño de la máquina.....	170
Figura 3.85: Coberturas de la parte posterior de la máquina.....	171
Figura 3.86: Coberturas con elementos de fijación.....	172
Figura 3.87: Elementos internos con fijaciones.....	172
Figura 3.88: Puertas de acceso.....	173
Figura 3.89: Puerta de acceso abierta.....	173
Figura 3.90: Coberturas de acrílico en la parte frontal de la máquina.....	174
Figura 3.91: Tercera iteración de la máquina.....	174
Figura 3.92: Esquema del equipo.....	176
Figura 4.1: Proceso de desarrollo de producto.....	180
Figura 4.2: Dimensiones de vasos volumétricos.....	185
Figura 4.3: Dimensionamiento del plato superior.....	186
Figura 4.4: Dimensionamiento del plato inferior.....	187

Figura 4.5: Dimensionamiento de escobillas .....	188
Figura 4.6: Dimensiones generales en la posición extendida .....	188
Figura 4.7: Diagrama de cuerpo libre de polea.....	190
Figura 4.8: Gráfica de deslizamiento vs factor de conducción .....	190
Figura 4.9: Descomposición de las fuerzas en una polea .....	191
Figura 4.10: Dimensiones del sistema de poleas .....	192
Figura 4.11: Herramienta de cálculo de poleas en V de Autodesk Inventor .....	193
Figura 4.12: Dimensiones generales de una banda DIN 2215 .....	194
Figura 4.13: Dimensiones generales de poleas.....	194
Figura 4.14: Renderización de reductor.....	196
Figura 4.15: Prueba de torque del motor sin carga .....	197
Figura 4.16: Valor de inercia alrededor de los ejes globales .....	198
Figura 4.17: Factor de corrección de superficie en función del proceso.....	201
Figura 4.18: Factor de corrección según tipo de carga.....	202
Figura 4.19: Herramienta de cálculo de ejes de Autodesk Inventor .....	204
Figura 4.20: Tensión reducida – Eje de dosificador .....	205
Figura 4.21: Diámetro ideal – Eje de dosificador .....	205
Figura 4.22: Dimensiones del eje del dosificador .....	206
Figura 4.23: Cálculo de eje en Inventor – Eje de motor.....	207
Figura 4.24: Tensión reducida – Eje de motor .....	207
Figura 4.25: Diámetro ideal – Eje de motor.....	208
Figura 4.26: Dimensiones del eje del motor .....	208
Figura 4.27: Diagrama de cuerpo libre de una polea sincronizada .....	209
Figura 4.28: Herramienta de cálculo de poleas síncronas de Autodesk Inventor .....	211

Figura 4.29: Factor de carga dinámica en engranes .....	214
Figura 4.30: Factor de duración de engranes .....	217
Figura 4.31: Factor de dureza en engranes .....	217
Figura 4.32: Factor de espesor del engranaje.....	219
Figura 4.33: Esfuerzo de flexión admisible .....	220
Figura 4.34: Herramienta de cálculo de engranes cónicos de Autodesk Inventor .....	221
Figura 4.35: Herramienta de cálculo de engranes helicoidales de Autodesk Inventor .....	222
Figura 4.36: Imagen del motorreductor .....	223
Figura 4.37: Curvas características de motor.....	224
Figura 4.38: Diagrama del motor – sistema de formado .....	225
Figura 4.39: Geometría del eje de transmisión transversal.....	226
Figura 4.40: Cálculo de eje transversal en Autodesk Inventor .....	227
Figura 4.41: Tensión reducida – Eje transversal .....	228
Figura 4.42: Diámetro ideal – Eje transversal.....	228
Figura 4.43: Geometría del eje de transmisión longitudinal .....	229
Figura 4.44: Cálculo de eje longitudinal en Autodesk Inventor .....	229
Figura 4.45: Tensión reducida – Eje longitudinal.....	230
Figura 4.46: Diámetro ideal – Eje longitudinal.....	230
Figura 4.47: Rangos de ángulo entre manga y rodillo .....	231
Figura 4.48: Rodillos de rotación libre .....	232
Figura 4.49: Rodillo transductor de tensión .....	232
Figura 4.50: Rodillo de desenbobinado en voladizo .....	233
Figura 4.51: Dimensiones importantes de mordazas de sellado .....	234
Figura 4.52: Sellado de empaques con temperatura y presión.....	234

Figura 4.53: Dimensiones generales de la mordaza .....	235
Figura 4.54: Dimensiones generales de la cuchilla de corte .....	235
Figura 4.55: Patrón de dentado de la cuchilla de corte .....	235
Figura 4.56: Factores de concentración de esfuerzos teóricos, $K_t$ .....	237
Figura 4.57: Dimensiones de la placa frontal .....	238
Figura 4.58: Diagrama de cuerpo libre - placa frontal .....	238
Figura 4.59: Diagrama de fuerza cortante con curva de deflexión - placa frontal .....	241
Figura 4.60: Diagrama de momentos con curva de deflexión – placa frontal .....	242
Figura 4.61: Simulación estática, tensión de Von Mises – placa frontal .....	242
Figura 4.62: Simulación estática, desplazamiento – placa frontal .....	243
Figura 4.63: Dimensiones – placa posterior .....	244
Figura 4.64: Diagrama de cuerpo libre – placa posterior .....	244
Figura 4.65: Diagrama de fuerza cortante con curva de deflexión - placa posterior .....	247
Figura 4.66: Diagrama de momentos con curva de deflexión – placa posterior .....	247
Figura 4.67: Simulación estática, tensión de Von Mises – placa frontal .....	248
Figura 4.68: Simulación estática, desplazamiento – placa frontal .....	248
Figura 4.69: Dimensiones – placa de soporte de resortes .....	249
Figura 4.70: Diagrama de cuerpo libre – placa de soporte de resortes .....	250
Figura 4.71: Diagrama de fuerza cortante con curva de deflexión - placa soporte de resortes .	252
Figura 4.72: Diagrama de momentos con curva de deflexión – placa soporte de resortes .....	252
Figura 4.73: Simulación estática, tensión de Von Mises – placa soporte de resortes .....	253
Figura 4.74: Simulación estática, desplazamiento – placa soporte de resortes .....	253
Figura 4.75: Dimensiones – placa de soporte de vástago .....	254
Figura 4.76: Diagrama de cuerpo libre – placa de soporte de vástago .....	255

Figura 4.77: Diagrama de fuerza cortante con curva de deflexión - placa soporte de vástago ..	257
Figura 4.78: Diagrama de momentos con curva de deflexión – placa soporte de vástago .....	257
Figura 4.79: Simulación estática, tensión de Von Mises – placa soporte de vástago .....	258
Figura 4.80: Simulación estática, desplazamiento – placa soporte de vástago.....	258
Figura 4.81: Cojinete de fricción de Teflón SKF .....	260
Figura 4.82: Tolerancias ISO de ejes recomendadas según material del cojinete.....	260
Figura 4.83: Rugosidad superficial recomendada según material del cojinete .....	262
Figura 4.84: Dureza superficial recomendada según material del cojinete .....	262
Figura 4.85: Generador de muelles de Autodesk Inventor.....	265
Figura 4.86: Modelo del sistema de actuadores neumáticos en FluidSIM .....	267
Figura 4.87: Diagrama de posición/velocidad vs tiempo – cilindro 1 .....	268
Figura 4.88: Diagrama de aceleración vs tiempo – cilindro 1.....	268
Figura 4.89: Diagrama de posición/velocidad vs tiempo – cilindro 2.....	268
Figura 4.90: Diagrama de aceleración vs tiempo – cilindro 2.....	269
Figura 4.91: Diagrama de posición/velocidad vs tiempo – cilindro 3 y 4 .....	269
Figura 4.92: Diagrama de aceleración vs tiempo – cilindro 3 y 4 .....	269
Figura 4.93: Diagrama fuerza/diámetro para cilindros neumáticos.....	270
Figura 4.94: Diagrama de pandeo y selección de vástago .....	271
Figura 4.95: Diagrama consumo/diámetro para cilindros neumáticos .....	272
Figura 4.96: Viga doblemente empotrada con carga triangular.....	278
Figura 4.97: Junta a tope en escuadra .....	283
Figura 4.98: Junta de penetración parcial en filete .....	284
Figura 4.99: Geometría de la soldadura .....	285
Figura 4.100: Junta de penetración parcial entre tubo cuadrado y platina .....	286

Figura 4.101: GRAFCET del sistema de control.....	289
Figura 4.102: Seteo de estados iniciales.....	290
Figura 4.103: Definición de modos de marcha.....	291
Figura 4.104: Proceso de inicialización – modo manual.....	291
Figura 4.105: Proceso de producción – modo automático.....	292
Figura 4.106: Estados de error.....	292
Figura 4.107: Set/reset de salidas.....	293
Figura 4.108: Disposición del tablero de control.....	295
Figura 4.109: Disposición interna del tablero.....	295
Figura 4.110: Diagrama de conexiones del PLC.....	297
Figura 4.111: Reemplazo de un modelo 3D por una.....	298
Figura 4.112: Eliminación de redondeos incremental previa al estudio.....	299
Figura 4.113: Geometría inicial a considerar en análisis de mordazas.....	300
Figura 4.114: Geometría aun no optimizada de las mordazas.....	301
Figura 4.115: Simplificación de sistema de dosificación en Autodesk Inventor.....	302
Figura 4.116: Boceto 3D de la estructura en Autodesk Inventor.....	303
Figura 4.117: Esqueleto simplificado en AutoCAD.....	303
Figura 4.118: elementos hexaédricos vs tetraédricos.....	304
Figura 4.119: Módulo de elasticidad en granos de frijol.....	305
Figura 4.120: Definición de material a granel en Rocky DEM.....	306
Figura 4.121: Ingreso de valores de contactos en Rocky DEM.....	307
Figura 4.122: Estado inicial de la simulación de flujo de grano (t=0 s).....	308
Figura 4.123: Inicio del llenado de vasos (t=0.3 s).....	308
Figura 4.124: Final del llenado del primer vaso (t=1.25 s).....	309

Figura 4.125: Inicio de la descarga del primer vaso (t= 5.25 s).....	309
Figura 4.126: Finalización de la descarga del primer vaso (t= 6.25 s) .....	310
Figura 4.127: Final del flujo de grano por el ducto del formador (t=6.9 s).....	310
Figura 4.128: Inicio del flujo de grano del segundo vaso.....	311
Figura 4.129: Vaciado total del sistema (t=24.4 s).....	312
Figura 4.130: Definición de análisis en Ansys .....	313
Figura 4.131: Selección de materiales en Ansys .....	313
Figura 4.132: Geometría del sistema a analizarse en Ansys.....	314
Figura 4.133: Configuración del análisis térmico transiente .....	315
Figura 4.134: Generación de calor interna .....	315
Figura 4.135: Sondas de temperatura .....	316
Figura 4.136: Resultados de simulación térmica transiente.....	317
Figura 4.137: Resultados en sonda de cara de simulación térmica transiente .....	317
Figura 4.138: Importación de la estructura a SAP 2000 .....	318
Figura 4.139: Definición de materiales .....	319
Figura 4.140: Definición de secciones.....	319
Figura 4.141: Asignación de secciones.....	320
Figura 4.142: Definición de casos de carga.....	320
Figura 4.143: Definición de combinaciones de carga .....	321
Figura 4.144: Orientaciones iniciales de elementos .....	322
Figura 4.145: Redefinición de ejes en cada elemento .....	322
Figura 4.146: Redefinición de puntos de inserción en cada elemento.....	323
Figura 4.147: Estructura con los miembros en sus orientaciones correctas .....	323
Figura 4.148: Análisis modal de la estructura sola .....	324

Figura 4.149: Animación de la estructura deformada, primer modo.....	324
Figura 4.150: Definición de platinas de soporte .....	325
Figura 4.151: Estructura con platinas de soporte horizontales .....	325
Figura 4.152: Definición de carga distribuida en vigas ( $z=2$ .....)	326
Figura 4.153: Verificación de estructura.....	326
Figura 4.154: Interacciones potenciales entre factores que se mueven internamente.....	340

## Índice de Tablas

Tabla 2.1: Densidades de posibles productos a dosificar .....	39
Tabla 2.2: Ejemplos de usos del polipropileno .....	42
Tabla 2.3: Ejemplos de usos del polietileno.....	44
Tabla 3.1: Necesidades del cliente para el sistema de dosificación .....	87
Tabla 3.2: Necesidades del cliente para el sistema de empaque .....	87
Tabla 3.3: Necesidades del cliente para el sistema de sellado .....	88
Tabla 3.4: Métricas y su relación con las necesidades establecidas anteriormente .....	89
Tabla 3.5: Matriz de selección de conceptos – dosificador .....	101
Tabla 3.6: Matriz de selección de conceptos – sellador .....	102
Tabla 3.7: Matriz de selección de conceptos – empacador.....	103
Tabla 3.8: Matriz de selección de conceptos – sistema de control .....	104
Tabla 3.9: Matriz de evaluación de conceptos – sistema de dosificación .....	105
Tabla 3.10: Matriz de evaluación de conceptos – sistema de formado de empaques .....	106
Tabla 3.11: Matriz de evaluación de conceptos – sistema de sellado.....	107
Tabla 3.12: Matriz de evaluación de conceptos – sistema de control.....	108
Tabla 3.13: Materiales usados en la simulación de materiales .....	134
Tabla 3.14: Condiciones de frontera e iniciales de la simulación de materiales .....	134
Tabla 3.15: Resultados de la simulación .....	134
Tabla 3.16: Materiales usados en la simulación de aislamiento .....	138
Tabla 3.17: Condiciones de frontera e iniciales de la simulación de aislamiento .....	138
Tabla 3.18: Resultados de la simulación de aislamiento .....	138
Tabla 3.19: Materiales usados en la simulación de niquelinas.....	146
Tabla 3.20: Condiciones de frontera e iniciales de la simulación de niquelinas.....	146

Tabla 3.21: Resultados de la simulación de niquelinas.....	146
Tabla 3.22: Métricas actualizadas sin valores.....	175
Tabla 4.1: Datos para la tolva de almacenamiento .....	181
Tabla 4.2: Datos para la tolva de dosificación .....	183
Tabla 4.3: Datos de diseño de los vasos telescópicos.....	183
Tabla 4.4: Características del reductor – sistema de dosificación .....	196
Tabla 4.5: Datos para el eje de transmisión de potencia.....	197
Tabla 4.6: Factor de corrección por material.....	202
Tabla 4.7: Datos para el eje del motor.....	206
Tabla 4.8: Factor de sobrecarga en engranes.....	213
Tabla 4.9: Factor de distribución de carga en engranes .....	215
Tabla 4.10: Coeficiente de estado superficial por erosión .....	215
Tabla 4.11: Tensión de contacto admisible según material/tratamiento .....	216
Tabla 4.12: Factor de confiabilidad en engranes.....	218
Tabla 4.13: Tensión de flexión admisible según material/tratamiento.....	220
Tabla 4.14: Características de reductor – sistema de formado .....	223
Tabla 4.15: Datos de diseño – placa de soporte frontal .....	238
Tabla 4.16: Coordenadas de juntas – placa frontal .....	239
Tabla 4.17: Condiciones de frontera – placa frontal.....	239
Tabla 4.18: Miembros – placa frontal .....	239
Tabla 4.19: Propiedades de sección – placa frontal .....	239
Tabla 4.20: Cargas distribuidas por miembro – placa frontal.....	240
Tabla 4.21: Deflexiones – placa frontal.....	240
Tabla 4.22: Reacciones – placa frontal .....	241

Tabla 4.23: Datos de diseño – placa de soporte posterior .....	244
Tabla 4.24. Coordinadas de juntas – placa posterior .....	244
Tabla 4.25: Condiciones de frontera – placa posterior.....	245
Tabla 4.26: Miembros – placa posterior .....	245
Tabla 4.27: Propiedades de sección – placa posterior.....	245
Tabla 4.28: Cargas distribuidas por miembro – placa posterior .....	245
Tabla 4.29: Deflexiones – placa posterior.....	245
Tabla 4.30: Reacciones – placa posterior.....	246
Tabla 4.31: Datos de diseño – placa de soporte de resortes.....	249
Tabla 4.32: Coordinadas de juntas – placa soporte de resortes.....	250
Tabla 4.33: Condiciones de frontera – placa soporte de resortes.....	250
Tabla 4.34: Miembros – placa soporte de resortes .....	250
Tabla 4.35: Propiedades de sección – placa soporte de resortes.....	250
Tabla 4.36: Cargas en apoyos – placa soporte de resortes.....	251
Tabla 4.37: Deflexiones – placa de soporte de resortes.....	251
Tabla 4.38: Reacciones – placa de soporte de resortes.....	251
Tabla 4.39: Datos de diseño – placa de soporte de vástago.....	254
Tabla 4.40: Coordinadas de juntas – placa soporte de vástago .....	255
Tabla 4.41: Condiciones de frontera – placa soporte de vástago.....	255
Tabla 4.42: Miembros – placa soporte de vástago .....	255
Tabla 4.43: Propiedades de sección – placa soporte de vástago .....	255
Tabla 4.44: Cargas en apoyos – placa soporte de vástago .....	256
Tabla 4.45: Deflexiones – placa de soporte de vástago.....	256
Tabla 4.46: Reacciones – placa de soporte de vástago.....	256

Tabla 4.47: Datos de diseño – ejes de guía.....	259
Tabla 4.48: Acabado superficial según proceso y aplicación.....	261
Tabla 4.49: Fuerzas y energía de impacto .....	270
Tabla 4.50: Cargas y deflexiones en vigas.....	278
Tabla 4.51: Esfuerzo crítico en columnas según altura.....	282
Tabla 4.52: Esfuerzo en función de combinaciones de carga.....	282
Tabla 4.53: Detalles de la junta soldada con soldadura en ranura con PJP precalificada .....	283
Tabla 4.54: Detalles de la junta de soldadura en filete precalificada .....	284
Tabla 4.55: Detalles de la junta de soldadura en ranura precalificada.....	286
Tabla 4.56: Asignación de variables para PLC Wecon.....	288
Tabla 4.57: Matriz causa – efecto .....	294
Tabla 4.58: Especificaciones finales actualizadas .....	329
Tabla 4.59: Costos – Elementos mecánicos fabricados .....	335
Tabla 4.60: Costos – Elementos mecánicos estandarizados.....	336
Tabla 4.61: Costos – Elementos de fijación .....	337
Tabla 4.62: Costos – Componentes eléctricos y de control.....	339
Tabla 4.63: Costos – Sistemas neumáticos .....	340
Tabla 4.64: Costo estimado – Diseño y desarrollo.....	341
Tabla 4.65: Costo estimado – bienes e insumos.....	341
Tabla 4.66: Costo estimado – Ejecución del proyecto .....	342
Tabla 4.67: Costo estimado – Elaboración del prototipo .....	342

## Resumen

La producción agrícola es considerada uno de los sectores más importantes en Latinoamérica. Sin embargo, se ve limitada por la falta de equipos y maquinaria destinada específicamente al uso agrícola. En el Ecuador, existen diversos productores minoristas, quienes podrían beneficiarse de la tecnificación de sus procesos. El proyecto en cuestión consiste en el diseño y optimización de una máquina dosificadora, empacadora y selladora de flujo vertical (VFFS), cuyo uso es propuesto hacia parte de la comunidad agrícola mencionada anteriormente, por lo cual las principales ventajas del mismo serán su diseño simplificado, fácil mantenimiento y diseño con componentes robustos y de fabricación ecuatoriana, donde sea posible. El diseño de la misma comprende un sistema de dosificación volumétrica, un sistema de formado de empaques automático, y un sistema de sellado por mordazas calientes, así como la estructura y coberturas de la misma. El sistema semiautomático comprende el proceso de dosificado y sellado de la funda, mediante el uso de componentes electroneumáticos, con componentes manuales que brindan cierta redundancia al sistema. Además, contará con interruptores para paradas de emergencia. El proyecto comprende el diseño, validación y elaboración de documentación para el uso y mantenimiento de esta máquina. Entre los métodos de validación del diseño de esta máquina, se incluye el uso de herramientas de análisis computacional, y se realizan simulaciones mediante el método de los elementos finitos (FEM) y método de los elementos discretos (DEM).

*Palabras clave:* máquina empacadora, máquina dosificadora, sellado automático, diseño, simulación

### **Abstract**

Agricultural production is considered one of the most important sectors in Latin America. However, it is limited by the lack of equipment and machinery specifically for agricultural use. In Ecuador, there are various retail producers who could benefit from the modernization of their processes. The project in question consists of the design and optimization of a vertical flow dosing, packing and sealing machine (VFFS), whose use is proposed to part of the agricultural community mentioned above, for which the main advantages of it will be its simplified design, easy maintenance and design with robust components and Ecuadorian manufacturing, wherever possible. Its design includes a volumetric dosing system, an automatic packaging forming system, and a hot jaw sealing system, as well as its structure and covers. The semi-automatic system comprises the process of dosing and sealing the casing, through the use of electro-pneumatic components, with manual components that provide some redundancy to the system. In addition, it will have switches for emergency stops. The project includes the design, validation and preparation of documentation for the use and maintenance of this machine. The design validation methods for this machine include the use of computational analysis tools, and simulations are performed using the finite element method (FEM) and discrete element method (DEM).

*Keywords:* packing machine, dosing machine, automatic sealing, design, simulation

## Capítulo 1

### Generalidades

#### 1.1. Introducción

A lo largo de la historia del Ecuador, una de las principales actividades económicas ha sido la agricultura. Dicha actividad, permite tanto satisfacer las necesidades internas como producir consumibles destinados a la exportación. Sin embargo, cómo en toda actividad productiva, los pequeños productores agrícolas se ven forzados a disminuir sus precios, o a comprar equipamiento para competir contra los grandes productores. Uno de los problemas que surge de esto se relaciona con el hecho de que la industria manufacturera del país produce en cantidades limitadas ciertos equipos de uso agroindustrial, y por lo tanto, no supe la demanda existente en el país. Adicionalmente a eso, muy pocos de estos equipos son diseñados en el país, y aún en menor cantidad, se consideran tareas de mantenimiento (tanto correctivo como preventivo) en mente, dificultando su uso, y en algunos casos, limitando su tiempo de vida útil o involucrando tiempos medios entre fallas relativamente largos.

El proyecto presentado en este documento menciona las fases de diseño, desarrollo y optimización así como la elaboración de documentación pertinente de una máquina empacadora, dosificadora y selladora de grano, cuyas restricciones se señalarán en secciones posteriores.

Para el desarrollo del equipo se utilizará la metodología de Diseño y desarrollo de productos propuesta por los autores Karl T. Ulrich y Steven D. Eppinger en su texto titulado “Diseño y desarrollo de productos” y considerando el tipo de producto a desarrollar, se seguirá el “proceso genérico de desarrollo” mencionado por el mismo autor en las etapas que correspondan.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo General**

Diseñar y simular una máquina automática, que dosifique, forme el empaque y selle el mismo en función de los requerimientos establecidos.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

- Diseñar y fabricar todos los componentes mecánicos, eléctricos y de control.
- Diseñar y dimensionar todos los componentes mecánicos.
- Diseñar, dimensionar y seleccionar todos los componentes eléctricos y de control.
- Realizar simulaciones que verifiquen el correcto funcionamiento del equipo.
- Elaborar documentación técnica del proyecto.

## **1.3. Alcance del proyecto**

El proyecto contendrá los siguientes temas, separados en función de sus componentes:

### **1.3.1.- Componentes mecánicos**

- Diseño, modelamiento, y selección de componentes mecánicos (estructura, tolva, carros, guías, soportes, ductos para dosificación, vibradores, mecanismos de sellado e impresión).

### **1.3.2.- Componentes eléctricos/electrónicos/electromecánicos**

- Dimensionamiento de motores.
- Diseño de sistema de alimentación eléctrica y seguridad.
- Diseño del sistema de automatización y control.

### **1.3.3.- Ensamblaje de sistemas mecánicos, eléctricos y de control**

- Diseño de mecanismos y selección de piezas disponibles en el mercado nacional.

- Selección de sistemas de automatización y control en base a los criterios de funcionamiento de la máquina.

#### 1.3.4.- Simulaciones y puesta a punto del equipo

- Análisis de Elementos Finitos (FEA) dinámico, de los componentes móviles, con el fin de determinar las mayores cargas en cada componente, y las reacciones en puntos de anclaje.
- Análisis de descarga en componentes como tolvas y dosificadores, con el fin de determinar si los mismos resistirán las cargas de impacto y si el ángulo de descarga de las tolvas y dosificadores es el adecuado.
- Análisis termodinámico transiente de los componentes de sellado, con el fin de determinar tiempos de inicialización y temperaturas/presiones de operación.
- Análisis de Elementos Finitos (FEA) Estático y Optimización Paramétrica de la estructura en función de las cargas de los módulos.
- Optimización paramétrica de las piezas que sean estandarizadas, y requieran una reducción de peso.

#### 1.3.5.- Elaboración de documentación técnica y manuales de operación y mantenimiento.

- Elaboración de planos de diseño, considerando criterios de Dimensionamiento Geométrico y Tolerancia (GD&T).
- Elaboración de planos eléctricos y esquemas referentes al control de la máquina.
- Elaboración de documentación pertinente a tiempos de ejecución y cronogramas de los mismos.
- Elaboración de manuales de operación y mantenimiento, con diagramas que definan paso a paso las acciones del usuario.

#### **1.4. Justificación del proyecto**

“El sector de maquinaria agrícola es una industria metalmecánica de bienes de capital que abarca gran variedad de productos que contribuyen a mejorar y optimizar las principales actividades agrícolas y ganaderas” (Albornoz & Bisang, 2010). Con la finalidad de permitir el crecimiento económico de América latina, es necesario el añadir valor a los productos, manteniendo un enlace con las costumbres regionales y los productores pequeños (CEPAL, FAO, IICA, 2018), lo que involucra un cambio en los métodos de producción, así como en la maquinaria requerida durante los mismos.

El bajo rendimiento de los cultivos en Latinoamérica está generalmente vinculado a la falta de tecnificación de los procesos de siembra, cosecha y postcosecha (de los Ríos, 2008). Pese a que la oferta en el mercado de maquinaria destinada a cada parte de este proceso es amplia, es necesario considerar que el precio de la misma tiende a ser prohibitivo para los pequeños productores, quienes tienen que mantener sus costos bajos para competir en el mercado contra las grandes corporaciones, quienes a su vez no implementan este tipo de maquinaria ya que los modelos de negocio de los mismos involucran una explotación laboral de la mano de obra existente.

Tomando como ejemplo varios países asiáticos, entre ellos Taiwán, la tecnificación de la agricultura (de la mano de países con mayores niveles de industrialización) permite que un país pueda desarrollar una industria más sustentable, y a su vez como efecto mejorar su economía. Países como Corea del Sur, Vietnam, Singapur, entre otros, han visto similares resurgimientos en su economía nacional, probablemente vinculados a la tecnificación de la industria agropecuaria. (Pérez, 1991), de ahí la importancia del trabajo y oferta de equipamiento que satisfaga las necesidades del pequeño productor.

Exceptuando los casos de Brasil y México, la gran mayoría de Latinoamérica depende de la importación de maquinaria destinada a esta industria (Albornoz & Bisang, 2010), pero esta provisión solamente se enfoca a los grandes productores.

A su vez, la población en Latinoamérica se ha incrementado de tal manera que es imperativo mejorar la eficiencia de la producción agrícola, para satisfacer estas necesidades de manera adecuada, aún más considerando ciertos productos propios de cada región (Albornoz & Bisang, 2010).

En el año 2014, La Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO) sugería al mundo entero el aumento de producción y desarrollo de soluciones destinadas a ayudar a los agricultores a menor escala (Kienzle, Ashburner, & Sims, 2013). El estudio menciona que este proceso de tecnificación permitiría una mayor eficiencia y eficacia en la producción agrícola, impulsando a dichos productores a mejorar su calidad de vida.

El adaptar estas soluciones a las necesidades específicas de este grupo productivo, tanto en ámbitos técnicos como socioeconómicos, garantizará además de la producción alimentaria, un mayor crecimiento económico, así como la ejecución de programas destinados a la protección ambiental (Kienzle, Ashburner, & Sims, 2013).

Entre las directrices de la Organización Mundial de la Salud (OMS) sobre buenas prácticas agrícolas y de recolección agraria, se menciona la importancia de sistemas de procesado postcosecha. Varias de estas directrices apuntan a la necesidad de procesos de empaqueo posteriores a la limpieza (y en algunos casos, secado) de todo tipo de producto agrícola, con el fin de evitar la degradación de los mismos además de asegurar que dichos productos no se encontrarían expuestos a condiciones adversas tanto atmosféricas como biológicas (Organización Mundial de la Salud, 2003).

Actualmente, se han realizado varios estudios pertinentes al manejo postcosecha de granos y legumbres, tanto en el Ecuador como fuera del país. Uno de los más antiguos, realizado por la FAO sugiere el uso de películas plásticas después de la limpieza y secado de dichos productos, con el fin de asegurar que los mismos mantengan niveles bajos de humedad y daños durante su manejo, lo cual evita la proliferación de bacterias, hongos y micotoxinas propias de este tipo de productos (Arias, 1993).

Adicionalmente, Ambas organizaciones mencionadas en párrafos anteriores recalcan la necesidad de empaquetar los productos como una manera de apelar a los clientes, ya que permite a los agricultores competir en el mercado de manera más fácil (Shepherd, 2003). El uso de empaques permite distribuir de manera más fácil los productos en tamaños y capacidades que los clientes suelen requerir.

Tomando en cuenta lo recalcado anteriormente, además de la inherente necesidad de usar empaques como medio de detención de la proliferación de bacterias, hongos y agentes bioquímicos que pueden descomponer, degradar o cambiar las propiedades de los productos de consumo masivo de origen agrícola, nace la necesidad del desarrollo de maquinaria que permita a los productores pequeños asegurar que la calidad de sus productos no se vería afectada durante el transporte de los mismos, a su vez evitando pérdidas innecesarias y brindando confianza al consumidor final.

### **1.5. Área de influencia**

El proyecto tendrá incidencia sobre la producción de alimentos, específicamente para el área de agroindustria a nivel nacional.

## Capítulo 2

### Marco Teórico

#### 2.1. Caracterización de elementos a dosificar

En la dosificación y empaque, existen dos elementos principales a considerar: Los elementos a empacar, y los elementos de empaque o recubrimiento. Cabe recalcar que algunos de estos elementos tienen propiedades características, las cuales serán analizadas en las secciones a continuación.

##### 2.1.1. Elementos a empacar

Tomando en cuenta la producción agrícola del Ecuador, la cual ha ido cambiando, formándose y acoplándose a las necesidades específicas del país (y de mercados internacionales en algunos casos), estudios han sido realizados con la finalidad de indicar las especies y variedades de cultivos que tienen mayor demanda en el país. Con este fin, en 1954, se habría realizado el primer censo agropecuario por muestreo, y 20 años después el primer censo agropecuario por enumeración completa. Dichos censos se realizarían solo hasta el año 2000.

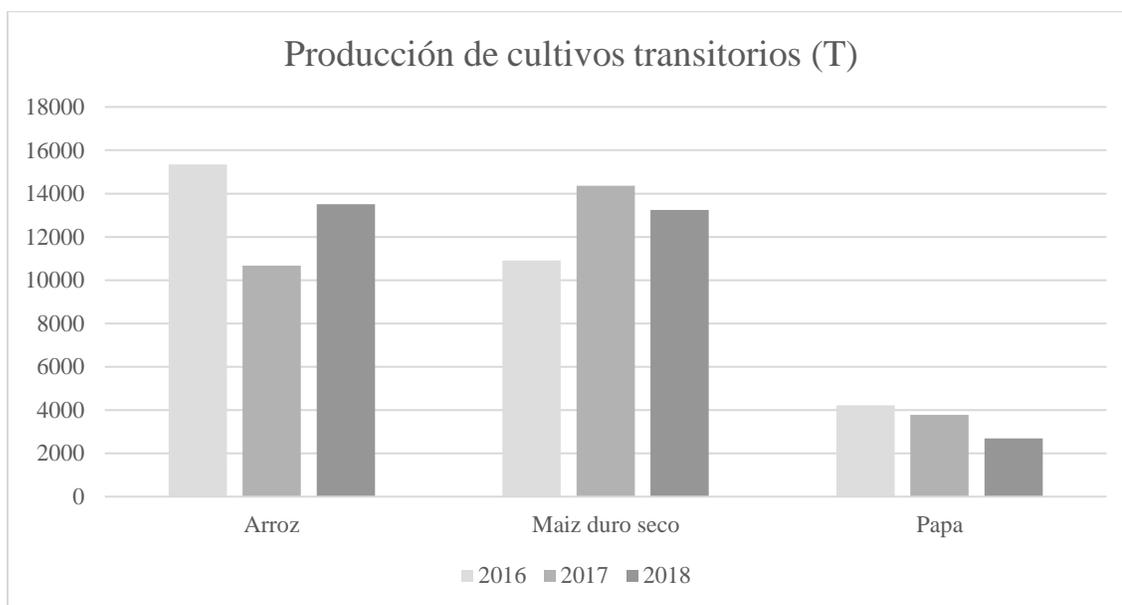
Posteriormente, aparecería la denominada Encuesta de Superficie y Producción Agropecuaria Continua (ESPAC), la cual le permitió al país definir que cantidades de cultivos permanentes y transitorios están siendo consumidos, y a sus ciudadanos, destinar fondos e investigaciones hacia los mismos. Tal sea el caso que, a lo largo de los años, se ha focalizado el desarrollo de cultivos transgénicos, tecnologías orientadas al cultivo, entre otros.

Con dichas consideraciones, es necesario tomar en cuenta los cultivos más consumidos a nivel nacional. Entre los cultivos permanentes, la mayor parte de ellos son producidos en cantidades considerables, debido al hecho de que la mayoría son destinados a la exportación. Por tanto, no serán el foco de este proyecto.

Hay un grupo importante, tomado en cuenta en segundo lugar, referente a los cultivos transitorios. Un cultivo transitorio se define cómo aquel que tiene “un ciclo vegetativo menor a un año, y siendo en algunos casos solo entre 3 y 6 meses”. (SIISAN, 2014)

**Figura 2.1**

*Producción de cultivos transitorios, miles de toneladas*



Otros cultivos transitorios, producidos en gran cantidad, pero no considerados son las leguminosas. Al tener tamaños relativamente pequeños, y ser fáciles de manejar, el empaquetado de estos cultivos será el objetivo del producto.

#### **Propiedades físicas.**

Las propiedades físicas de interés en este proyecto, principalmente relacionado a granos y leguminosas, serán la densidad y tamaño de grano. El fin de estandarizar estas dimensiones es para definir valores máximos y mínimos, y establecer límites para el tamaño del carro transportador.

Con el fin de definir capacidades estandarizadas, el proceso de medición estandarizado es definido por el método de análisis 55-10 de la American Association of Cereal Chemists (AACC), el cual define un procedimiento adecuado para obtener la densidad del grano. Se llena un

recipiente de volumen conocido, que para este caso particular es de 1L. A dicho recipiente se lo llena con granos que provendrían de una muestra de 1000 unidades, elegidos aleatoriamente. De ellos, se determina la densidad del grano (en función de su peso hectolítrico), sin necesidad de considerar espacios vacíos como en otros métodos.

Con el fin de obtener resultados precisos, se usará una balanza calibrada, y se repetirá el proceso por lo menos 10 veces por cultivo. De dicho proceso, se define densidades y volúmenes medios, además de una varianza, con el fin de establecer límites para la capacidad de los carros, tolvas y otros componentes.

Considérese que en el Ecuador rige la norma INEN 1 464, referente a la determinación del peso hectolítrico de granos y cereales, pero la misma se basa en lo establecido por el método de análisis 55-10, adaptado a unidades métricas. En efecto, se sigue el mismo procedimiento, utilizando recipientes con una capacidad volumétrica de 1000 cm<sup>3</sup>. Para hacer más fácil el análisis de datos, se introduce en una tabla resumen tanto la media como la varianza de los procesos, además de realizar tablas con todos los datos por medición.

De dichas pruebas, se obtuvieron los resultados mostrados a continuación, resumidos en la siguiente tabla:

**Tabla 2.1**  
*Densidades de posibles productos a dosificar*

Producto	Peso medio (g)	Varianza (g)	Peso (kg/hL)
Maíz	695.9	4.3	69.59
Arroz	483.2	2.3	48.32
Cebada	693.5	1.5	69.35
Trigo	762.6	2.6	76.26
Arveja	723.5	1.6	72.35
Frejol	726.5	1.7	72.65
Haba	672.5	1.9	67.25

*Nota.* Son necesarias ciertas consideraciones al tomar en cuenta estos pesos: Existe variación de zona a zona, de especie a especie e incluso de cultivo a cultivo. Si bien es cierto que no existió gran variación en las medidas tomadas, hay que considerar que nuestra muestra es demasiado pequeña como para ser representar resultados fieles a la media de los cultivos a nivel nacional.

Sea el caso del arroz, cultivo en el cual pruebas realizadas en proyectos de grado de otras universidades revelan que su peso hectolítrico se ve influenciado por distintos factores, incluso climatológicos, comparándose la cosecha en el invierno (48.35 kg/hL) a la cosecha en el verano (48.47 kg/hL), la cosecha de la variación SFL-09 (48.25 kg/hL) a la cosecha de la variación F-21 (48.57 kg/hL) y el día de cosecha con relación al día de floración, en un periodo desde 30 días (48.84 kg/hL) hasta 70 días (47.44 kg/hL) después de ocurrida la misma (Ampuño, 2012).

En el caso de cultivos como el trigo, cebada y otros cereales, en países como Argentina existen tablas oficiales a partir de las cuales se basan fabricantes de insumos agroindustriales, las cuales nos muestran variaciones distintas para granos como la avena (39.55 kg/hL a 59.80 kg/hL), Cebada (49.65 kg/hL a 75.10 kg/hL), Trigo (39.90 kg/hL a 88,00 kg/hL) entre otros cultivos (CerealTools S.A., 2014).

En México, existen varios estudios referentes a especies tanto propias del país como de diferentes regiones en toda Latinoamérica de ciertos cultivos. Particularmente un estudio de especies de frijol endémicas, al igual que propias de otros países, nos muestra pesos distintos que en el caso del frijol (68 a 83 kg/hL) son debido a ciertas diferencias entre el contenido de humedad, el tamaño de la semilla, la época de cosecha, entre otros (Ayala, Pichardo, Estrada, Carrillo, & Hernández, 2006)

#### **Propiedades químicas y orgánicas.**

En cuanto a las propiedades químicas de dichos productos, es necesario considerar únicamente aquellas que influyan sobre el proceso de empaquetado, o que lo hagan peligroso en el caso de realizarse bajo condiciones inadecuadas, ya sean de humedad, temperatura u otros factores que influyan sobre el diseño.

### **2.1.2. Elementos de empaque**

Debido a la naturaleza del proyecto, que requiere un material de empaque que pueda ser enrollado, doblado o fácilmente manipulado sin necesidad de un agente externo, o sin necesidad de requerir termoformado, los materiales de empaque serán divididos en dos categorías: Orgánicos biodegradables y orgánicos no biodegradables.

#### **Orgánicos no biodegradables.**

Los materiales orgánicos generalmente son la decisión de facto para este tipo de aplicaciones. Siendo los plásticos los más utilizados para el empaque de prácticamente cualquier producto a nivel mundial, por sus propiedades únicas en cuanto a resistencia a factores ambientales, su facilidad en cuanto a termoformado, su reducido peso, su resistencia a diferentes rangos de pH, composición química del producto, luz ultravioleta, etc.

Si bien es cierto que la mayoría de materiales plásticos son reciclables, la gran mayoría de estos materiales terminan en vertederos de basura, y muchas veces en océanos, bosques y otros biomas, afectando tanto a flora como fauna. Sin embargo, su reducido costo y las propiedades anteriormente mencionadas hacen prácticamente una necesidad de su uso.

#### **Figura 2.2**

*Plásticos en la costa de Navarra, España*



Entre los materiales más usados para esta particular aplicación, son destacables plásticos como los polietilenos, el polipropileno, y otros polímeros no reciclables.

### **Polipropileno.**

El polipropileno es un termoplástico con una alta resistencia a distintos tipos de solventes químicos, así como a sustancias con alta salinidad o acidez. Al ser un termoplástico, es perfecto para aplicaciones que requieren un sellado hermético. (University of York, 2016)

Es uno de los termoplásticos más livianos ( $0.905 \text{ g/cm}^3$ ), lo que también lo hace ideal por su baja densidad, para empaques más robustos. Además, tiene una transparencia natural sin adición de ningún otro químico, por lo que es un competidor ideal para el almacenamiento de sustancias distintas.

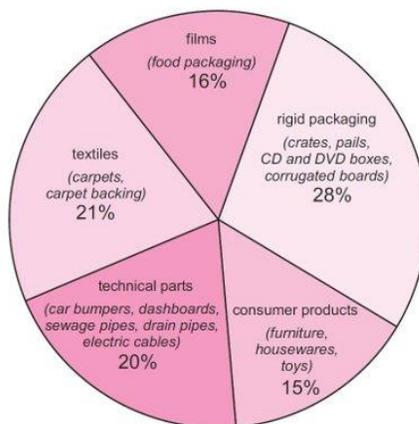
**Tabla 2.2**

*Ejemplos de usos del polipropileno*

Proceso de fabricación	HDPP
Película plástica	Empaques de comida Láminas de seguridad
Moldeo de inyección	Recipientes para químicos Vasos plásticos
Moldeo de soplado	Estuches Botellas y recipientes
Extrusión	Componentes de vehículos Materiales de construcción

**Figura 2.3**

*Usos del polipropileno según su método de manufactura*



Las ventajas del polipropileno son las siguientes:

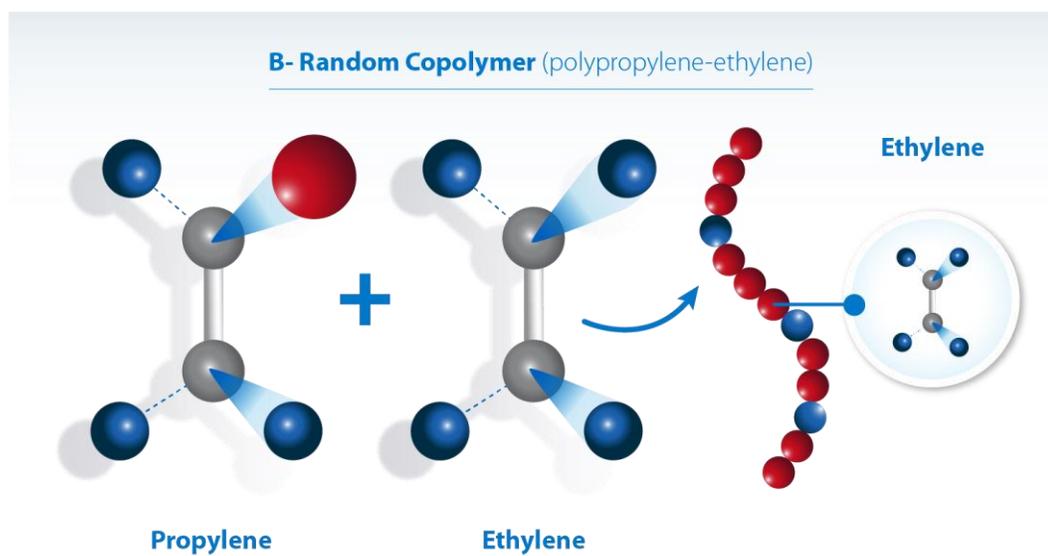
- Menor densidad comparada a las variantes del polietileno.
- Mayor temperatura de uso continuo, lo que representa una resistencia mayor a temperaturas extremas sin perder sus propiedades.
- Mayor resistencia mecánica, tanto al corte como a la tracción y a efectos de fatiga, lo que lo hace apto para empaques con capacidad de volver a ser sellados.

Sin embargo, este termoplástico también presenta ciertas desventajas, entre ellas:

- Tiende a fragilizarse a bajas temperaturas, lo que hace que no sea apto para empaques de productos que requieran ser refrigerados.
- Mayor temperatura de fusión, lo que hace que requiera mordazas más calientes al ser sellado.

Cabe recalcar que, como la mayoría de termoplásticos, al agregar ciertas sustancias al plástico, y convertirlo en un copolímero, sus propiedades físicas mejoran de una manera destacable. Tal es el caso del etileno, formando copolímeros PP-PE.

**Figura 2.4**  
*Cadena de Copolímeros PP-PE*



### ***Polipropileno Orientado (OPP).***

El polipropileno orientado es una variante del polipropileno, con ciertas propiedades mejoradas. Generalmente producido a partir de métodos de extrusión tubular, sus moléculas se alinean a lo largo de la dirección de extrusión, mejorando las propiedades mecánicas en esta. Sin embargo, la mayor desventaja de este tipo de termoplástico es que tiende a arrugarse o perder su forma de manipularse bruscamente, lo cual no lo hace apto para ciertos empaques que requieren mantener su presentación pese a ser manipulados bruscamente. Sus usos más comunes están en la cobertura de cajas de cigarrillos, tarjetas de presentación, fundas y empaques de trigo y derivados, incluyendo fideos y productos de panadería. (Leeke, 2019)

### ***Poliétileno.***

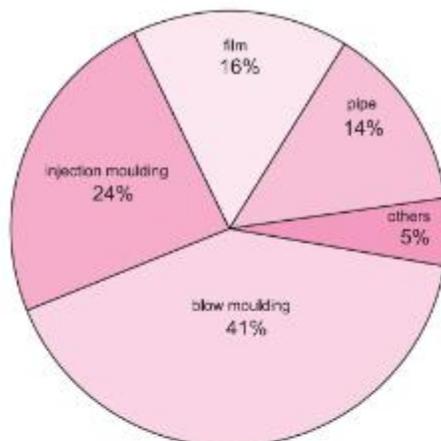
El polietileno es el polímero más simple, lo cual resulta a su vez en una fabricación de baja complejidad, y un costo relativamente bajo. Es clasificado como el plástico más importante del mundo, con una producción anual sobre los 80 millones de toneladas. Existen tres formas esenciales en las que el polietileno es producido, el polietileno de baja densidad (LDPE,  $< 0.930 \text{ g/cm}^3$ ), polietileno lineal o alineado de baja densidad (LLDPE,  $0.915\text{-}0.940 \text{ g/cm}^3$ ), y polietileno de alta densidad (HDPE,  $0.940\text{-}0.965 \text{ g/cm}^3$ ). Mientras el polietileno de alta densidad es ideal para aplicaciones de aislamiento térmico, el polietileno de baja densidad es adecuado para empaques y películas plásticas. (University of York, 2017)

**Tabla 2.3**

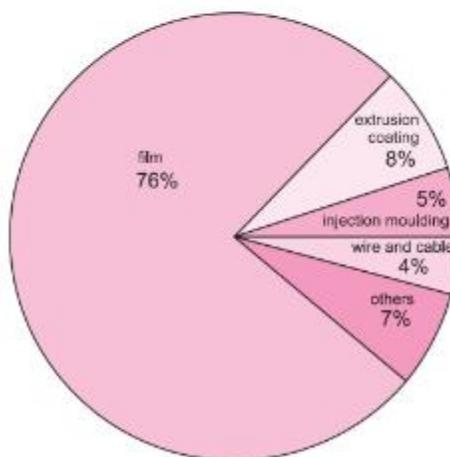
*Ejemplos de usos del polietileno*

Proceso de fabricación	de HDPE	LDPE	LLDPE
Película plástica	Empaques de comida Bolsas de compra	Película adhesiva Capas de envases	Película estirable
Moldeo de inyección	Basureros Contenedores	Baldes Jarras	Cajas de comida
Moldeo de soplado	Botellas de detergente	Botellas flexibles	
Extrusión	Tuberías de agua	Tubo flexible	Aislante de cables

**Figura 2.5**  
*Usos del polietileno según su método de manufactura*



**HDPE**



**LDPE/LLDPE**

### **Mezclas PET-PE.**

El PET/PE es uno de los componentes principales de los llamados “envases técnicos”, están compuestos por varias capas de diferentes materiales, unidas por adhesivos y en los cuales se añaden procesos de serigrafía, haciendo complicado su proceso de reciclaje. (RepetCo Innovations, SL, 2020)

**Otros termoplásticos.**

Entre otros termoplásticos usados para el empaque de alimentos y granulados, se encuentran materiales como el nylon o poliamida, ácido poliláctico, entre otros. Estos empaques no son generalmente usados debido a que sus procesos de fabricación son mucho más complejos (y, por tanto, más caros), sin embargo, tienen propiedades de resistencia química y mecánica ideales para ciertas aplicaciones en las cuales los otros termoplásticos presentarían desventajas.

En cuanto al nylon, los dos tipos más comunes de película de nylon son el nylon moldeado o no orientado y el nylon orientado biaxialmente (BOPA). BOPA es la película de poliamida más importante. Es una excelente opción para aplicaciones de embalaje exigentes. La orientación da como resultado una mayor resistencia a la tracción, menor elongación (más difícil de estirar), mayor rigidez y mayor barrera al oxígeno en comparación con la película de PA fundida no orientada. (Chemical Retrieval on the Web, 2020)

El nylon suele coextruirse con otras películas, como las poliolefinas. Como componente de una película multicapa, proporciona una barrera de oxígeno eficaz y mejora la resistencia mecánica.

**Figura 2.6**

*Film de nylon de 15 micrones*

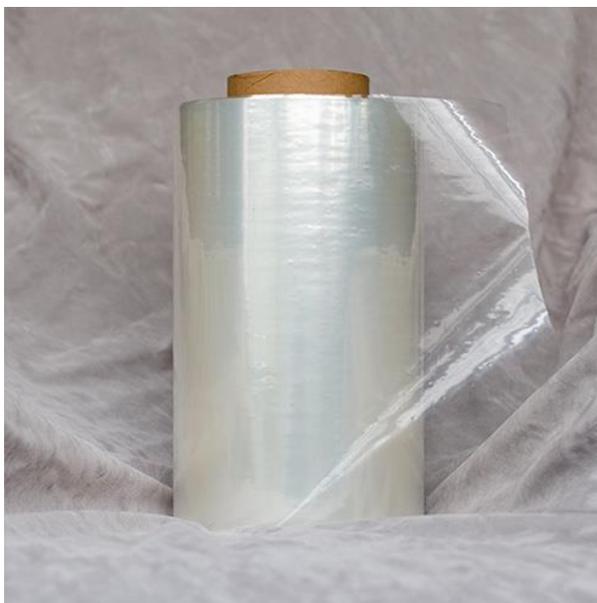


El ácido poliláctico o PLA se utiliza principalmente en la industria del envasado de vasos, tazones, botellas y pajitas. Otras aplicaciones incluyen bolsas desechables y bolsas de basura, así como películas agrícolas compostables.

El PLA también es una excelente opción para aplicaciones biomédicas y farmacéuticas, como sistemas de administración de fármacos y suturas, porque el PLA es biodegradable, hidrolizable y generalmente reconocido como seguro. (Avérous, 2008)

**Figura 2.7**

*Rollo de película de PLA de 20 micrones*



**Orgánicos biodegradables.**

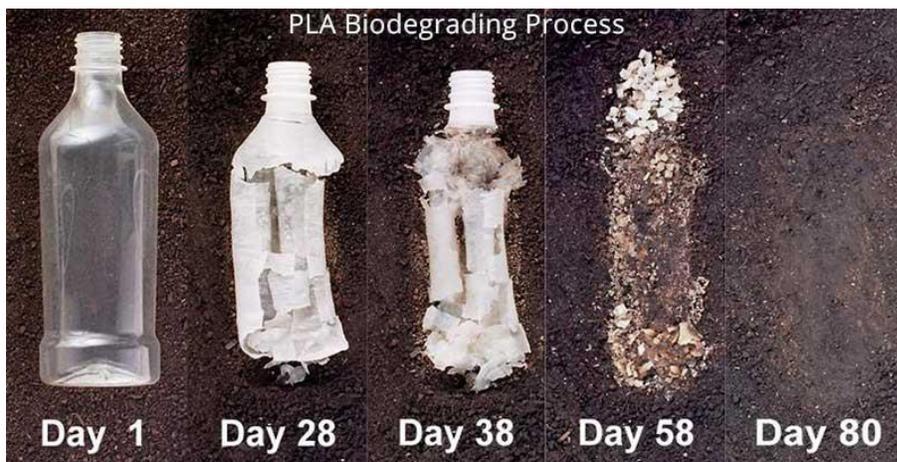
Tal como su nombre lo describe, estos materiales destacan por ser amigables con el ambiente y por brindar características físicas que permiten su uso de diversas maneras.

Sin embargo, hay que destacar sus inherentes desventajas. La mayoría de estos materiales (papeles, papeles encerados, cartones y derivados de la celulosa) son materiales altamente inflamables, nada o poco resistentes a la humedad, además de ser muy difíciles de ser termoformados. Esto no se aplica a todos los materiales, ya que existen ciertos polímeros orgánicos, formados con ayuda de procesos distintos, y que brindan características similares o

superiores a los plásticos, sin dejar de ser biodegradables. Sin embargo, dichos materiales tienden a ser más caros, o difíciles de procurar.

**Figura 2.8**

*Proceso de biodegradación del PLA*



Además de eso, el ser biodegradables los convierte en materiales con una vida media muy corta, por lo cual pese a no ser aptos para aplicaciones como conservas y productos elaborados, son aptos para productos agrícolas o de una expiración pronta, al igual que para productos de consumo masivo.

#### ***Biopolímeros derivados del almidón.***

La acumulación de grandes cantidades de petroplásticos es un problema de devastación ambiental creciente, lo que lleva a la necesidad urgente de innovar materiales de embalaje ecológicos a un costo equivalente para salvar el medio ambiente. Entre los diferentes sustitutos, los tipos a base de almidón y sus mezclas con biopolímeros se consideran una alternativa de material inteligente e innovadora para los polímeros a base de petróleo debido a su abundancia, bajo costo, biodegradabilidad, alta biocompatibilidad y mejores características mecánicas y de formación de película de mejor calidad. Además, el almidón es un material valioso y sostenible para el envasado de alimentos. La creciente importancia del diseño de películas a base de almidón

de diversas fuentes para fines de envasado de alimentos sostenibles es una investigación en curso.

(Punia Bangar, y otros, 2021)

**Figura 2.9**

*Película de polímero a base de almidón*



En la actualidad, estos polímeros aún no son sintetizados de manera que permita una industrialización de este tipo de plásticos biodegradables, por lo que, al momento de realizar este proyecto, no son considerados como opción viable.

## **2.2. Caracterización de sistemas utilizados**

### **2.2.1. *Sistemas de dosificación***

Los sistemas de dosificación son los encargados de establecer proporciones adecuadas del producto a empacar o mezclar, con el fin de obtener una distribución o mezcla homogénea.

Al mantener distribuciones homogéneas del producto, no solo se simplifica la comercialización del mismo, también se permite al cliente obtener las cantidades necesarias para sus necesidades.

Se pueden clasificar los dosificadores de varias maneras, sea por su tipo de dosificación, por los productos a los que está destinado el sistema, por las propiedades físicas del producto a

dosificar, etc. Sin embargo, habiendo definido las mismas con anterioridad, se clasificarán dichos sistemas en función de su mecanización.

### **Dosificadores de vasos telescópicos.**

Los sistemas de vasos telescópicos se basan en la dosificación volumétrica, llenando compartimientos en un carrusel. Dicho carrusel rota hasta un punto en el que la compuerta que sostiene el material se abre, soltándolo para posteriormente ser empaquetado. Los beneficios del uso de un sistema como estos están principalmente enfocados al rápido ajuste del mismo, al igual que el flujo de material, ideal para garantizar la homogeneidad en un proceso automatizado.

#### **Figura 2.10**

*Renderización de un dosificador de vasos volumétricos*



### **Dosificadores de carro deslizante**

Basados en dosificación volumétrica, al igual que los dosificadores de vasos telescópicos, estos sistemas requieren un ajuste manual dependiente del material que se desee dosificar, debido a las diferencias de densidades de los mismos.

El sistema, a diferencia de los dosificadores de vasos telescópicos, los dosificadores de carro deslizantes usan actuadores lineales (generalmente mecanismos biela-manivela, o actuadores hidroneumáticos).

#### **Figura 2.11**

*Dosificador volumétrico de carro deslizante*



### **Dosificadores basculantes**

Los dosificadores basculantes o por peso, funcionan con algún sistema, ya sea mecánico, electrónico, o una combinación de ambos, para detectar el peso del producto a dosificar, y pasar al siguiente sistema una vez que el límite se alcance. El beneficio de estos sistemas es que siempre permiten que el material pase cuando se alcance el límite inferior de peso, es decir, se abren una vez que se alcanza el peso requerido. Sin embargo, requieren de una constante calibración, lo cual tiende a causar problemas.

Uno de los puntos fuertes de este tipo de dosificadores, es que pueden tener más de una cabeza basculante, lo que permite incluso la mezcla de productos previa al empaquetado, haciéndolo ideal para la industria alimenticia, la producción de dulces, entre otros.

**Figura 2.12**

*Dosificador basculante de 4 cabezas*



### **Dosificadores de tornillo sin fin**

Los sistemas dosificadores de tornillo sin fin o dosificadores axiales son conocidos por permitir distribuciones homogéneas, y no tener problemas con polvos y granos finos, como ocurre con otros sistemas de dosificación.

Adicionalmente, si se usan servomotores y básculas de desconexión, permiten una dosificación precisa de cualquier material, por lo que estos sistemas incluso son usados en la industria farmacéutica, en la que se requieren mezclas precisas y un medio estéril.

Uno de los problemas más destacados de este tipo de sistemas rige en la necesidad de controles adicionales, con el fin de estandarizar velocidades, y, por tanto, tasas de descarga, por lo cual su costo tiende a ser elevado.

**Figura 2.13**

*Dosificador de tornillo sin fin*



**Dosificador de compuerta rotativa**

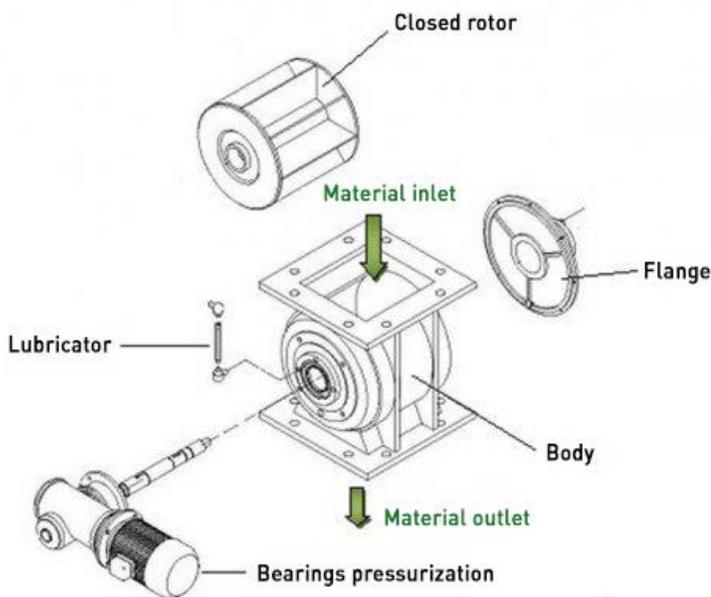
Un dosificador de compuerta rotativa, también denominado dosificador de esclusa rotativa o dosificador radial, actúa en la misma manera que una bomba o un compresor radial (al igual que los dosificadores de tornillo sin fin en comparación con compresores axiales), solo que, a diferencia de las mismas, se desplaza un sólido en vez de un líquido o gas. El principio es básicamente el mismo, un motor mueve un eje conectado a un rotor el cual, debido a las tolerancias existentes entre el mismo y la cámara, crea un volumen de control entre cada una de las paletas.

Las ventajas de este sistema son su diseño simplificado y su facilidad de uso, que permiten reducir la complejidad (mas no la frecuencia) del mantenimiento, así como las etapas del diseño del mismo. Sin embargo, tiene claras desventajas como la incapacidad de regular el volumen como en otros sistemas (o la necesidad de complejos sistemas de control para lograrlo) además

de la posibilidad de fugas axiales o radiales debido a la abrasión sobre los componentes, algo natural en el desplazamiento de sólidos.

**Figura 2.14**

*Despiece de un dosificador radial de rotor cerrado*



### **Vibradores y sistemas anexos**

El uso de vibradores en sistemas de todo tipo es común en la industria en general. Desde sistemas de mezcla, transporte y separación, hasta eliminación de defectos posterior a la fabricación de piezas de todo tipo.

La introducción de vibradores en los sistemas de dosificación nace de la necesidad de asegurar que el material a dosificar entra en dicho sistema de manera homogénea. Además de ello, hay ciertos materiales que no pueden ser fácilmente transportados, por lo cual es necesaria alguna acción mecánica que permita el transporte de los mismos.

Varias de las ventajas de los vibradores recaen en el bajo uso de energía y, por tanto, bajos niveles de ruido para ser accionados. Además de ello, generalmente proporcionan la fuerza necesaria para realizar el trabajo que se requiera, sin dañar los productos o contenedores.

**Figura 2.15**  
*Tolva vibradora*



### **2.2.2.      *Sistemas de empaque***

Los sistemas de empaque, también conocidos como sistemas de envasado, son aquellos sistemas que sostienen a los elementos de empaque, y les dan la forma necesaria para almacenar los productos.

Los sistemas de empaque se pueden clasificar de distintas formas, pero por el momento serán clasificados en función de su mecanismo de sujeción y transporte.

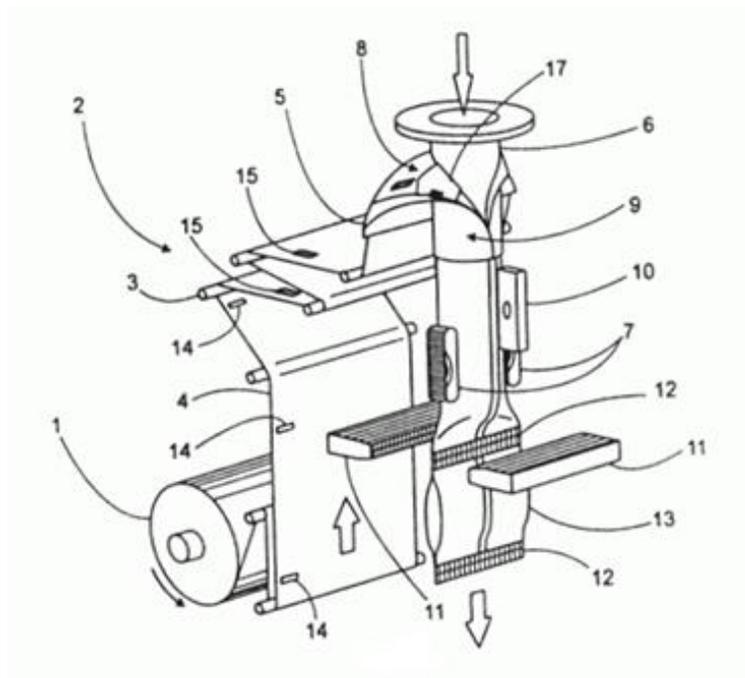
#### **Empacado automático por costuras**

Las máquinas de empacado automático por costura se encargan tanto del formado de la manga o cerrado longitudinal del empaque, y del desplazamiento del mismo según la máquina lo requiera. Se alimentan de rollos de plástico, a los cuales se les da la forma requerida con ayuda de Estos sistemas a su vez se clasifican en función del número de costuras que realizan al empaque antes del corte. Existen máquinas de 3 costuras (una longitudinal, y dos transversales) y máquinas de 4 costuras (dos longitudinales y dos transversales, formando un marco).

Cada una de estas máquinas tiene sus beneficios, pero generalmente, ambas presentan características que tienen como ventaja un volumen de trabajo amplio, y el acoplamiento a sistemas de uno o varios cabezales.

**Figura 2.16**

*Diagrama de un sellador con manga formadora, y costuras en 2 planos*



### **Empacado automático de manga**

Este proceso se diferencia al de costuras, ya que se usa un sistema simplificado de bandas o rodillos que únicamente desplazan el empaque (el cual se encuentra ubicado arriba, preformado y sin la necesidad de una costura vertical) a una velocidad establecida por el controlador del sistema, según se requiera.

Uno de los beneficios de este sistema es que reduce tanto la complejidad del sistema de control (que ya no tiene que encargarse de la temperatura de las resistencias para la costura longitudinal), como del sistema de empaque (que no requiere de la pestaña formadora).

### **Empacado manual de manga**

En las maquinas empacadoras en las cuales el proceso es completamente manual, el proceso de empacado se ejecuta por un operador, el cual mueve la funda a la posición adecuada, asegurando que la máquina funcione adecuadamente.

El beneficio principal de los sistemas manuales es que no requieren más que de un operador para funcionar, por lo cual su costo es extremadamente reducido, pero la velocidad de operación está sujeta a la capacidad del operador.

#### **Figura 2.17**

*Máquina empacadora manual, de manga o tubo preformado*



#### **2.2.3. Sistemas de sellado y corte**

Los sistemas de sellado y corte, tal como su nombre lo indica, tienen la tarea de sellar el empaque una vez que el producto está en su lugar, y cortarlo con el fin de separar cada unidad. En parte, se podría decir que este sistema se considera como un subsistema del de empaque mencionado anteriormente, ya que es el encargado de hacer las costuras superior e inferior.

Debido a las similitudes que existen entre su mecanización, es mejor clasificar los sistemas de sellado y corte en función del elemento encargado del sellado.

### **Sellado por ultrasonido**

Este tipo de sellado aprovecha las propiedades del plástico, haciéndolo vibrar a alta frecuencia, transformando voltajes en vibraciones de alta frecuencia (generalmente sobre los 20 Hz, frecuencias sobre el espectro audible). Esto provoca que el material de empaque eleve su temperatura, haciendo que se sulte.

Mientras que los beneficios de este tipo de mecanismos se basan en el reducido ruido y la habilidad de crear un sello hermético bastante fuerte, que prohíbe la fuga del producto a empaçar, su complejidad debido a la naturaleza del ultrasonido lo convierte en un sistema bastante caro.

### **Figura 2.18**

*Sellado ultrasónico*



### **Sellado por corriente de alta frecuencia**

Parecido al sellado por ultrasonido, el sellado por alta frecuencia aprovecha la vibración del material de empaque para crear una soldadura entre las dos capas del mismo, fundiéndolas y creando un sello hermético. La diferencia está en que no hay vibración de las barras que conducen el campo eléctrico, el cual es el encargado de provocar el movimiento (y, por tanto, fricción) en el material de empaque. Los beneficios son similares a los del sistema anterior, sin embargo,

presenta las mismas desventajas, adicionalmente al hecho de que puede ser usado únicamente con limitados materiales de empaque, cómo PVC, EVA, poliuretanos entre otros.

**Figura 2.19**

*Selladora eléctrica de telas*



### **Sellado por convección**

Aprovechando las propiedades térmicas de los materiales, el sellado por convección calienta aire o algún gas, y lo circula alrededor del área del empaque a ser sellada, calentándola y permitiendo la creación de un sello hermético, mediante la aplicación de presión en el material plastificado. Mientras sus ventajas aparecen en el hecho de que no es necesario que la resistencia eléctrica esté en contacto directo con el empaque, y que la misma es enfriada por el intercambio de calor con el gas usado, La añadida complejidad del subsistema encargado de forzar el aire hacia el empaque debe ser considerada, ya que aumenta tanto la complejidad del mismo como el costo.

**Figura 2.20**

*Selladora o soldadora de aire caliente*



### Sellado por conducción

A diferencia del sellado por convección, el elemento que aplica presión entre las capas del empaque calienta a la vez al material, permitiendo la fusión entre las mismas, creando un sello.

Generalmente, esto se logra gracias a elementos metálicos en contacto directo con resistencias eléctricas, las cuales son las encargadas de proporcionar el calor necesario para fundir la sección de plástico que se requiere.

Sus ventajas son una menor complejidad ya que la resistencia eléctrica se pone en contacto directo con el material a termoformar, a cambio de un control directo en la temperatura del mismo.

**Figura 2.21**

*Mordaza termoselladora manual*



Entre los tipos de selladoras por conducción, es necesario destacar dos grupos: las selladoras de niquelina, y las selladoras de resistencia de alta densidad o de cartucho.

**Figura 2.22**

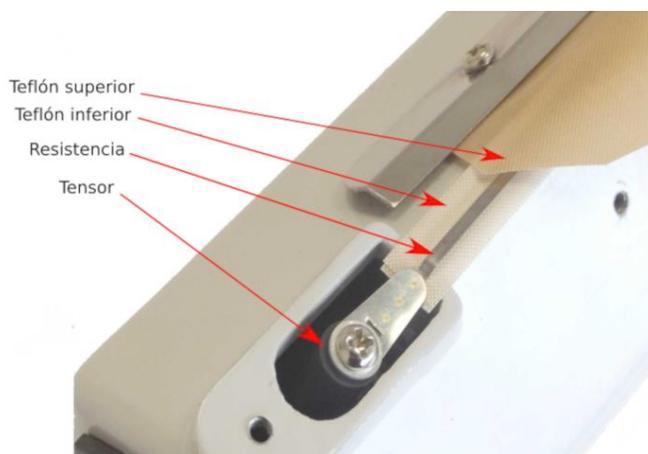
*Barra de sellado con niquelina recubierta en teflón*



Las selladoras de niquelina, que se encuentran mayormente en máquinas de sellado manual o de pedal, son selladoras diseñadas para crear únicamente fusión en el material a lo largo del mismo, terminando con un sello de una longitud corta, pero suficientemente resistente para productos con una vida media relativamente corta, como es el caso de granos, legumbres y hortalizas, y otros productos sin conservantes, o que no requieran un sello completamente hermético. Este tipo de selladoras tienden a tener costos bajos, gracias a su poca complejidad.

**Figura 2.23**

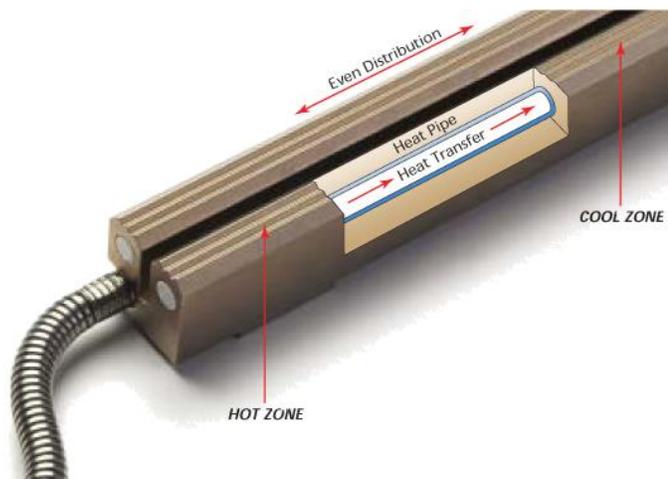
*Partes de la mordaza inferior de una selladora manual*



Las selladoras con resistencia de alta densidad generalmente tienen mordazas de sellado metálicas (de acero inoxidable, aluminio o bronce dulce dependiendo de su aplicación), las cuales son accionadas con un mecanismo rotativo (generalmente, un tren de engranajes conectado a un conjunto con varias mordazas) o un mecanismo lineal (accionado por un elemento neumático, hidráulico o eléctrico dependiendo de la fuerza requerida para lograr el sello). Si bien es cierto que una de las principales ventajas de este tipo de selladoras reside en la creación de un sello hermético, el cual mantendrá a los productos frescos por más tiempo, su costo elevado tanto en su producción como operación, así como su alto voltaje de operación deben ser tomados en cuenta.

**Figura 2.24**

*Corte parcial de una mordaza con resistencia de alta densidad*



Dadas las tendencias modulares en la industria en general, con el fin de reducir tiempos de mantenimiento y fallos en los sistemas, las mordazas han ido evolucionando en cuanto a su diseño. Mordazas de nuevas generaciones están diseñadas de manera que se facilita el cambio de elementos calefactores y zonas de contacto, así como su ajuste según se requiera, con el fin de asegurar la calidad del sello. Adicionalmente, aunque su costo inicial tiende a ser elevado, el costo de los repuestos tiende a ser menor al de comprar (o en algunos casos, fabricar) una mordaza nueva.

**Figura 2.25**

*Mordazas de sellado modulares*



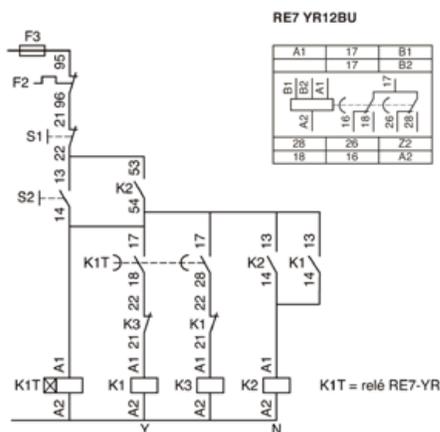
## 2.2.4. Sistemas de control

### Controles electromecánicos

Los controles electromecánicos son conexiones eléctricas con el fin de controlar, leer y procesar tanto entradas y salidas de impulsos eléctricos, las cuales provocarán que actuadores ejecuten ciertas acciones. Estos controles generalmente utilizan relés, contadores o temporizadores, con una señal de salida que indica el encendido o apagado de un sistema.

**Figura 2.26**

*Diagrama de un controlador  $\Delta$ -Y con paso a Y*



El uso de relés en la industria tiene como principal ventaja su poca complejidad, y su facilidad de uso, mantenimiento y reemplazo. De esta manera, si es que alguno de los relevadores llega a fallar, su reemplazo no llevará mucho tiempo o recursos. Sin embargo, su uso y conexión requiere de conocimiento especializado en electromecánica, aunque hasta cierto punto no tan especializado como el requerimiento de los controles electrónicos. Además de eso, el procesamiento de señales de sensores requiere equipamiento adicional, y hasta cierto punto incluso requieren que la señal sea amplificada. A diferencia de los controles electrónicos, se vuelve difícil manejar varias entradas y salidas, y cualquier modificación al sistema requiere una reconexión de los actuadores. (Ingeniería Mecafenix, 2017)

**Figura 2.27**  
*Relé de 8 contactos*



### **Controles electrónicos**

Los controles electrónicos usan algún tipo de controlador lógico programable, sea un PLC, Microcontroladores, o sistemas que puedan manejar entradas y salidas. Mientras que son más diversos en cuanto a lo que permiten realizar a un sistema, y además de la facilidad de cambiar el comportamiento del mismo a través de su programación, Su diseño requiere de una especialización en su uso, y dificulta su fácil reemplazo en el caso de este tipo de proyectos.

Para esta familia de controladores, es necesario recalcar su precisión en cuanto corresponde al control de actuadores y su versatilidad al conectar y procesar datos de sensores, dependiendo de la solución que se utilice en la arquitectura del equipo.

Los PLC o controladores lógicos programables son sistemas embebidos, listos para conectar ciertos sensores y adaptables para controlar actuadores según la señal de entrada. Al ser sistemas con esta disposición, tienden a ser más robustos, lo cual los hace ideales para aplicaciones industriales. Además, pueden ser reprogramados según la necesidad del usuario, por lo cual son ideales para aplicaciones modulares, o diseños realizados para ajustarse a la necesidad de un cliente específico, con la capacidad de ser repotenciados a futuro. Sin embargo su desventaja radica en dos puntos, el primero siendo su alto costo y complejidad, por lo cual requieren un conocimiento específico para ser programados e incluso instalados, y el segundo su

modo de trabajo, ya que al recibir señales de 0-12V y 4-20mA, muchas veces requieren de equipos adicionales, o incluso módulos diseñados por su fabricante para el procesamiento de señales (como por ejemplo, el módulo para RTD en los Siemens LOGO, para sensores de temperatura), e incluso para expandir sus entradas y salidas. Por supuesto, estos módulos son para necesidades específicas, pero su precio añadido tiende a hacerlos prohibitivos. Esto se ha visto cambiado en los últimos años, con la entrada de marcas chinas al mercado, y la aparición de nueva tecnología, lo que ha hecho que los viejos modelos bajen su precio de a poco.

**Figura 2.28**  
*Controlador Lógico Programable o PLC*

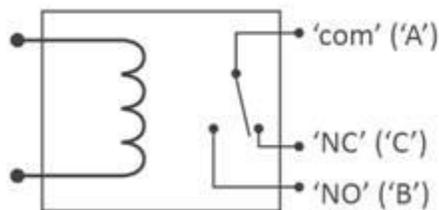


Es necesario especificar que, debido a costos de fabricación, niveles de automatización y otros factores, no todas las salidas de un PLC son iguales. Entre los diversos tipos de salidas que tienen los PLC, se listan salidas de tipo relé, salidas de control para relés de estado sólido, y salidas transistorizadas.

Las salidas de relé son generalmente la opción más usada, ya que permiten conmutar componentes según se requiera, ya que permiten un control de alto voltaje y amperaje (hasta 220V 8A), e incluso tienden a proporcionar aislación galvánica, por la manera en la que funcionan. Sin embargo, es necesario considerar que tienen un retardo en su accionamiento de unos milisegundos, además de un desgaste mecánico por su accionamiento magnético, por lo que se considera una vida útil de  $10^6$  ciclos.

**Figura 2.29**

*Diagrama de conexión – salida tipo relé*

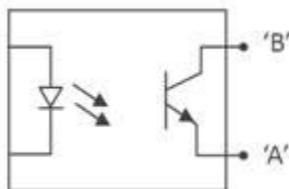


En el caso de las salidas de transistor, estas son bastante comunes cuando se necesita un control de precisión, por lo que aparte de PLCs es usual encontrarlas en PWMs o cualquier lazo de control que requiera una respuesta instantánea.

Las salidas de transistor son salidas puramente electrónicas, por lo que entre sus beneficios destaca una activación casi instantánea, y una vida útil prácticamente infinita. Sin embargo, entre sus limitaciones se denota un voltaje máximo de hasta 30Vdc.

**Figura 2.30**

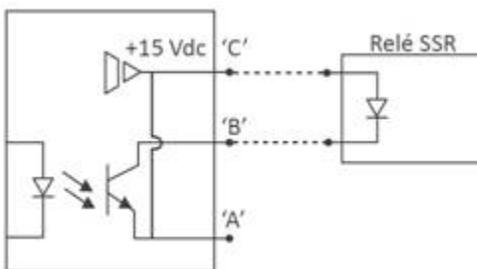
*Diagrama de conexión – salida transistor optoacoplada*



Las salidas de control de relé de estado sólido (SSR) se pueden considerar como una mezcla de las cualidades de ambos sistemas definidos anteriormente. Los SSR son componentes netamente electrónicos, por lo que su desgaste no está limitado a tan bajos ciclos como los relés comunes, su respuesta es inmediata como las salidas de transistor, y pueden controlar voltajes de hasta 230v tanto en AC como DC. Sin embargo, su elevado costo de implementación hace que, en algunos PLC, los fabricantes se decanten por la anterior opción para salidas rápidas, ya que tienden a ser mucho más baratas.-

**Figura 2.31**

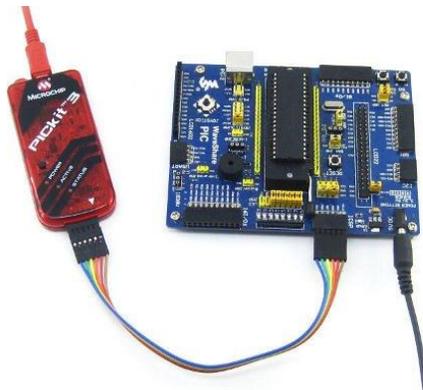
*Diagrama de conexión – salida de control SSR*



Los microcontroladores, a diferencia de un PLC, no requieren conocimiento especializado, o herramientas específicas para programarse, ya que la mayoría están basados en lenguajes de programación sencillos como el estándar ICSP para programar microcontroladores PIC, o en su defecto sistemas menos complejos como Arduino, Intel Galileo, e incluso hasta cierto punto sistemas con mayor capacidad de procesamiento como Raspberry Pi.

**Figura 2.32**

*Programadora PICkit para microcontroladores*



Son excelentes para aplicaciones con circuitos cerrados, y volúmenes de fabricación lo suficientemente grandes como para justificar una producción en serie. Sin embargo, es necesario destacar los problemas que presentan este tipo de soluciones con respecto a soluciones integradas, como un PLC. Entre dichos problemas, aparece la necesidad de realizar un circuito o

varios circuitos en PCBs para poder conectar ciertos elementos a estos microcontroladores, y en el caso de los PIC es absolutamente necesario.

En el caso de Arduino y tarjetas similares, existen los llamados “shields”, que son tarjetas que permiten al usuario ciertas funciones sin necesidad de diseñar el circuito por sí mismos, únicamente programar la librería en el IDE del sistema usado, verificar las conexiones y ejecutar los programas.

**Figura 2.33**  
*Arduino YUN*



En la figura 2.24 se muestra un Arduino YUN, una tarjeta con capacidad de conectarse a través de un puerto RJ45 y con funcionalidad IoT, útil para ciertas aplicaciones donde se requiera un nivel de automatización alto, o un continuo flujo de datos. Incluso, estas tarjetas son usadas para aplicaciones de domótica, gracias a la compatibilidad de las mismas con asistentes virtuales, con el uso de las librerías adecuadas.

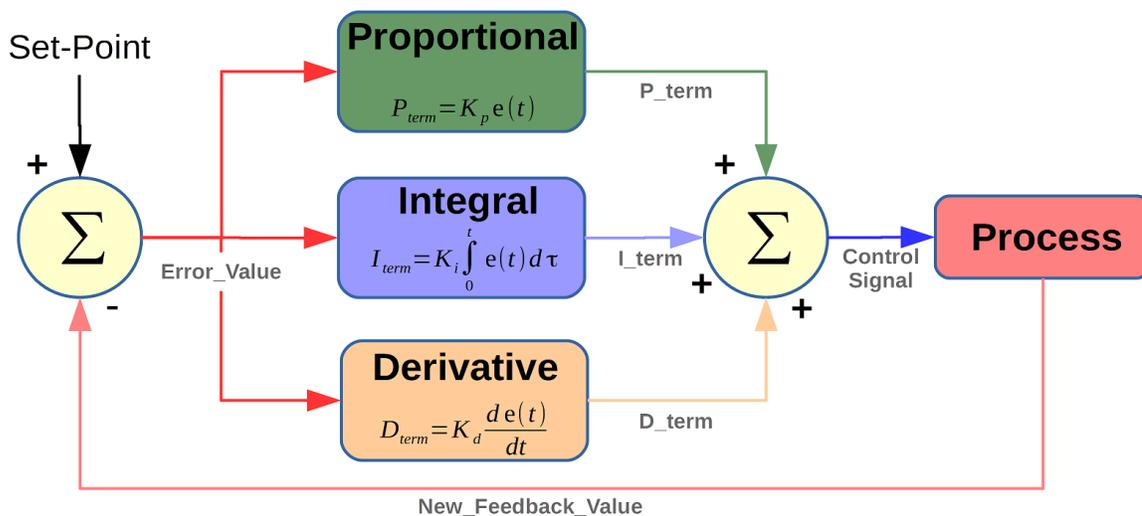
Existe un terreno medio entre los PLC y los microcontroladores, que son los PLC basados en tarjetas como las mencionadas anteriormente. Ofrecen la misma robustez que un PLC, pero con la capacidad de automatización de un Arduino, lo que generalmente hace mucho más fácil el agregar módulos, y conectar distintos tipos de sensores.

**Figura 2.34**  
PLC Ardbox, basado en Arduino



Adicionalmente, algunos de los controles utilizados en este proyecto (tensión, temperatura) son lazos cerrados que solo envían alertas al controlador principal o PLC. Este tipo de controladores son conocidos como PID por la técnica de control que utilizan (Proporcional, Integral y Derivativo). Parten de un valor establecido, o un rango permitido, y mantienen el valor según lo recibido por ciertos sensores, y la manipulación de actuadores conforme a ello.

**Figura 2.35**  
Lazo de control PID

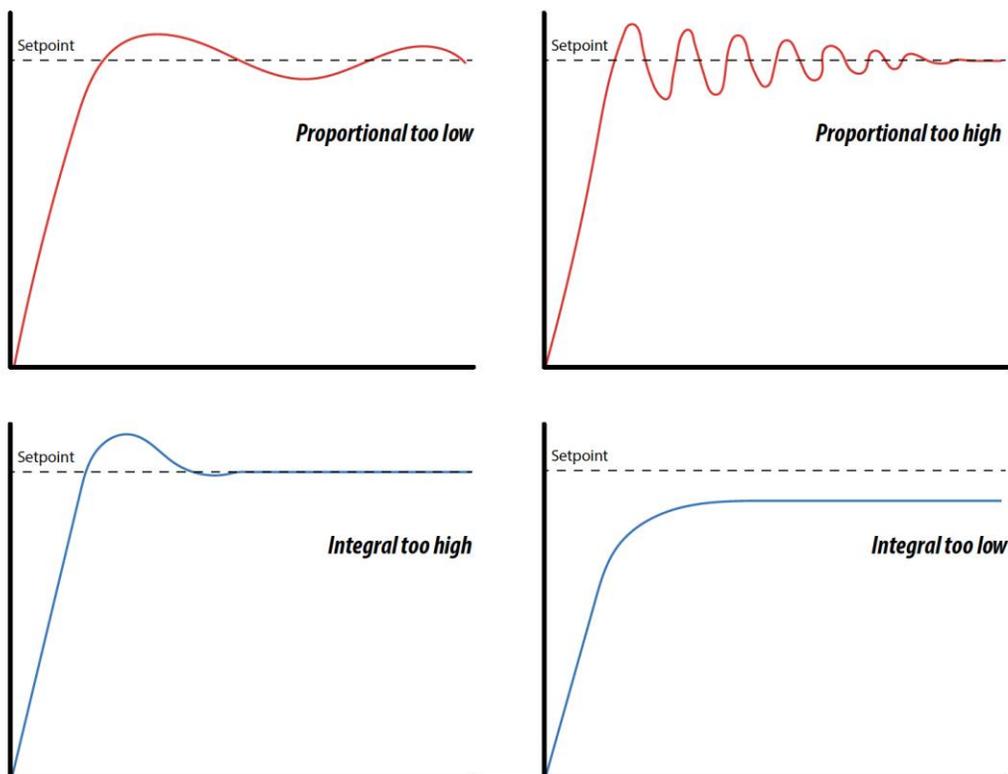


Este tipo de controladores son útiles para procesos termodinámicos (termostatos en hornos, selladoras y aire acondicionado), control de tensión (empacadoras, bobinadoras e

impresoras industriales), entre otros. Esta respuesta se controla en función de distintos parámetros, los cuales pueden ser resumidos por una constante  $K_d$ . Esto resume valores del proporcional, integral y derivativo.

**Figura 2.36**

*Gráfica de respuesta del control para distintos parámetros*

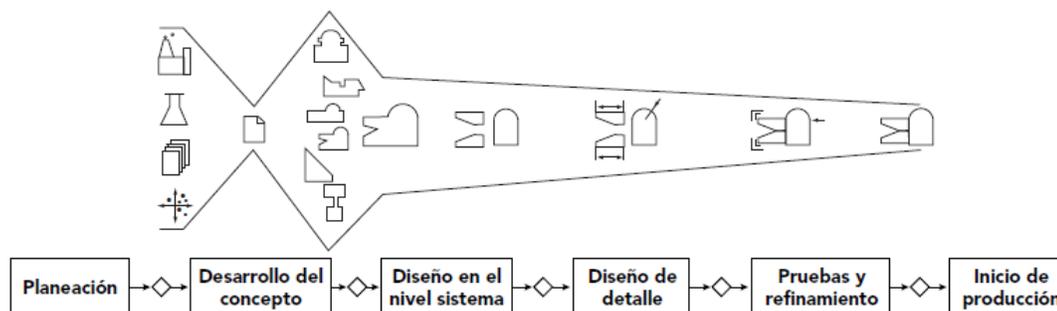


## 2.3. Caracterización de metodología utilizada

### 2.3.1. Desarrollo del producto

Para el desarrollo del equipo se utilizará la metodología de Diseño y desarrollo de productos propuesta por los autores Karl T. Ulrich y Steven D. Eppinger (2012) en su texto titulado "Diseño y desarrollo de productos" y considerando el tipo de producto a desarrollar, se seguirá el "proceso genérico de desarrollo" en las etapas que correspondan. Se muestra en la figura siguiente la metodología a utilizar:

**Figura 2.37**  
*Metodología de diseño y desarrollo de productos*



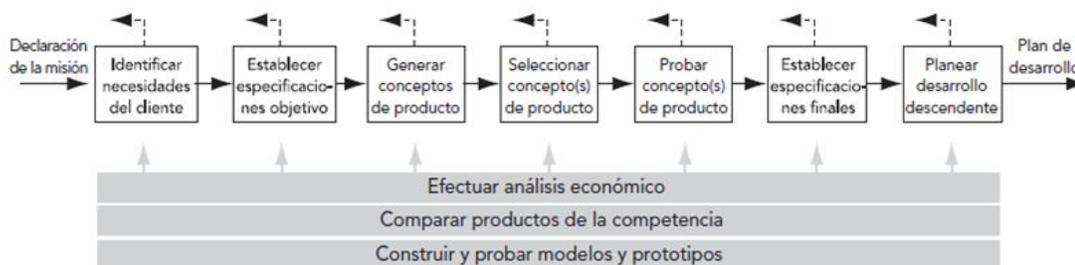
La metodología definida en el texto mencionado anteriormente es un proceso genérico, el cual mientras permite un enfoque general para distintas aplicaciones, reconoce la existencia de procesos más especializados, que permiten un enfoque más preciso dependiendo de su aplicación.

Es importante destacar que es un método de diseño y desarrollo descendente o top-down, lo que quiere decir que se parte del concepto de los sistemas, y de ahí se especifica cada uno de sus subniveles hasta llegar a cada parte.

### 2.3.2. *Desarrollo del concepto*

El desarrollo del concepto, también denominado ingeniería conceptual, generalmente envuelve el análisis de los resultados de un estudio de viabilidad del proyecto, y la determinación de especificaciones, descripción de los procesos a usar y listados preliminares de equipos.

**Figura 2.38**  
*Proceso de desarrollo de conceptos*



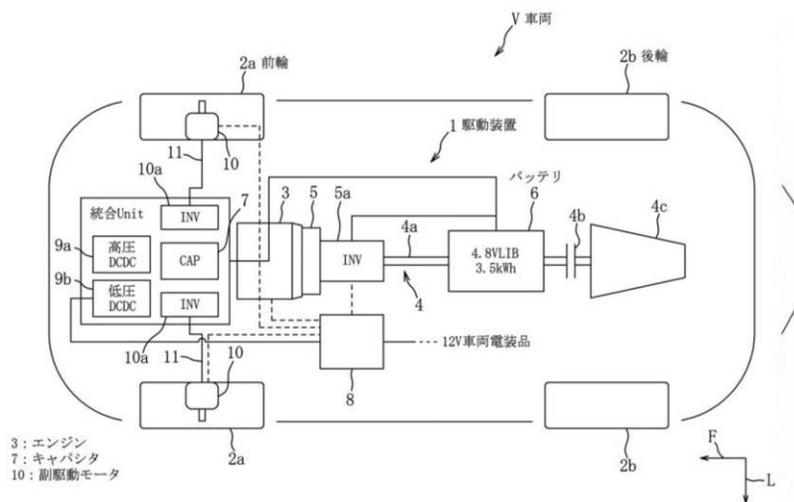
El proceso de desarrollo, siendo un proceso redundante, permite la modificación de pasos anteriores en función de experiencias y datos obtenidos durante todo el proceso. Incluye muchas técnicas y procesos usados y validados en el diseño y desarrollo de proyectos en general, por lo cual es un proceso ideal para el objetivo de este proyecto.

El proceso de desarrollo de conceptos está bastante ligado a otros procesos de diseño y desarrollo de proyectos, ya sea para crear productos u ofrecer servicios. Esto es evidenciable gracias

### 2.3.3. Diseño del sistema

El diseño a nivel de sistema, también denominado como diseño de la arquitectura del equipo, se define cómo la base del proyecto y la fase del mismo que proporcionará la información necesaria para continuar, alterar o detener su desarrollo (Universidad Politécnica de Cartagena, 2016).

**Figura 2.39**  
Arquitectura de un automóvil eléctrico



Mientras que cierta documentación define el diseño de la arquitectura del equipo como parte de la ingeniería de detalle, al llegar a la selección de sistemas, subsistemas y componentes, pero no su definición, es necesario separarla de dicho proceso.

### **Ingeniería concurrente**

La ingeniería concurrente, también denominada ingeniería simultánea, es un método de diseño y desarrollo de productos en el que las fases del mismo son realizadas en paralelo, mas no en serie. Mientras que una de las desventajas de este método de ingeniería se halla en su larga implementación, una de sus ventajas es la reducción del tiempo de desarrollo del producto y sus iteraciones, además de permitir una reducción de costos. (Concurrent Engineering, 2020)

### **Filosofía DFX**

La filosofía de “Diseño para X” o por sus siglas en inglés “Design for X” (DFX), también denominada “Design for Excellence” por otros autores, es uno de los enfoques de implementación de la ingeniería concurrente más efectivos, debido a su inherente enfoque en varios elementos a la vez y los factores que influyen sobre cierta característica, y las relaciones entre los mismos con el fin de mejorarla (Huang, 1996).

Generalmente, existen dos clases de filosofías DFX, clasificadas en función de dos enfoques de diseño: competitividad y durabilidad. Estas clases son:

- Competitividad
  - Diseño para Manufactura
  - Diseño para Ensamblaje
  - Diseño para Logística
  - Diseño para Impacto Ambiental
  
- Durabilidad
  - Diseño para Confiabilidad
  - Diseño para Funcionalidad
  - Diseño para Calidad
  - Diseño para Modularidad

- Diseño para Mantenimiento

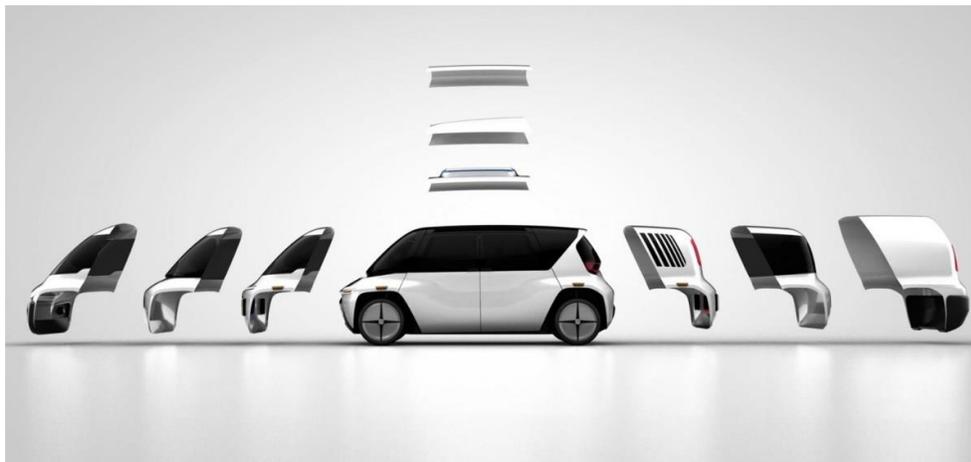
Como se entenderá en función de las categorías definidas, prácticamente cualquier característica, tanto del diseño como de la manufactura y uso pueden ser consideradas dentro de las filosofías DFX.

### **Modularidad**

La modularidad se define cómo la capacidad de un equipo de ofrecer distintas funciones, o variaciones de sus funciones existentes mediante la combinación de distintos bloques de trabajo o módulos, de manera que la función del equipo puede ser dividida en sub funciones que pueden ser implementadas en distintos niveles mediante dichos módulos o componentes (Kamrani & Salhieh, 2002).

#### **Figura 2.40**

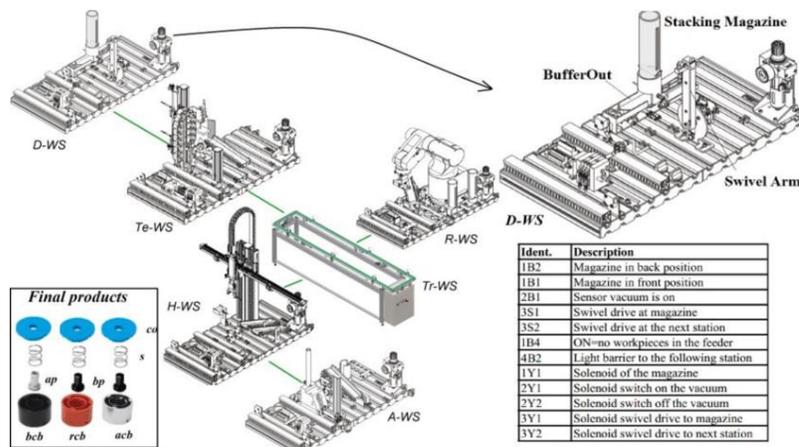
*Modularidad de un prototipo de vehículo*



La modularidad puede ser definida tanto en la arquitectura del equipo, como en el proceso de manufactura. Sin embargo, al ser el mismo llevado a cabo por el fabricante según sus necesidades específicas, esto no es parte del alcance del proyecto.

**Figura 2.41**

*Manufactura modular dependiendo del tipo de producto requerido*



### 2.3.4. Diseño de detalle

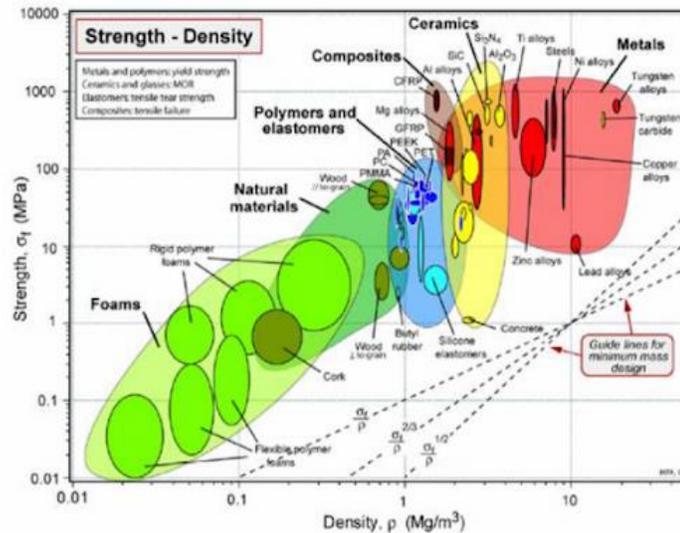
También denominado ingeniería de detalle, corresponde a la definición de todos los sistemas, subsistemas y componentes que componen el equipo, así como la documentación correspondiente que permita llevar a cabo el proyecto (Universidad Politécnica de Cartagena, 2016).

A diferencia de los dos procesos anteriormente mencionados, la ingeniería de detalle no es un paso que se pueda omitir. Si bien es cierto que, dependiendo de la profundidad del anteproyecto, o de la complejidad del proyecto en sí, se pueden evadir procesos tanto de ingeniería conceptual como de ingeniería básica, la ingeniería de detalle siempre debe estar contenida debido a su esencialidad.

#### Selección de materiales

El proceso de selección de materiales está definido de tal manera que debe satisfacer dos condiciones: Identificar las propiedades de los materiales que satisfagan las condiciones de diseño, y comparar las propiedades requeridas con las propiedades de distintos materiales existentes, y elegir el más adecuado (Ashby, 2016).

**Figura 2.42**  
*Diagrama de Ashby Esfuerzo - Densidad*



En función de dichas condiciones, se puede generar un proceso inverso que permita desarrollar las condiciones de diseño a partir de las propiedades de los materiales a usar. El proceso de selección de materiales utilizado define tablas y gráficas comparativas de distintos materiales, según propiedades mecánicas, térmicas y físicas, comparadas con respecto a su costo, densidad, entre otros.

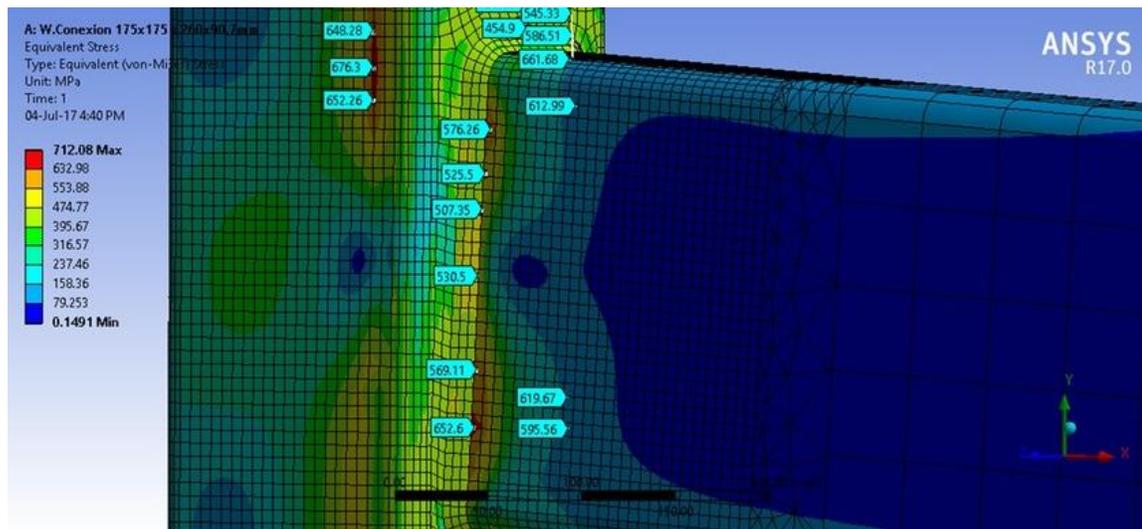
Dado que Granta Design fue adquirida por Ansys en años recientes, las librerías (o parte de ellas) se incluye con ciertos paquetes de Ansys, incluso en la versión educativa, por lo que se pueden usar como referencia ciertos materiales en simulaciones multifísica.

### **Tecnología Asistida por Computador (CAx)**

Se define de esta manera al uso de herramientas informáticas con la finalidad de ayudar en tareas analíticas de ingeniería. Incluye, pero no se limita, a: Análisis de Elementos Finitos (FEA), Dinámica Computacional de Fluidos (CFD) y Dinámica Multicuerpo (MBD), Diseño Asistido por Computador (CAD) y Manufactura Asistida por Computador (CAM), Conceptos englobados en la llamada Ingeniería Asistida por Computador (CAE). (Raphael & Smith, 2013).

**Figura 2.43**

*Esfuerzos de Von Mises en una junta soldada – ANSYS R17*



Además de esto, la tecnología asistida por computador incluye procesos administrativos, como la llamada Planificación de Recursos Empresariales (ERP), Administración de Procesos de Fabricación (MPM), Planificación de Procesos de Fabricación (MPP), Planificación de los Recursos de Fabricación (MRP I-II), entre otros.

Incluso, se considera dentro de este campo a procesos relacionados a la calidad del producto, sin perder relación con los anteriores, tal sea el caso de la Administración de los Datos del Producto (PDM) y Administración del Ciclo de vida del Producto (PLM). (Dankwort, Weidlich, Birgit, & Blaurock, 2004)

### **Análisis de elementos finitos (FEA)**

Se define el análisis de elementos finitos como la simulación de fenómenos físicos mediante el uso del método de elementos finitos (FEM). Sus primeras aplicaciones datan de 1851, según las publicaciones científicas más antiguas registradas con su uso. Sin embargo, es necesario recalcar que sus principios se basan en el trabajo de Euler, durante el siglo XVI. (Elsevier, 2018)

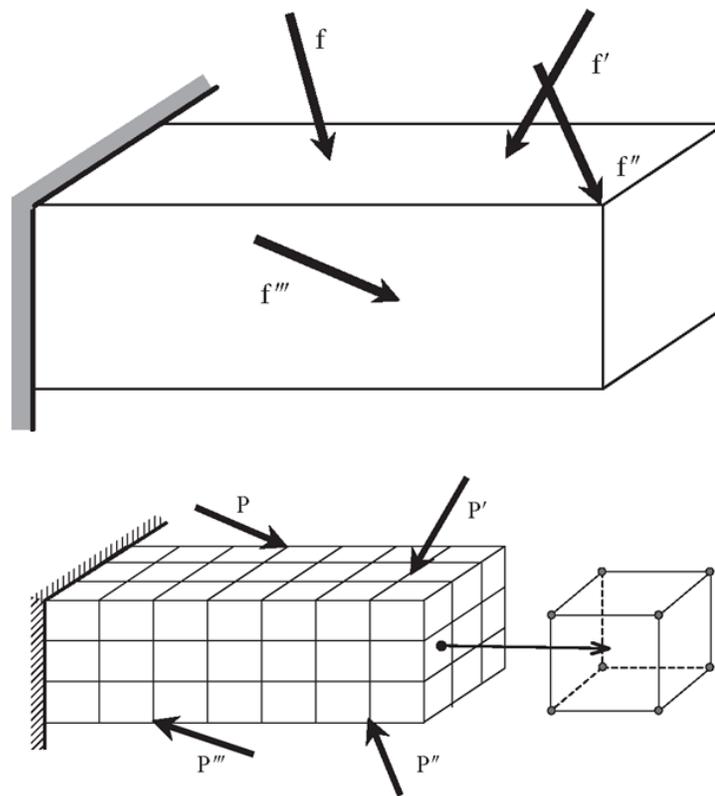
Los fenómenos estudiados por la física del continuo, en la actualidad, pueden ser descritos con el uso de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales. Sin embargo, el cálculo de

estas ecuaciones diferenciales se complica en función de las condiciones del sistema, la geometría del mismo, etc.

La idea detrás del método de elementos finitos es la división de un cuerpo en pequeñas partes, de tamaño conocido, y conectadas a través de nodos, los cuales son puntos en los que se conoce el valor exacto requerido. Para cualquier otro punto entre nodos, se utilizan técnicas de interpolación.

**Figura 2.44**

*Definición gráfica del método de los elementos finitos*

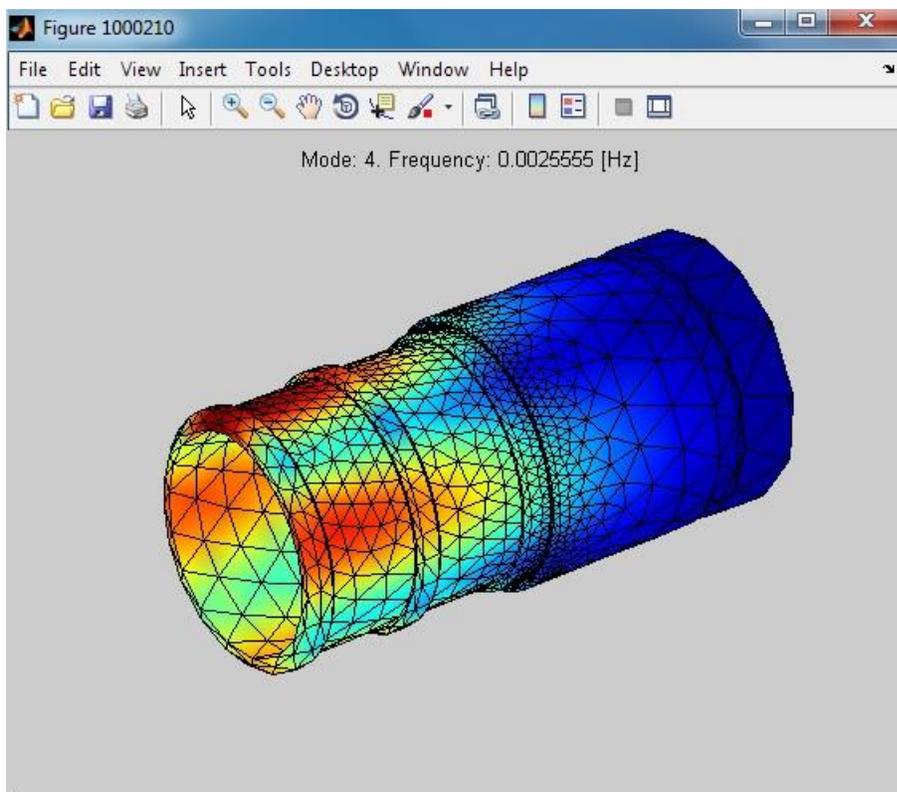


Existen dos tipos de sistemas considerados, los sistemas discretos, con un conocido número de valores desconocidos o de nodos, y los sistemas continuos, donde el número de valores desconocidos o nodos tiende al infinito.

Este método facilita los cálculos de fenómenos físicos en geometrías complejas, gracias al uso de software, ya que el orden de las matrices que se crean en el desarrollo de estos cálculos sería prácticamente imposible de resolver por una sola persona en tiempos justificables.

**Figura 2.45**

*Cálculo de frecuencia modal con el uso de Simulink*

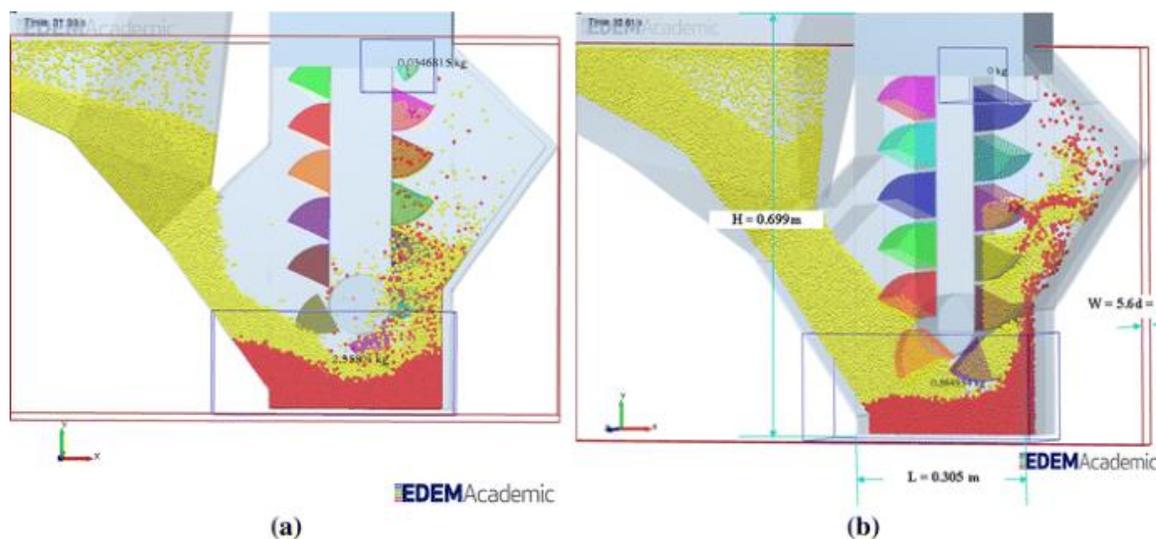


### **Método de los elementos discretos (DEM)**

El método de los elementos discretos, también llamado método de los elementos distintos, difiere del método de los elementos finitos al considerar un número grande de partículas de distintos tamaños y su acción en el sistema. Estas partículas a su vez tienen sus propios grados de libertad, geometrías, propiedades físicas, y contactos. Es por esto, que anteriormente el cálculo de este tipo de simulaciones se realizaba en clústeres de cómputo, sin embargo, los avances en la tecnología han hecho posible su ejecución en computadores únicos.

**Figura 2.46**

*Aplicación del método de los elementos discretos en sistemas postcosecha*



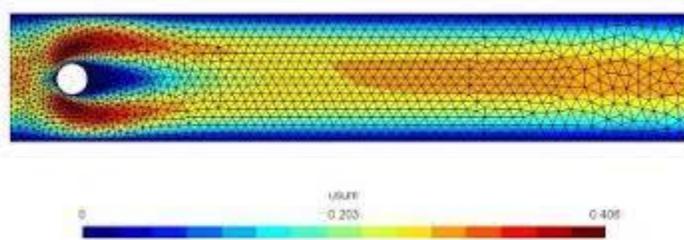
Es necesario resaltar la complejidad de estas simulaciones, y, por tanto, el consumo de recursos de las mismas, tienden a aumentar con la cantidad de partículas consideradas en el sistema. Por eso, en algunos casos, se busca el uso de un continuo (en el caso de dinámica de fluidos), o el asemejar la masa total a un componente elástico-plástico (en el caso de elementos finitos) con la finalidad de reducir los tiempos de cálculo que tomarían estas simulaciones de usarse DEM. Sin embargo, estas asimilaciones no son recomendadas, ya que sus resultados muchas veces no se asemejan a lo que se daría en la vida real.

### **Método de los Volúmenes Finitos (FVM)**

El método de los volúmenes finitos, también conocido como el método de los elementos finitos de volúmenes de control, es una discretización basada en el teorema de divergencia, para el cálculo de integrales de volumen. Mientras que, al igual que en FEM, se dividen los dominios definidos arbitrariamente en varios elementos, y se conforman matrices de cálculo en torno a ellos, este método es más apto para simulaciones referentes a transferencia de calor y problemas relacionados a dinámica de fluidos. (Elsevier, 2019)

**Figura 2.47**

*Simulación de un problema de flujo incompresible mediante FVM*



## Capítulo 3

### Proceso de Desarrollo del Concepto

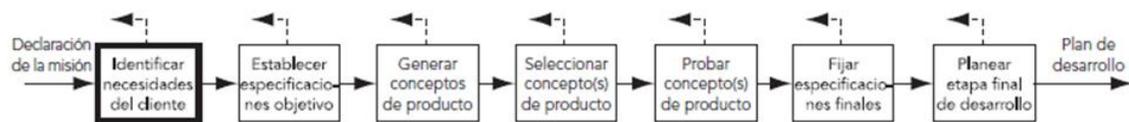
#### 3.1. Desarrollo de conceptos

##### 3.1.1. Establecimiento y aclaración de necesidades

El proceso de diseño y desarrollo de productos, según Ulrich y Eppinger, requiere como punto inicial después de haber establecido la misión del proyecto, establecer las necesidades del cliente en cuanto al producto, las cuales permitirán establecer métricas posteriormente. El proceso a seguir está descrito por el siguiente diagrama:

**Figura 3.1**

*Paso 1 del proceso de desarrollo de conceptos*



En cuanto al proceso, el primer paso es uno de los más importantes, ya que permite la delimitación del mercado al cual estaría destinado este producto. El fin de este método, según la bibliografía utilizada, es de establecer canales de información de alta calidad que fluya entre el mercado objetivo y el equipo de desarrollo del producto, basándose en la premisa de que los desarrolladores deberían tener una idea concisa del funcionamiento del producto en un ámbito real, con el fin de resolver todo compromiso técnico de manera innovadora, satisfaciendo las necesidades del cliente. Estos objetivos, por tanto, serían los siguientes:

- Enfocar el desarrollo del producto en la satisfacción de necesidades del mercado.
- Determinar necesidades tanto explícitas como implícitas.
- Proporcionar documentación o información que justifique las especificaciones del producto.
- Crear documentación que registre las necesidades del proceso de desarrollo.

- Evitar que las necesidades específicas de este producto no sean consideradas.
- Comprender a su totalidad las necesidades del cliente por parte del equipo de desarrollo.

Una vez definido esto, se puede continuar con el proceso específico de este proyecto.

#### **Propuesta de desarrollo del concepto**

La propuesta consiste en desarrollar un equipo que permita realizar las funciones y cumpla con las condiciones siguientes que son un requerimiento de diseño:

- Almacenamiento de producto en una tolva de al menos 50 Kg. de capacidad.
- Dosificación automática de productos de diámetros distintos, con la opción de añadir un vibrador a la tolva si se requiere debido a ciertos tamaños de grano mayores o formas irregulares.
- Capacidad de dosificación variable, en función del peso requerido del producto, con la posibilidad de ajustar esta capacidad fácilmente.
- La formación de un empaque a partir de un rollo de plástico termoformable, incluidas sus costuras verticales y horizontales.
- Sellado y corte automático y preciso de las bolsas empacadas, además de asegurar un correcto y uniforme desplazamiento del material de empaque.
- Dimensiones cortas, con el fin de reducir y aprovechar en su totalidad el espacio ocupado por la máquina.
- Diseño modular, con el fin de desarrollar distintos sistemas de empaque ajustables a la necesidad del equipo.
- Debe anclarse en una superficie plana con la posibilidad de moverse con facilidad a través de la misma superficie.
- Debe garantizar la posibilidad de un fácil mantenimiento por parte del mismo usuario.

- Debe garantizar el uso de elementos estándar de fabricación y trabajo que puedan ser conseguidos fácilmente a nivel local.
- Que permita añadir si se requiere equipo que pueda fechar y colocar el número de lote en el empaque.
- Que trabaje a 110 V o 220 V, dependiendo del amperaje requerido por los componentes, especialmente los componentes de sellado (resistencias térmicas, ultrasonido, etc.) y actuadores móviles (motores, pistones, bombas, etc.).
- Que el sistema de control se encargue de la detección de errores y facilite al usuario la identificación de los mismos, con el fin de disminuir tiempos muertos.

En base a los requerimientos antes mencionados, utilizando las metodologías de diseño que correspondan, se debe realizar el proceso de diseño, fabricación y pruebas hasta que el equipo quede completamente funcional.

A partir de esto, el método que está siendo usado para el diseño y posterior fabricación de la maquinaria requerida nos solicita realizar una lista de métricas en función de las necesidades del cliente, las cuales describirán de mejor manera las necesidades del diseño, y la manera de asegurarnos de que el mismo cumplirá tanto con los requerimientos del cliente, como con estándares de existir alguno.

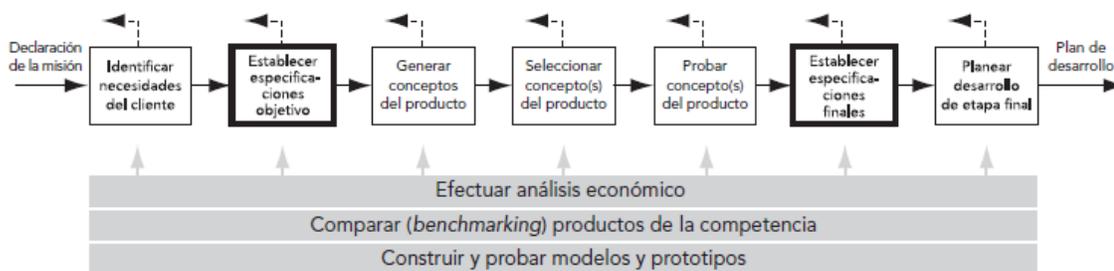
### 3.1.2. Establecimiento de especificaciones objetivo

Con las consideraciones establecidas en el punto anterior, surgen necesidades generales para el equipo. Sin embargo, estas necesidades no definen muchas de las características que cada subsistema y sistema debe tener, con el fin de asegurar que el producto final sea un producto de calidad.

Tómese en cuenta que el establecimiento de especificaciones objetivo y el establecimiento de especificaciones finales están relacionados de tal manera que el proceso es bastante similar entre ambos pasos.

**Figura 3.2**

*Paso 2 del proceso de desarrollo de conceptos*



Tomando en cuenta lo que Ulrich y Eppinger mencionan en su texto denominado “Diseño y desarrollo de productos”, mientras que estas especificaciones nos dan una idea general de lo que el cliente puede buscar, además de proporcionar una idea subjetiva de la calidad del mismo, dichos requerimientos no sirven de mucho en la fase de diseño y construcción. Lo cual implica que para la fase de diseño deberán ser establecidos requerimientos adicionales. Estos requerimientos adicionales implican las siguientes preguntas:

- ¿Pueden traducirse las necesidades subjetivas consideradas en el punto anterior en objetivos precisos a superar con el producto?
- ¿Qué determinaría el éxito o el fracaso del proyecto, una vez que su diseño esté realizado?

- ¿Cómo asegurar que el producto tendría interés alguno del mercado, sobre las alternativas ya existentes?
- ¿Cómo resolver los problemas y, por tanto, hacer concesiones respecto a ciertas características del producto?

Lo que desemboca en un proceso necesario, el establecimiento y cuantificación de ciertas características de diseño, con el fin de determinar las más adecuadas o las más importantes dentro del proceso de desarrollo de conceptos, y a su vez, asegurar el cumplimiento de las necesidades del cliente. Esto, se define como especificaciones del producto, las que difieren de las cualidades del mismo, permitiéndonos elaborar métricas que facilitarían el proceso de diseño y desarrollo al disminuir los márgenes de interpretación subjetiva de estas características.

Con esto en consideración, es necesario establecer variables propias del diseño, y métricas que puedan ser evaluadas una vez que los conceptos sean probados como tal.

Para facilidad de recopilación de datos, se busca establecer los mismos en una tabla por cada subsistema del equipo, en base a observaciones de productos similares en el mercado.

La tabla contendrá valores referentes a la importancia de dicha característica en el sistema, subsistema o componente que corresponda, valor que se usará para tomar futuras decisiones con matrices, según se recomienda en el texto guía.

Partiendo por el sistema de dosificación, el cual a su vez tiene varios componentes encargados de distintas tareas a la vez, Entre sus componentes, son destacables la tolva, la boquilla o manga de alimentación, el carro deslizante, y la tolva de recepción.

**Tabla 3.1***Necesidades del cliente para el sistema de dosificación*

Núm.	Componente	Necesidad	Importancia
1	Tolva	Facilidad de acceso	2
2		Capacidad volumétrica suficiente para hasta 50kg	3
3		Facilidad de instalación y mantenimiento	4
4		Flujo adecuado de productos	1
5		Uso de materiales adecuados	5
6	Boquilla	Facilidad de acceso	3
7		Facilidad de instalación y mantenimiento	4
8		Flujo adecuado de productos	5
9		Posibilidad de instalar un vibrador de ser necesario	1
10	Dosificador	Ajuste de altura según se requiera	2
11		Facilidad de acceso	3
12		Facilidad de instalación y mantenimiento	4
13		Compuerta y tapa para evitar derrames	5
14		Regulación volumétrica precisa	1
15		Bajo desgaste en componentes móviles	4
16		Limitada variación en ciclos de operación	2

Una vez definidas las especificaciones objetivo para el sistema de dosificación, sigue el sistema de empaque. En este sistema, es muy difícil destacar partes comunes, debido a que, por la naturaleza del mismo, la maquinaria con elementos semiautomáticos o automáticos de empaque difiere de aquella con elementos que requieren la acción directa de un operador, el cual se encargaría del desplazamiento del empaque (independientemente del formato del mismo). Es necesario, por tanto, tomar a este sistema como uno solo, y a partir de esto definir las necesidades y la importancia de las mismas para posteriores tomas de decisiones.

**Tabla 3.2***Necesidades del cliente para el sistema de empaque*

Núm.	Componente	Necesidad	Importancia
17	Sistema de empaque	Formado de los empaques según se requiera	2
18		Facilidad de acceso	3
19		Facilidad de instalación y mantenimiento	4
20		Automatización del proceso de empaque	1
21		Capacidad de adaptarse a varios paquetes	1
22		Simplicidad	5

Finalmente, se considera el sistema de sellado. Algunas de las consideraciones del sistema de empaque se trasladan al mismo, ya que inherentemente compartirán algunas de las características del mismo dependiendo de los requerimientos del cliente.

En cuanto a este sistema, es posible destacar partes comunes como los subsistemas de desplazamiento, y sellado. Cada uno de estos sistemas tiene componentes específicos que cabe tener en cuenta, ya que dependiendo de las necesidades que se requiere que cumpla el dispositivo, y las restricciones planteadas por las mismas, habrá cambios en su complejidad, funcionamiento y capacidades (lo cual, cabe recalcar, no es único de ningún sistema).

Teniendo en cuenta tanto lo destacado en el párrafo anterior, como los requerimientos específicos de cada cliente, se comienza a realizar la tabla de necesidades.

**Tabla 3.3**

*Necesidades del cliente para el sistema de sellado*

Núm.	Componente	Necesidad	Importancia
23	Sellador	Capacidad de formado de los empaques según se requiera	2
24		Facilidad de acceso	3
25		Facilidad de instalación y mantenimiento	4
26		Automatización del proceso de sellado	1
27		Capacidad de ajuste según las necesidades	3
28		Larga vida útil	5
29	Sistema de desplazamiento	Capacidad de ajuste de tiempos y velocidades según se requiera	2
30		Facilidad de acceso	3
31		Facilidad de instalación y mantenimiento	3
32		Automatización del proceso según corresponda	4
33		Uso de componentes comunes	5
34		Resistencia durante miles de ciclos de uso	1

Una vez realizadas las matrices de necesidades, se establece un conjunto de métricas que responderán a las necesidades. Este conjunto de métricas (que pueden ser tanto objetivas como subjetivas) nos permitirán determinar restricciones que definirán el diseño de cada uno de los sistemas, subsistemas y componentes, además de la selección de componentes prefabricados.

**Tabla 3.4***Métricas y su relación con las necesidades establecidas anteriormente*

Métrica núm.	Métrica	Unidades
1	Dimensiones de la máquina	m
2	Capacidad de la tolva de almacenamiento	kg
3	Ángulo de caída mínimo de tolvas	°
4	Diámetro de la boquilla de almacenamiento	mm
5	Longitud de la boquilla de almacenamiento	mm
6	Capacidad máxima del dosificador	mL
7	Capacidad mínima del dosificador	mL
8	Tiempo de operación del dosificador	s
9	Diámetro de la boquilla formadora de empaques	mm
10	Longitud del rollo de empaque	m
11	Longitud vertical de empaque	mm
12	Longitud horizontal de empaque	mm
13	Tensión del empaque	N
14	Temperatura de sellado	°C
15	Presión de sellado	N/mm <sup>2</sup>
16	Carrera del sellador	mm
17	Tiempo de sellado	s

Considérese que las métricas establecidas arriba a duras penas señalan ciertas características básicas de la máquina, ya que las mismas cambiarán en función de la toma de decisiones en pasos posteriores, que describirán el uso de ciertos mecanismos en cada sistema.

### **3.1.3. Generación de conceptos**

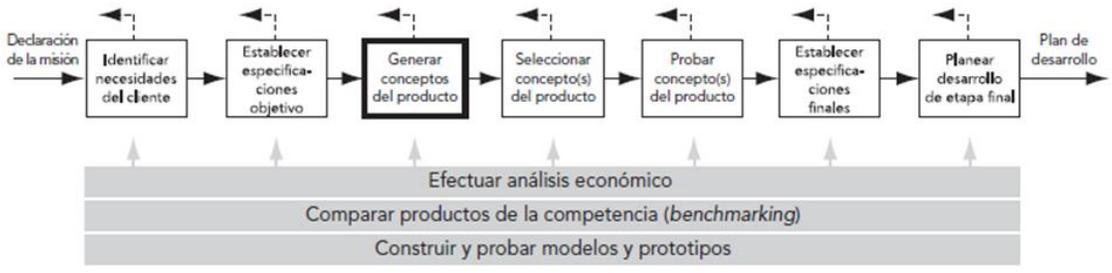
En cuanto a la generación de conceptos, el proceso usado establece a la misma como el tercer paso dentro del proceso genérico de desarrollo de productos, y este es un paso importante en el cual se empezaría con el desarrollo de los prototipos del producto, con todas las consideraciones en función de los requerimientos del cliente.

Este proceso de generación de conceptos tiene que responder a ciertas preguntas que se originan como resultado del mismo, entre ellas:

- ¿Será necesario considerar todas las categorías de opciones disponibles?
- ¿Qué conceptos ya son empleados en la industria, y por qué?

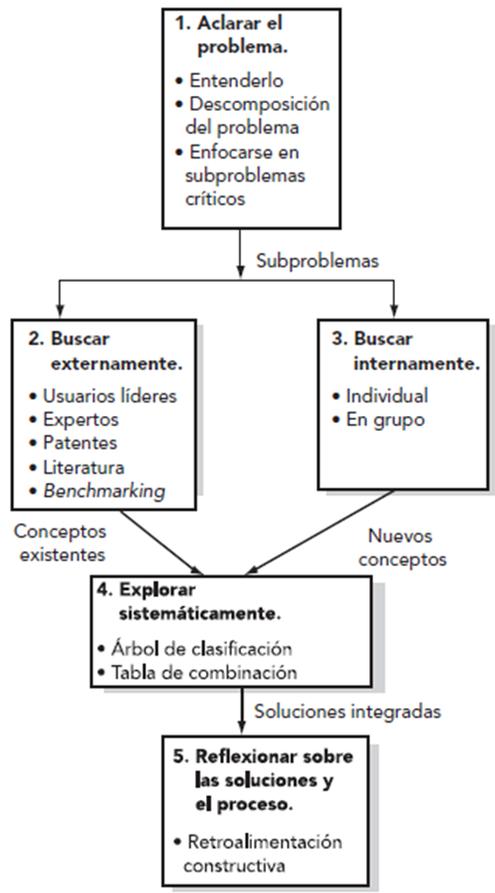
- ¿Qué problemas de integración podrían originarse como consecuencia de estas soluciones?

**Figura 3.3**  
*Paso 3 del proceso de desarrollo de conceptos*



Ulrich y Eppinger (2012) señalan en el texto base que el proceso de generación de conceptos requiere un método de cinco pasos:

**Figura 3.4**  
*Método de generación de conceptos de cinco pasos*



### ***Aclaración del problema***

Tomando en cuenta procesos anteriores, como la declaración de los objetivos del proyecto, además de las especificaciones preliminares del producto obtenidas en el proceso anterior, se obtienen las entradas “ideales” al proceso de generación de conceptos.

El reto existente para este proyecto se puede definir como el “Fabricar una máquina que dosifique, empaque y selle productos granulados en distintas proporciones de peso”, en base al objetivo establecido en el capítulo I. sin embargo, independientemente de si la misión pudo haber sido definida de una manera más general o específica, establece una idea de lo que se plantea realizar.

Regresando al proceso anterior, existen requerimientos más específicos, como el tener una tolva que almacene hasta 50Kg de material a empacar, que funcione tanto con 110V o 220V, que su diseño permita un fácil mantenimiento, entre otros. Ante esto, fue necesario aclarar y cuantificar las necesidades establecidas, las cuales posteriormente serían definidas como especificaciones objetivo. Entre ellas, se destaca:

- Tolva con una capacidad volumétrica de hasta 110 L (equivalente a los 50Kg para algunos productos).
- Dosificador con una capacidad ajustable de entre 625mL (500g del producto más denso) hasta 5L (2000g del producto menos denso), con graduaciones establecidas.
- Capacidad de empacar el producto hasta 40 veces por minuto, con una velocidad regulable.
- Sistema de control con un tablero que permita hacer un bypass en el caso de que uno de los sensores se encuentre dañado.
- Peso total no mayor a los 100Kg en su versión más básica.

Estas referencias no son todas, y no abarcan todas las soluciones que se deben desarrollar para este problema en específico. Por tanto, es necesario descomponer dichos problemas en subproblemas que sean más fáciles de solucionar.

### ***Descomposición del problema principal en problemas más sencillos***

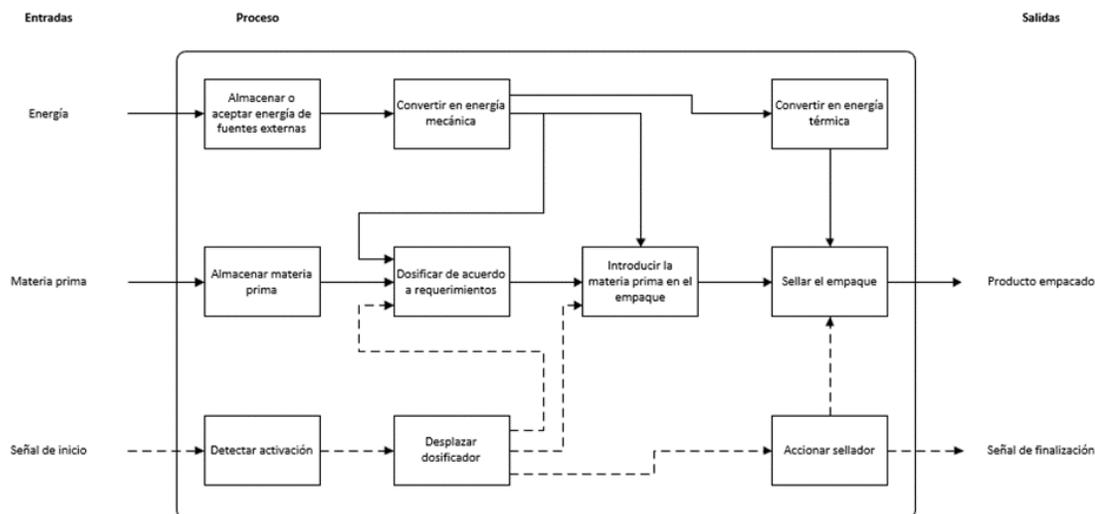
Ulrich y Eppinger (2012) señalan en el texto usado que es necesario la elaboración de una *caja negra* que nos permita determinar flujos de material, energía y señales con el fin de definir cada uno de los componentes, subsistemas y sistemas del equipo, sus requerimientos específicos y métricas a observar.

**Figura 3.5**  
*Caja negra simplificada*



Esta *caja negra* tiene varios componentes dentro de ella, que a su vez pueden o no pueden tener más componentes dentro.

**Figura 3.6**  
*Caja negra con procesos expandidos*



Esta descomposición nos permite observar de otra manera ciertos problemas que aparecen y deben ser tomados en cuenta durante el diseño, como, por ejemplo:

- El equipo debe convertir de alguna manera energía eléctrica en energía mecánica, para accionar tanto el dosificador como el sellador, dependiendo de la solución que se adopte para el mismo.
- El sistema de control debe estar conectado a los sistemas de dosificación y sellado, y dar una señal de finalización para que el ciclo empiece nuevamente
- El sistema de empaque puede no ser automatizado, lo que ahorraría parte del proceso de empaclado y haría el equipo menos costoso y, por tanto, facilitaría su acceso a la población a la que está orientado.

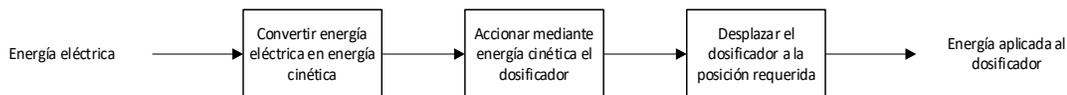
Este tipo de problemas que aparecen y son mucho más evidentes entre más a fondo sea la descomposición de la caja negra (o el concepto inicial del sistema), proceso que para este ejemplo es por acciones del equipo.

El segundo y tercer paso del proceso de generación de conceptos señala la búsqueda de conceptos parecidos tanto en literatura y patentes existentes, como en ideas generadas dentro del grupo de trabajo. La idea de una máquina empacadora, dosificadora y selladora de productos granulados no es nueva, y de hecho existen varias en el mercado internacional, tal y como se describe en el capítulo 1 de este proyecto. De aquellas máquinas se procede a tomar los conceptos existentes, de los cuales se ha hablado en el capítulo 2.

Es necesario empezar con la descomposición de problemas por el sistema de dosificación, ya que es uno de los sistemas esenciales del equipo y conectado a todos los demás sistemas, a la vez que su accionamiento dictará el accionamiento de otros componentes tanto en los sistemas de empaclado como en el sistema de sellado. Es importante destacar que, con el fin de reducir la complejidad del sistema, hay que buscar homogeneidad.

**Figura 3.7**

*Descomposición del problema de accionamiento del sistema dosificador*



Esta descomposición nos permite a continuación realizar la siguiente tabla, que nos permitirá determinar tanto el tipo de energía a ser usada en este sistema en específico, además de decidir el mecanismo y un actuador acorde al mismo. Esta tabla de combinación nos permitirá hacer combinaciones entre todas las posibilidades para este sistema, lo cual a su vez nos permitirá tomar decisiones a futuro.

**Figura 3.8**

*Tabla de combinación de concepto para el dosificador*

Convertir energía eléctrica en energía cinética	Accionar mediante energía cinética el dosificador	Desplazar el dosificador a la posición requerida
Motor eléctrico	Movimiento rotacional	Desplazamiento instantáneo
Actuador neumático	Movimiento translacional	Desplazamiento temporizado
Actuador hidráulico	Accionamiento de compuertas	

Tomando en cuenta la figura anterior, se obtienen las siguientes combinaciones:

- Motor o actuador eléctrico, de movimiento rotacional, y de desplazamiento instantáneo o continuo.

- Motor o actuador eléctrico, de movimiento rotacional, y de desplazamiento temporizado.
- Motor o actuador eléctrico, de movimiento traslacional y desplazamiento instantáneo.
- Motor o actuador eléctrico, de movimiento traslacional, y de desplazamiento temporizado.
- Motor o actuador eléctrico, que acciona una compuerta, y de desplazamiento continuo.
- Motor o actuador eléctrico, que acciona una compuerta, y de desplazamiento temporizado.

De la misma manera, se encuentran el mismo número de opciones para actuadores hidráulicos y neumáticos. Sin embargo, hay que considerar la influencia de otros sistemas sobre el sistema de dosificación. El bajo consumo de recursos, el uso de componentes comunes y la facilidad de utilización, instalación y mantenimiento del equipo.

Con dichas consideraciones, se presentan las siguientes soluciones:

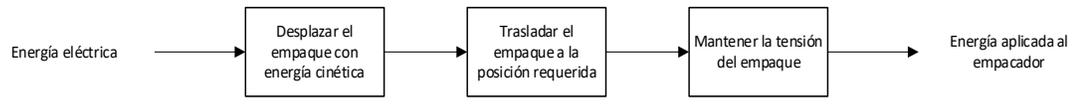
- Un dosificador de vasos telescópicos, con el uso de un actuador neumático o eléctrico (rotativo) que rote el carrusel según los requerimientos del cliente.
- Un dosificador de carro deslizante, con el uso de un actuador neumático, hidráulico o eléctrico (lineal) que desplace el carro según los requerimientos del cliente.
- Un dosificador basculante, con el uso de un actuador neumático o eléctrico que abra una compuerta una vez que se haya alcanzado el peso requerido.
- Un dosificador de compuerta rotativa, con el uso de un actuador neumático o eléctrico que gire  $n$  vueltas en función del peso requerido.

- Un dosificador de tornillo sin fin, con el uso de un actuador neumático o eléctrico que gire n vueltas en función del peso requerido.

Dichas soluciones presentan únicamente una imagen pequeña de la máquina, ya que solo tienen que ver directamente con el sistema de dosificación. Por eso, es necesario repetir estos pasos para los sistemas anexos.

A continuación, se ejecuta el mismo proceso para el sistema formador de empaques.

**Figura 3.9**  
*Descomposición del problema de accionamiento del sistema formador*



Con la descomposición del sistema de formado de empaques, es necesario expandir los posibles métodos de solución de cada uno de estos pasos, y obtener una tabla de combinación con el fin de formar conceptos:

**Figura 3.10**  
*Tabla de combinación de concepto para el formador de empaques*

Desplazar el empaque con energía cinética	Trasladar el empaque a la posición requerida	Mantener la tensión del empaque
Motor eléctrico	Bandas	Desplazamiento continuo
Actuador neumático	Rodillos	Desplazamiento temporizado
Actuador hidráulico	Actuadores neumáticos	

Entre las categorías mencionadas en esta tabla de combinación, es necesario tomar en cuenta que la mayor diferencia recae en el método de desplazamiento del empaque. Por tanto, aparecen las siguientes soluciones como posibles candidatos:

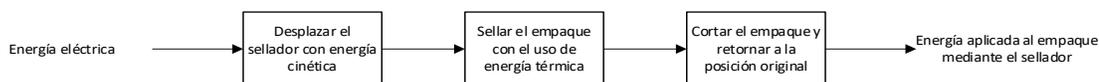
- Formador de empaques con sistema de arrastre integrado en el sistema de sellado, de accionamiento neumático
- Formador de empaques con sistema de arrastre integrado en el sistema de sellado, de accionamiento hidráulico
- Formador de empaques con sistema de desplazamiento por rodillos, de accionamiento eléctrico
- Formador de empaques con sistema de desplazamiento por bandas estriadas, de accionamiento eléctrico

Existen más combinaciones para este sistema, sin embargo, muchas de ellas son combinaciones que no proporcionarían las características requeridas (por ejemplo, el uso de un actuador neumático rotacional para desplazar las bandas), o serían muy complejas de implementar y controlar (tomando el mismo ejemplo, pero para un actuador hidráulico). Es por eso que se dejan fuera de consideración dichas opciones.

Con las soluciones propuestas para el sistema de formado de empaques, la última sección que requeriría este proceso correspondería al sistema sellador.

**Figura 3.11**

*Descomposición del problema de accionamiento del sistema sellador*



Una vez realizada la descomposición (en cuanto corresponde a la transformación de energía y el uso de la misma), el siguiente paso sería continuar con la tabla de combinación para el mismo, con el fin de obtener las posibles combinaciones que darán forma a los conceptos:

**Figura 3.12**

*Tabla de combinación de concepto para el sellador*

Desplazar el sellador con energía cinética	Sellar el empaque con el uso de energía térmica	Cortar el empaque y retornar a la posición original
Motor eléctrico	Resistencias eléctricas	Desplazamiento instantáneo
Actuador neumático	Ultrasonido	Desplazamiento temporizado
Actuador hidráulico	Fricción	
	Convección	

Nótese que, en este caso, existirían 24 diferentes combinaciones entre las 3 categorías que se muestran en la tabla de combinación, y en función de lo establecido en el capítulo 2 en cuanto a los sistemas de dosificación, estos suelen tener distintos mecanismos de desplazamiento y dispositivos de sellado, dependiendo de las necesidades específicas del cliente.

Algunas de las soluciones a considerar son:

- Mordazas de contacto calentadas por resistencias eléctricas, y desplazadas con el uso de un actuador eléctrico lineal o un actuador neumático.
- Pistola de calor para sellado por convección, y desplazadas con el uso de un actuador eléctrico lineal o un actuador neumático.

- Sellador por ultrasonido, desplazado con el uso de un actuador eléctrico lineal o un actuador neumático
- Sellado a presión, accionado con el uso de un actuador eléctrico lineal o actuador hidráulico

Nótese que, para este caso, se deja de lado soluciones con actuadores hidráulicos en ciertas aplicaciones. Mientras los actuadores hidráulicos ofrecen ciertas ventajas, como la multiplicación de fuerza y el ejercer grandes presiones en aplicaciones que lo requieran.

#### **3.1.4. Selección de conceptos**

El proceso de selección de conceptos, proceso a continuación de la generación de los mismos, involucra la toma de decisiones basado en calificaciones de parámetros tanto cuantitativos como cualitativos de los múltiples conceptos que nacieron en el proceso anterior, basándose en las métricas y especificaciones objetivo establecidas en el segundo paso. Considérese que es un proceso retroactivo, convergente e iterativo, por lo cual las decisiones tomadas en este punto pueden influir sobre los puntos anteriores. (Ulrich & Eppinger, 2012)

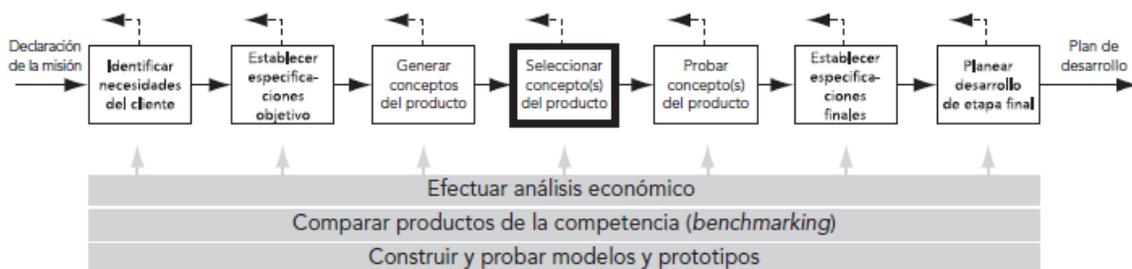
En la sección anterior se formaron ideas abstractas de los conceptos a utilizar, sin embargo, estas ideas abarcan varios problemas en sí, pues después de definir los sistemas a utilizar, queda la definición de subsistemas según los requerimientos específicos que se forman durante el proceso de desarrollo de conceptos, entre ellos:

- ¿Cómo se puede tomar una decisión sobre estos conceptos, considerando que las ideas son aún bastante abstractas?
- ¿Qué diferencia a un concepto útil de una idea débil? ¿Cómo identificar y utilizar (o reutilizar) atributos de estas ideas débiles, para mejorar futuros conceptos?
- ¿De qué manera se puede documentar estos cambios y la toma de decisiones sobre estos conceptos?

Con estas consideraciones, el proyecto continúa con el 4to paso del proceso de desarrollo de productos, enfocado en la selección de conceptos.

**Figura 3.13**

*Paso 4 del proceso de desarrollo de conceptos*



El proceso de selección de conceptos tiende a variar según la literatura usada, sin embargo, existe un elemento común en varias fuentes: las matrices de selección de conceptos. Dichas matrices actúan como guías visuales, permitiéndonos definir de una manera que es más fácil de evidenciar el proceso de selección, que involucra la cuantificación de ciertas cualidades.

#### ***Matriz de selección de conceptos***

Una matriz de selección de conceptos, también denominada como matriz de factores o matriz de priorización permite cuantificar la importancia de ciertos criterios generalmente cualitativos, en base a la importancia de los mismos.

Para la matriz específica usada en este proyecto, se analizan los conceptos en función de criterios generales de selección, basados en las especificaciones descritas en pasos anteriores. En función de ello, se decidirá si se utilizará ese concepto para la versión base del producto, si se modificará para su uso como un módulo del mismo, o si se excluirá del proyecto por no cumplir con ciertos requerimientos específicos.

Para la primera matriz de selección de conceptos, se parte por el primer sistema considerado en los procesos anteriores, siguiendo ese mismo orden secuencial con el fin de facilitar tanto la lectura de este documento, como posibles futuros procesos cíclicos de rediseño.

**Tabla 3.5**  
*Matriz de selección de conceptos – dosificador*

Criterios de selección	Conceptos				
	A1 Vasos telescópicos motor eléctrico	B1 Carro deslizante cilindro neumático	C1 Cabezal basculante Actuador neumático	D1 Dosificador radial motor eléctrico	E1 Tornillo sin fin motor eléctrico
Facilidad de mantenimiento	-	+	0	+	-
Facilidad de uso/calibración	0	0	-	+	-
Regulación volumétrica precisa	0	-	+	-	+
Robustez	+	+	0	0	-
Simplicidad	+	-	0	+	-
Comonalidad de componentes	0	+	+	-	-
Costo	+	+	0	-	-
Positivo	3	3	2	3	1
Neutro	3	2	4	1	0
Negativo	1	2	1	3	6
Evaluación neta	2	1	1	0	-5
Posición Decisión	Usar	Modificar	Modificar	Abandonar	Abandonar

Una vez realizada la matriz de selección y tomadas las decisiones en cuanto a que conceptos desarrollar y que conceptos modificar, se hace el mismo paso para el sellador, con el fin de obtener las posibles variaciones del sistema.

Cabe recalcar que hay posibles combinaciones cómo actuadores eléctricos o hidráulicos en vez de neumáticos, sin embargo, tienen sus distintas ventajas y desventajas que deben ser consideradas durante el diseño, de ser elegidos.

Mientras la matriz de selección de conceptos nos permite tomar decisiones en función de lo que se busca o no alcanzar con el desarrollo del producto, es la matriz de evaluación de conceptos la que nos permite tomar la decisión final de que módulo usar como base o inicial.

**Tabla 3.6**  
*Matriz de selección de conceptos – sellador*

Criterios de selección	Conceptos				
	A2 Niquelina tensada cilindro neumático	B2 Pistola de calor actuador eléctrico	C2 Sellador ultrasónico actuador neumático	D2 Sellado por fricción actuador eléctrico	E2 Resistencia de cartucho actuador neumático
Facilidad de mantenimiento	+	0	-	-	+
Facilidad de uso/calibración	0	+	-	-	+
Regulación térmica	-	+	+	-	0
Robustez	+	-	0	-	+
Simplicidad	+	0	-	-	+
Comonalidad de componentes	+	-	0	-	+
Costo	+	0	-	-	+
Positivo	5	2	1	0	6
Neutro	1	3	2	0	1
Negativo	1	2	4	7	0
Evaluación neta	4	0	-3	-7	6
Posición	2	3	4	5	1
Decisión	Modificar	Abandonar	Abandonar	Abandonar	Usar

Para el caso del sellador, nótese que existen componentes comunes entre el mismo y el sistema de dosificación, lo cual influye directamente sobre uno de los ítems. Otras soluciones pueden ser adaptadas para usar sistemas similares, por lo cual estas son consideradas para futuras modificaciones, gracias a la naturaleza modular que tendría el sistema.

El único sistema que tendría dificultad de ser adaptado sería un sistema de sellado por niquelinas calientes, ya que las mismas requieren un tipo distinto de mordaza plana, con un recubrimiento de nylon o materiales similares, para redirigir el calor hacia la zona de sellado. Además, tienen una vida útil muy limitada.

**Tabla 3.7***Matriz de selección de conceptos – empacador*

Criterios de selección	Conceptos		
	A3 Empacado manual empaquete tubular	B3 Empacador auto empaquete tubular	C3 Empacador auto manga formadora
Facilidad de mantenimiento	+	0	-
Facilidad de uso/calibración	-	0	+
Regulación precisa	-	0	+
Robustez	0	-	+
Simplicidad	+	0	-
Comonalidad de componentes	-	0	+
Costo	+	0	-
Positivo	3	0	4
Neutro	1	6	0
Negativo	3	1	3
Evaluación neta	0	-1	1
Posición	2	3	1
Decisión	Abandonar	Abandonar	Usar

En cuanto al empacador, por la naturaleza de este proyecto se modificará el concepto C3, ya que claramente el concepto A3 presenta demasiadas ventajas sobre el concepto B3 en cuanto a su capacidad de regulación, volviendo innecesario el proceso. Mientras el concepto B3 sería analizado y considerado en el diseño de la estructura, no será diseñado, ya que la automatización de este proceso es muy compleja, para ser considerada sin la formación del empaque.

**Tabla 3.8***Matriz de selección de conceptos – sistema de control*

Criterios de selección	Conceptos		
	A4 Control neumático válvulas/relés	B4 Control eléctrico Relés	C4 Control eléctrico PLC
Facilidad de mantenimiento	-	+	0
Facilidad de uso/calibración	-	0	+
Regulación precisa	-	0	+
Robustez	-	0	+
Simplicidad	+	0	-
Comonalidad de componentes	+	0	-
Costo	+	-	0
Positivo	3	1	3
Neutro	0	5	2
Negativo	4	1	2
Evaluación neta	-1	0	1
Posición	3	2	1
Decisión	Abandonar	Modificar	Usar

**Evaluación de conceptos.**

Ulrich y Eppinger (2012) definen al proceso de evaluación de conceptos como el proceso en el cual el diseñador “pondera la importancia relativa de los criterios de selección y se enfoca en comparaciones más refinadas con respecto a cada criterio”.

El paso primordial para lograr este objetivo recae en la elaboración de una matriz de evaluación de conceptos. Dicha matriz contiene métricas previas, las cuales son evaluadas en función de un peso por cada criterio de selección, y posteriormente multiplicadas por una calificación específica para ese componente, dada en función de criterios propios del diseñador. Esta ponderación posteriormente es sumada, con el fin de determinar que alternativa tiene la mayor calificación, y elegirla.

A continuación, se muestra la matriz de evaluación de conceptos del dosificador, con el fin de determinar la mejor opción para el módulo inicial de la máquina.

**Tabla 3.9***Matriz de evaluación de conceptos – sistema de dosificación*

Criterios de selección	de	Peso	Conceptos					
			Vasos telescópicos motor eléctrico		Carro deslizante cilindro neumático		Cabezal basculante Actuador neumático	
			Calif.	EP	Calif.	EP	Calif.	EP
Facilidad de uso/calibración		15%	3	0,45	2	0,3	1	0,15
Facilidad de mantenimiento		5%	1	0,05	3	0,15	2	0,1
Regulación precisa del producto	de	20%	3	0,6	2	0,4	3	0,6
Durabilidad		10%	2	0,2	3	0,3	3	0,3
Facilidad de manufactura	de	20%	2	0,4	3	0,6	3	0,6
Capacidad de automatización	de	10%	3	0,3	1	0,1	3	0,3
Comonalidad de componentes	de	10%	2	0,2	3	0,3	1	0,1
		Total		2,2		2,15		2,15
		Lugar		1		2		2
		Decisión		Usar		Abandonar		Abandonar

Uno de los elementos esenciales del módulo elegido es el actuador eléctrico, ya que este dictaría la comonalidad de componentes para otros sistemas, específicamente el formador de empaques. Otra de las claves de este módulo es el uso de una tolva reusable, compatible con otros módulos. De esta manera, existe una reducción en el costo de fabricación de los mismos, lo cual permite que los módulos además de ser intercambiables, sean más asequibles.

Una de las desventajas de usar este sistema sobre un sistema de dosificación basculante es que variaría el peso a empaquetar, ya que los procesos de empaquetado por volumen dependen de la densidad del grano a dosificar, lo cual se explicó en el capítulo 2. Debido a esta consideración en específico, es necesario recalcar que el usuario tendría que pesar el elemento a dosificar antes de empezar con el proceso, con el fin de determinar que volumen requiere establecido en los vasos volumétricos.

**Tabla 3.10***Matriz de evaluación de conceptos – sistema de formado de empaques*

Criterios de selección	Peso	Conceptos					
		Manga formadora arrastre automático		Manga sujetadora arrastre automático		Manga sujetadora arrastre manual	
		Calif.	EP	Calif.	EP	Calif.	EP
Facilidad de uso/calibración	15%	2	0,3	1	0,15	0	0
Facilidad de mantenimiento	5%	2	0,1	1	0,05	1	0,05
Regulación de parámetros precisa	20%	2	0,4	3	0,6	2	0,4
Durabilidad	10%	3	0,3	3	0,3	1	0,1
Facilidad de manufactura	20%	2	0,4	1	0,2	1	0,2
Capacidad de automatización	10%	3	0,3	3	0,3	3	0,3
Comonalidad de componentes	10%	3	0,3	2	0,2	2	0,2
	Total		2,1		1,8		1,25
	Lugar		1		2		3
	Decisión		Usar		Abandonar		Descartar

**Tabla 3.11**  
*Matriz de evaluación de conceptos – sistema de sellado*

Criterios de selección	Peso	Conceptos					
		Resistencia de cartucho actuador neumático		Niquelina tensada cilindro neumático		Sellador ultrasónico actuador neumático	
		Calif.	EP	Calif.	EP	Calif.	EP
Facilidad de uso/calibración	15%	2	0,3	1	0,15	0	0
Facilidad de mantenimiento	5%	2	0,1	1	0,05	1	0,05
Regulación de parámetros precisa	20%	2	0,4	3	0,6	2	0,4
Durabilidad	10%	3	0,3	3	0,3	1	0,1
Facilidad de manufactura	20%	2	0,4	1	0,2	1	0,2
Capacidad de automatización	10%	3	0,3	3	0,3	3	0,3
Comonalidad de componentes	10%	3	0,3	2	0,2	2	0,2
	Total		2,1		1,8		1,25
	Lugar		1		2		3
	Decisión		Usar		Modificar		Descartar

En el caso del sellador, dejando de lado la comonalidad del sistema con el uso de actuadores neumáticos, las resistencias eléctricas ofrecen beneficios más evidentes en torno a su facilidad de uso, y su precio en general, pero tienden a requerir un mejor diseño y calibración con el fin de asegurar un sellado adecuado (Saavedra, 2018).

Sin embargo, hay que tomar en cuenta el hecho que los selladores ultrasónicos generalmente se venden como un solo paquete (incluyendo las mordazas), y son más fáciles de controlar y calibrar en cuanto a parámetros de presión y tiempo. Consideraciones adicionales como la facilidad de automatizarlo, reducciones en el costo de energía y del material de empaque y un sellado más hermético deben ser tomadas en cuenta para este tipo de dispositivos. (2019)

**Tabla 3.12***Matriz de evaluación de conceptos – sistema de control*

Criterios de selección	Peso	Conceptos			
		Control eléctrico Relés		Control eléctrico PLC	
		Calificación	Evaluación Ponderada	Calificación	Evaluación Ponderada
Facilidad de uso/calibración	15%	2	0,3	3	0,45
Facilidad de mantenimiento	5%	3	0,15	1	0,05
Regulación precisa	20%	1	0,2	3	0,6
Durabilidad	10%	3	0,3	2	0,2
Facilidad de montaje	20%	2	0,4	3	0,6
Capacidad de automatización	10%	2	0,2	3	0,3
Comonalidad de componentes	10%	3	0,3	2	0,2
	Total		1,85		2,4
	Lugar		1		1
	Decisión		Descartar		Usar

En cuanto al sistema de control, son claras las ventajas del uso de un PLC ante el uso de relevadores simples, principalmente el hecho de que, con el uso de un PLC, se puede reducir el número de contadores y temporizadores en el sistema, además de poder optimizar el proceso con tan solo la modificación del control desde una computadora. Sin embargo, las desventajas son claras en cuanto al mantenimiento del mismo se refiere, ya que mientras que en el caso de los relevadores solo basta con reemplazar el componente defectuoso, en el caso de los PLC, es necesario reconectar y reprogramar el controlador entero, lo cual tiende a ser costoso (considerando un costo de alrededor de US\$ 160 por PLC). Adicional a eso, un PLC generalmente tiende a tener solo 8 entradas y 4 salidas (en el caso de los LOGO 8 de Siemens) lo cual imposibilita el control de todos los elementos sin el uso de relevadores adicionales, que funcionen como memorias. Además de eso, la lectura y adquisición de datos requiere una conversión de la señal a una de 0-10V, a 4-20mA o en su defecto el uso de módulos de expansión de los mismos que les faciliten dicho procesamiento de señales. En el caso específico de los PLC Siemens, existen módulos RTD, generalmente con un valor de entre US\$ 80-100.

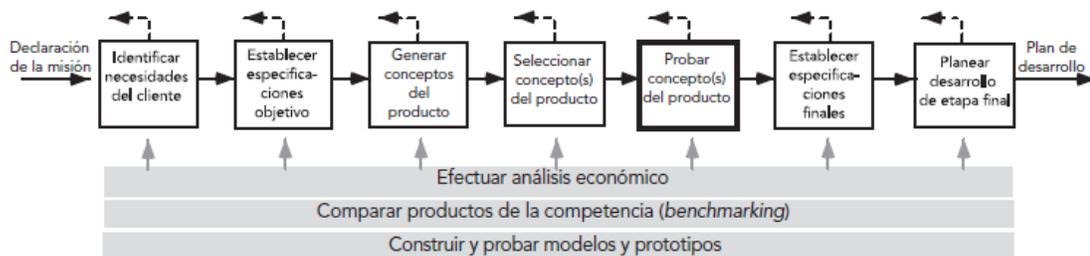
### 3.1.5. Pruebas de conceptos

Para el caso de las pruebas de conceptos, se utilizará tanto información de primera y segunda mano, así como la utilización de herramientas de diseño asistido por computador para determinar si los mismos son adecuados antes de ser construidos.

Para Ulrich y Eppinger (2012), la prueba de concepto es en esencia una actividad experimental y, al igual que con cualquier experimento, conocer el propósito del experimento es esencial para diseñar un método experimental efectivo. Este paso es muy semejante a “definir el propósito” en la construcción del prototipo (p. 167).

**Figura 3.14**

*Paso 5 del proceso de desarrollo de conceptos*



Bajo estas consideraciones, al igual que los anteriores pasos, el desarrollo de este subproceso contestará a varias interrogantes. Por ejemplo:

- ¿Qué concepto de los mostrados anteriormente debe perseguirse?
- ¿Cómo mejorar el concepto de manera que satisfaga las necesidades del cliente de manera adecuada?
- ¿Cuál sería el posible nivel de producción del concepto?
- ¿Es factible continuar con este concepto?

El método utilizado involucra como un primer paso el definir el propósito de las pruebas de concepto. En este caso, el propósito será esencialmente reducir el número de iteraciones requeridas en el prototipo para corregir fallos, simplificar procesos de mantenimiento, instalación

y fabricación entre otros. Esto viene de la mano con la implementación de las filosofías DFX, y por ello es necesario considerar todos estos aspectos tanto en este proceso de pruebas, como en el de diseño de la arquitectura del equipo, y procesos posteriores.

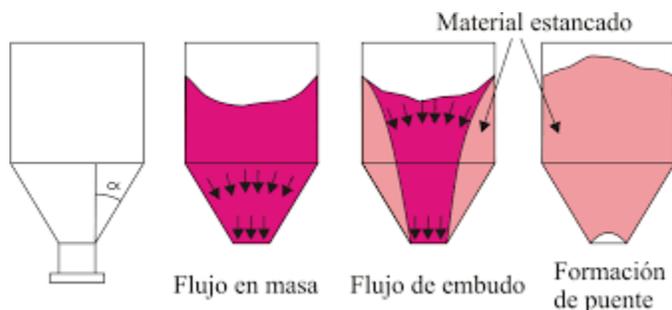
Por facilidad, y por el hecho de que el diseño será inherentemente modular, es necesario separar las pruebas de conceptos para cada uno de estos módulos.

### **Desarrollo del concepto de la tolva de almacenamiento**

Mientras que para polvos y ciertos sólidos granulares con problemas de flujo, al igual que para tolvas y silos con elementos de descarga son necesarias consideraciones de ángulos y esfuerzos en función de lo especificado tanto en la norma ASTM D-6128, que define el método de prueba para determinar esfuerzos de corte en sólidos a granel mediante la celda de corte de Jenike, y ASTM D-6773, que establece el método de prueba para determinar esfuerzos de corte en sólidos a granel mediante el anillo de Schulze, estas consideraciones no necesariamente se aplican a sólidos con una mayor cantidad de “espacios vacíos”. Sin embargo, hay consideraciones necesarias que se deben mantener, como el flujo requerido de material, la capacidad máxima de la tolva, entre otros.

**Figura 3.15**

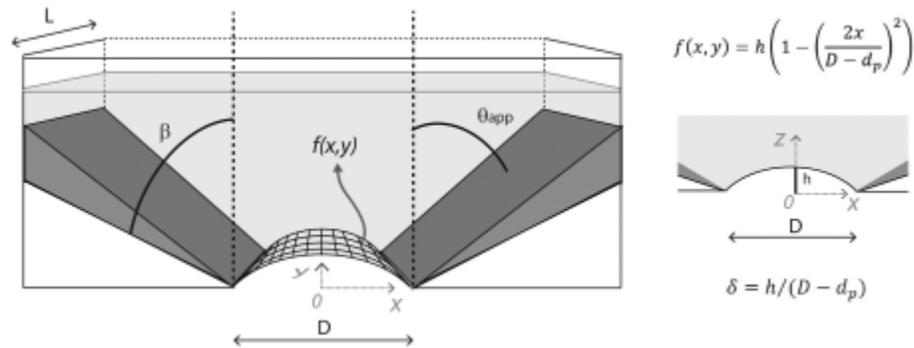
*Flujo de materiales granulosos y polvos en tolvas*



El objetivo en estas tolvas es asegurar un flujo másico uniforme (en el caso de la tolva de almacenamiento) y recolectar y conducir el material al sistema de empaque (en el caso de la tolva

de recolección). Estudios realizados por otras instituciones sugieren relaciones entre el tamaño de grano y el ángulo de descarga, este último creciendo cuando el tamaño de grano es mayor.

**Figura 3.16**  
*Geometría de la tolva, y ángulo y plano de descarga*



Por ejemplo, en el intento de introducir una ecuación de un parámetro en cálculos de tolvas, se determinó que a partir de los  $40^\circ$  se empieza a ver zonas con material estancado en semillas de mijo, sésamo y afrechillo (Villagrán, Benito, Uñac, & Vidales, 2018)

Trabajos previos al citado anteriormente, indican que el tamaño de la partícula tiene cierta influencia sobre el flujo del material en la tolva, y usan ecuaciones como la correlación de Beverloo, la correlación de Fowler y Glastonbury, y la correlación de Harmen, con resultados considerablemente diferentes. Para el caso de granos de arroz, (radio de 0.57mm), su tasa de descarga es de alrededor de un 75% menor a la calculada, y presentan resultados similares con granos de poliestireno (Mamtani, 2011).

El cálculo del volumen requerido parte de los pesos hectolítricos definidos en el capítulo 2, además de las consideraciones establecidas en el inicio del capítulo 3.

Tomando una capacidad máxima de la tolva de 50 kg, es necesario considerar dos valores: el peso hectolítrico mínimo y peso hectolítrico máximo de los materiales a dosificar. El peso hectolítrico mínimo describirá el volumen máximo que deberá tener la tolva para contener al menos 50 kg de materia prima, mientras que el peso hectolítrico máximo describirá los esfuerzos

máximos que tanto el material de la tolva, como la estructura deben soportar en el caso de que la tolva se llene.

La capacidad de la tolva, por tanto, está determinada por la ecuación:

$$V_{tolva} = \frac{m_g}{PH_{min}}$$

Considerando una tolva circular, el cálculo del volumen está dado por el volumen contenido en el cono truncado, determinado por la fórmula:

$$V_{tolva} = \frac{1}{3}\pi h(r_1^2 + r_2^2 + r_1 r_2)$$

Donde, la altura puede ser descrita en función del radio mayor ( $r_2$ ) y el radio menor ( $r_1$ ) permitiéndonos simplificarla y dejarla en función de dos variables a determinar, el ángulo de descarga del material ( $\beta$ ) que, en nuestro caso, corresponderá al ángulo de la tolva, y el radio de la boquilla o radio menor. Con esas consideraciones, se obtiene:

$$h = (r_2 - r_1) \cot \beta$$

$$V_{tolva} = \frac{1}{3}\pi(r_2 - r_1)(r_1^2 + r_2^2 + r_1 r_2) \cot \beta$$

Con el conocimiento del volumen requerido, el ángulo de descarga del material y el radio menor o radio de la boquilla, es posible determinar el valor de  $r_2$ , que se determinaría por la solución de esta ecuación para dicha variable. Tómese en cuenta dicha ecuación para un ángulo  $\beta$  de 50 grados y un radio inferior de 10 cm.

Por la naturaleza de la ecuación mostrada existen 3 posibles soluciones, pero sólo una de ellas nos da una respuesta real. Por tanto,  $r_2$  está dado por la ecuación:

$$r_2 = \sqrt[3]{\frac{\pi r_1^3 \cot \beta + 3V}{\pi \cot \beta}}$$

Para tolvas con formas irregulares, como el caso de tolvas con el fondo circular y el techo cuadrado, o geometrías parecidas, el cálculo del volumen cambia. En el caso de tolvas piramidales, o de bases cuadradas, la fórmula que describe el volumen está dada por:

$$V = \frac{1}{3}h \left( l_1^2 + l_2^2 + \sqrt{l_1^2 \times l_2^2} \right)$$

Otra de las geometrías comunes a ser usada es una tolva con base superior cuadrada y base inferior o boquilla redonda. Sin embargo, para facilitar su construcción la base cuadrada es redondeada con un radio similar al de la boquilla. El volumen de estas tolvas está definido por:

$$V_{tolva2} = \frac{1}{3}h \left( l_1^2 + l_2^2 + \sqrt{l_1^2 \times l_2^2} \right) - h(4 - \pi)r_1^2$$

El ángulo de la tolva cambiará en torno a las dimensiones de la misma. Por tanto, el ángulo de descarga  $\beta_2$  quedaría definido en torno a la siguiente ecuación:

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{r_2 - r_1}{h}$$

La presión sobre la tolva ejercida por el material a su máxima capacidad no puede ser calculada en función de lo establecido bajo el estándar ANSI/ASAE EP433-1988, que define las cargas por flujo libre de granos en silos. Las fórmulas determinadas en este estándar no aplican a tolvas de flujo en masa (American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2011)

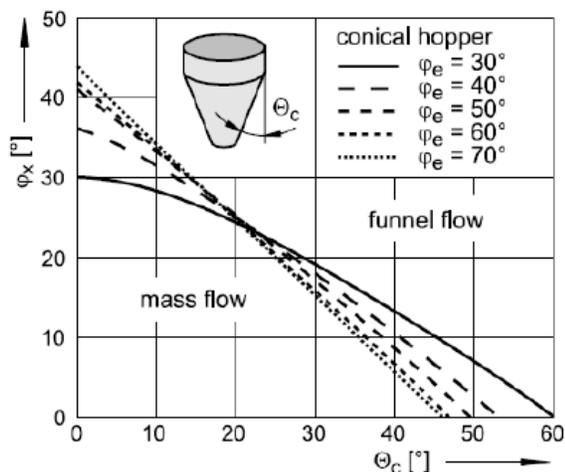
Estudios señalan que los granos como el trigo y maíz tienen esfuerzos bajos al ser sometidos a pruebas en una celda de Jenike, y por lo tanto tienen valores de cohesión bajos, lo que a su vez se evidencia en valores de fricción relativamente bajos, y por tanto los ángulos de fricción interna para el trigo y el maíz eran de  $26.3^\circ \pm 0.3^\circ$  y  $30.7^\circ \pm 1.4^\circ$ , respectivamente (Molenda, Montross, Horabik, & Ross, 2002)

Dichos valores significan que los materiales a dosificar deberán ser tratados como materiales de flujo libre, y que cualquier ángulo sobre los  $35^\circ$  será lo suficientemente empinado como para permitir el flujo del material sin problema alguno. Cabe tomar en consideración que

muchos sitios describen que se debe tomar en cuenta un factor de seguridad de entre 3º a 5º con el fin de evitar atascos por factores ambientales, falta de homogeneidad en el material, entre otros.

**Figura 3.17**

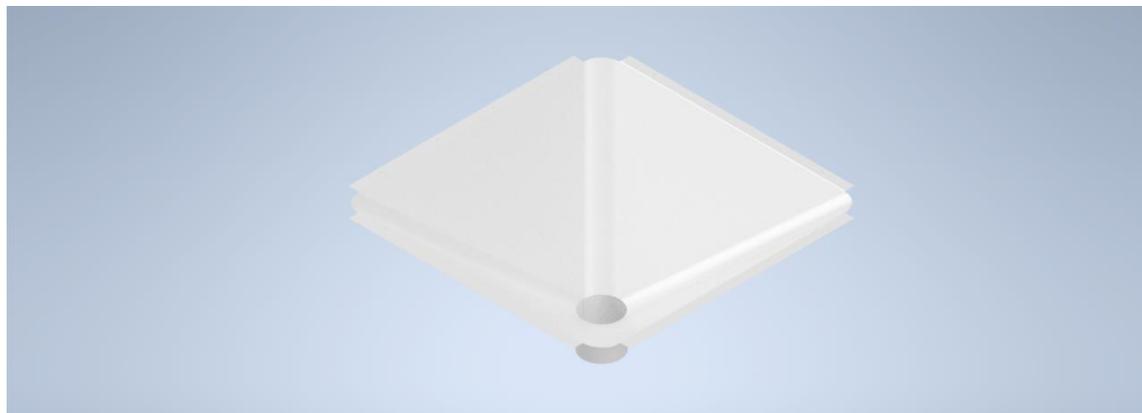
*Diagrama de flujo en función de los ángulos de la tolva y de fricción interna*



Considerando tanto el factor de seguridad como lo establecido tanto en las publicaciones citadas como en el diagrama de flujo, el valor del ángulo ideal de la tolva estaría bajo los 50º, por lo cual este valor será tomado con el fin de disminuir la altura de la tolva, y de alguna manera controlar el flujo de material.

**Figura 3.18**

*Concepto de la tolva de almacenamiento con bordes redondeados*

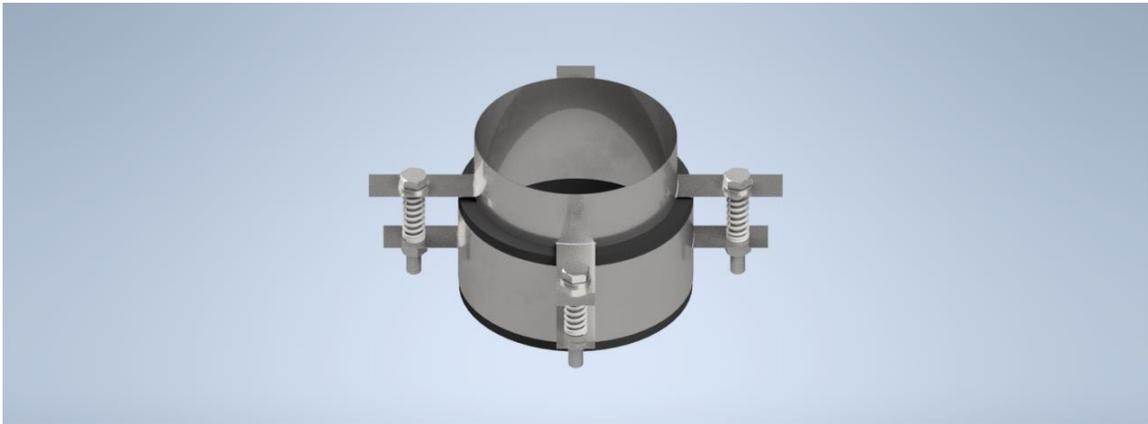


Las dimensiones de la boquilla deben contener un volumen igual o mayor al requerido en el carro transportador. Al ser su volumen el de un cilindro, se utiliza la fórmula:

$$V_b = \pi r_z^2 h_b$$

En cuanto al espesor, el mismo espesor de la tolva será apropiado para su uso.

**Figura 3.19**  
*Concepto de la boquilla*



La boquilla y la tolva de almacenamiento no pueden mantenerse en su lugar por sí solas. Además, es necesario ejercer cierta presión sobre el sistema de dosificación con el fin de evitar que el material se disperse.

Por tanto, para ajustar la boquilla a la parte superior se requerirían correas o una abrazadera que, mediante el ajuste de un tornillo, facilite esto.

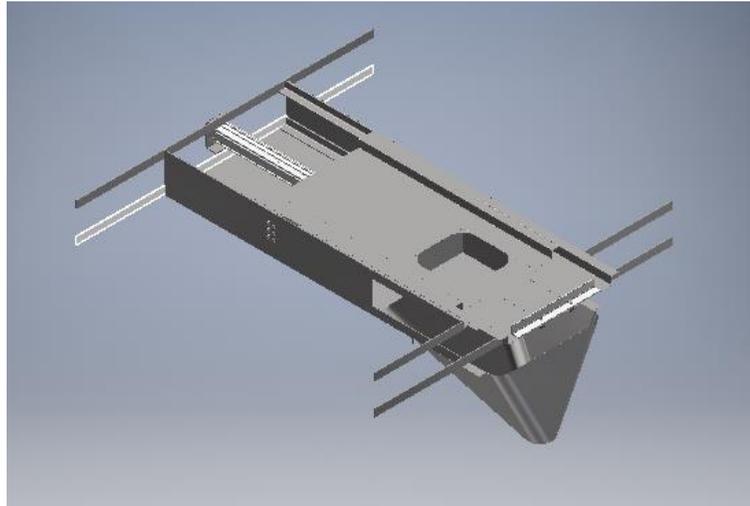
### ***Prueba del concepto de dosificador de carro deslizante***

Para el concepto del carro deslizante, se desarrolla el mismo en Autodesk Inventor, con el fin de determinar componentes claves y su importancia sobre el sistema.

Uno de los componentes más importantes del dosificador de carro deslizante es el carro deslizante en sí, ya que el mismo será el encargado de dosificar y trasladar el producto al siguiente sistema. Adicionalmente, la cubierta superior nos ayudará a evitar que la tolva pierda el producto innecesariamente, actuando como un sello junto con la boquilla de la tolva del dosificador.

**Figura 3.20**

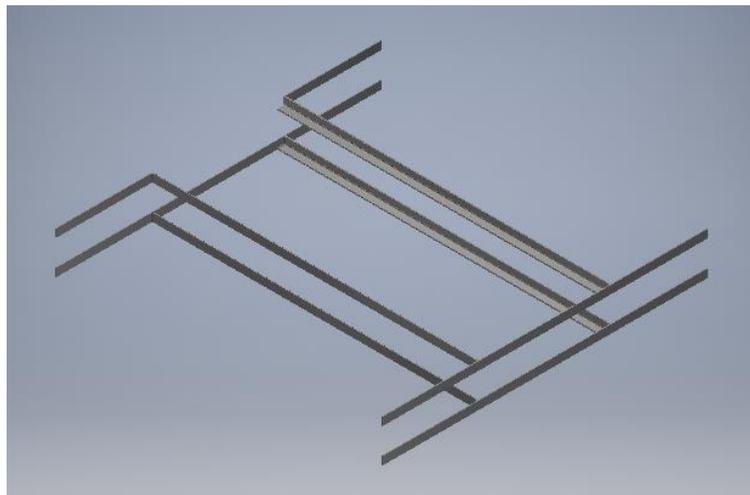
*Concepto de dosificador de carro deslizante*



Como se puede observar, debido a la naturaleza modular del diseño, la estructura que sostiene al dosificador está unida al mismo. En el modelo mostrado en la parte superior, el dosificador se encuentra completamente extendido, con el fin de mostrar todos sus componentes. La estructura del mismo cumple dos funciones: sostener todos los elementos y soportar sus cargas, y servir de guía para el desplazamiento del carro deslizante. Por tanto, perfiles en L se usarán como rieles para ruedas de 1" (25mm).

**Figura 3.21**

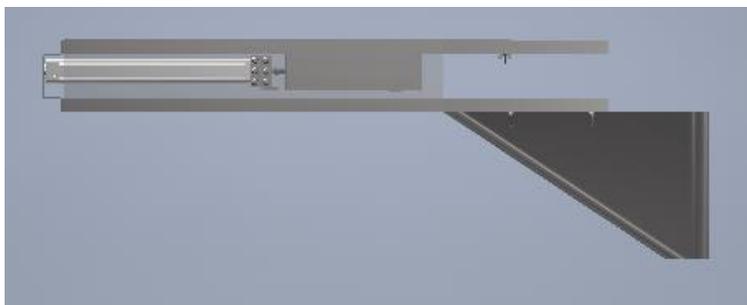
*Bastidor del dosificador*



El carro deslizante está guiado por tres elementos esenciales en el sistema de dosificación: las guías en el bastidor, que actúan como apoyo para las placas guía usadas sobre el carro, con la acción de ruedas de deslizamiento similares a las encontradas en cajones de escritorio, la placa soporte que, además de sostener por debajo el carro, hace posible que la compuerta del mismo se cierre, y el cilindro neumático, el cual al estar fijo en su posición con la ayuda de soportes directamente fijados al bastidor facilita evitar que algún componente se trabe.

**Figura 3.22**

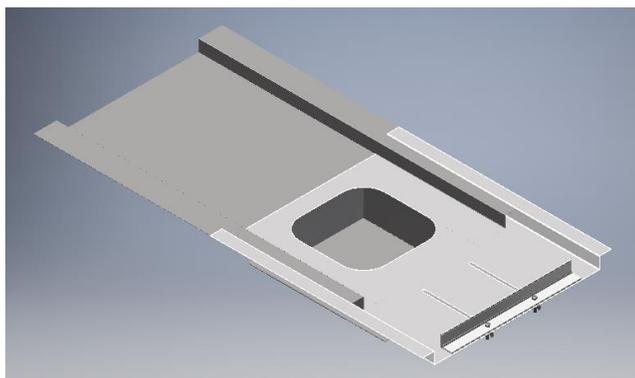
*Vista lateral del dosificador replegado*



Según nos muestra la vista lateral, el carro deslizante da la apariencia de encontrarse flotando, debido a que falta la disposición de soportes que sujeten la placa de deslizamiento. Consideraciones necesarias para el diseño de la misma incluyen el evitar espacios vacíos entre la misma y el dosificador, con el fin de evadir la posibilidad de que objetos extraños bloqueen la acción de la misma.

**Figura 3.23**

*Carro deslizante ensamblado*



El carro deslizante está formado mediante el uso de chapas de acero inoxidable (requeridas bajo los lineamientos de las BPM para el manejo de alimentos) ya que las mismas evitan la proliferación de bacterias, y hacen más sencillo el proceso de limpieza.

Consideraciones necesarias para el carro incluyen el diseño de una pared deslizante, que permita un adecuado control de los elementos a dosificar. Para esto, es necesario tomar en cuenta los lineamientos respecto a las propiedades físicas del producto, en especial sus pesos hectolítricos (que tienden a darnos un promedio de la densidad del material, y por tanto una variable que se puede usar para el ajuste de la misma).

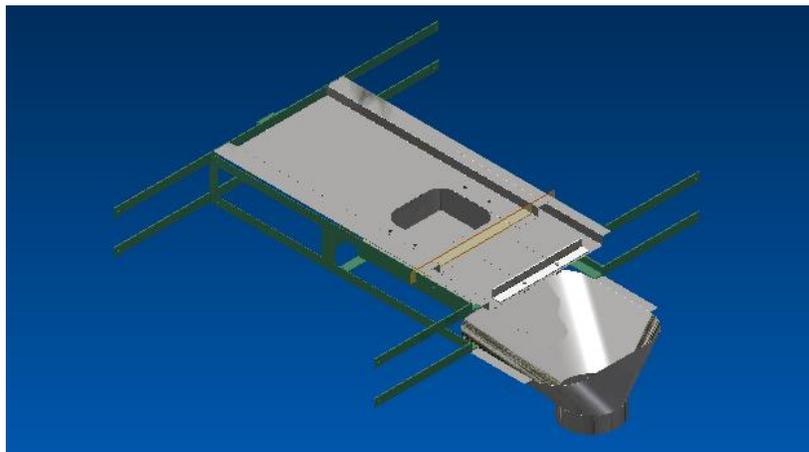
Para el carro deslizante, es necesario considerar que el tamaño del mismo debe ser menor al tamaño de la boquilla, con el fin de evitar que los resortes de la escobilla empujen a la misma dentro del carro, atorándola.

Adicionalmente, es necesario que la boquilla contenga tanto el menor volumen a dosificar del material más denso, como el mayor volumen a dosificar del material menos denso. Este último no es un requerimiento tan rígido, ya que el mismo puede ser obtenido tras desplazar el carro un cierto número de veces. Sin embargo, esto dependería de la flexibilidad del sistema de control utilizado.

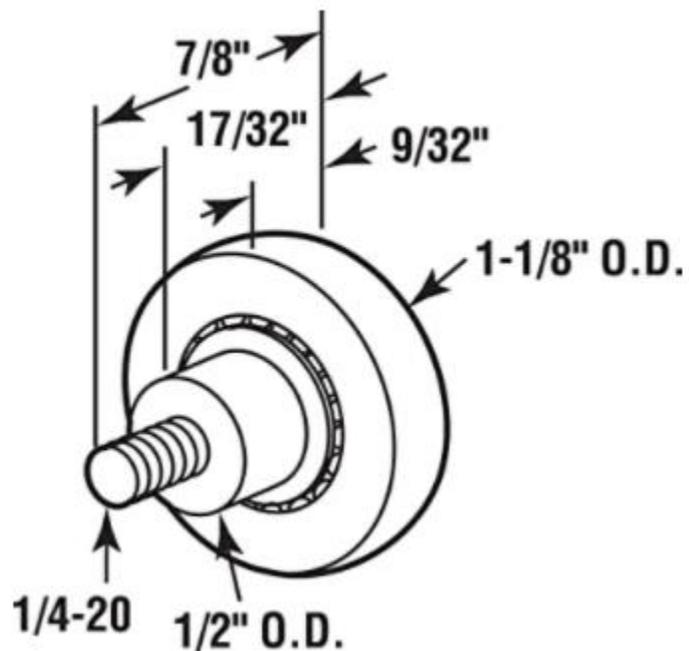
Con dichas consideraciones, el volumen del carro estará dado en función de la siguiente ecuación:

$$V_c = l_c^2 \times h_c$$

Las consideraciones de diseño del carro tienen que ser las siguientes: la apertura del mismo debe tener por lo menos las dimensiones necesarias para no permitir que la boquilla se atore dentro del mismo, y no debe haber espacio alguno que bloquee el flujo del material. Tomando todo esto en cuenta, además de restricciones propias del concepto, su diseño inicial quedaría definido de la siguiente manera:

**Figura 3.24***Concepto del dosificador de carro deslizante*

El carro deslizante se apoya sobre la estructura de soporte del mismo, mediante el uso de ruedas fijadas alrededor de las placas de soporte. Esto no solo brinda el soporte que requiere el mismo, si no que reduce el desgaste en esas zonas, además de asegurar que siempre habrá una presión adecuada sobre el dosificador.

**Figura 3.25***Ruedas estándar para cajones y deslizadores*

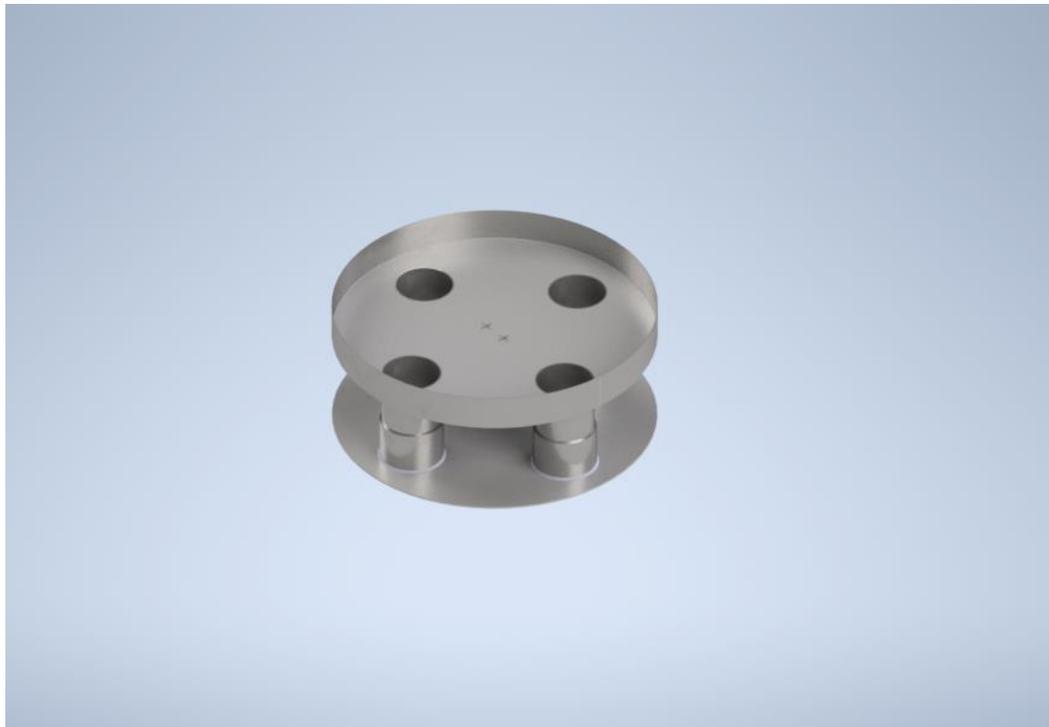
### Desarrollo del concepto del dosificador de vasos telescópicos

Los vasos telescópicos son prácticamente dos secciones tubulares unidas entre sí, con el fin de crear un volumen delimitado entre ellas. Este volumen varía según se requiera, con tan solo desplazar los dos platos dependiendo de la altura requerida entre los mismos. Los platos rotan con la ayuda de un motor, y dependiendo del sistema de automatización empleado, se puede definir una velocidad fija de giro, o girar el sistema hasta que llegue a la posición de vaciado.

Es necesario un control de posición, que dependerá netamente del número de vasos que existan entre los dos platos, ya que en función de esto se define el ángulo que ese sistema rotaría cada ciclo. Además de eso, es necesario considerar la velocidad de giro del sistema, ya que, si el motor al que se conecta sería de una velocidad muy alta, haría muy difícil controlar el tiempo de giro del mecanismo.

#### Figura 3.26

*Concepto de vasos telescópicos*



El diseño de estos vasos está hecho de forma paramétrica, de manera que, actualizando un valor en el ensamble, cambia el número de vasos. Después de varias verificaciones, he determinado que el número adecuado de vasos ronda alrededor de los 6 vasos.

Después de aplicar el valor del parámetro al ensamble del diseño, este sería el concepto preliminar del sistema de vasos telescópicos con esas consideraciones:

**Figura 3.27**

*Subsistema de vasos telescópicos con 6 contenedores*



Los vasos telescópicos están diseñados de tal manera que los platos, al distanciarse, aumentan el volumen admitido entre recipientes. El fondo de los mismos es hueco, y son apoyados por una plancha de acero inoxidable, sobre la que reposa el volumen contenido del producto. A raíz de eso, y para evitar el contacto entre metales, se usa unas escobillas de un material plástico, con el fin de permitir que las mismas se desgasten sin afectar al eje, ni a la base del conjunto de vasos telescópicos. Estas escobillas a su vez son hechas de este material para asegurar su fácil reemplazo, mantenimiento, y son adecuadas para este tipo de aplicaciones, por lo que pueden estar en contacto con el material a dosificar sin problema alguno.

**Figura 3.28**

*Vista inferior de los vasos telescópicos*

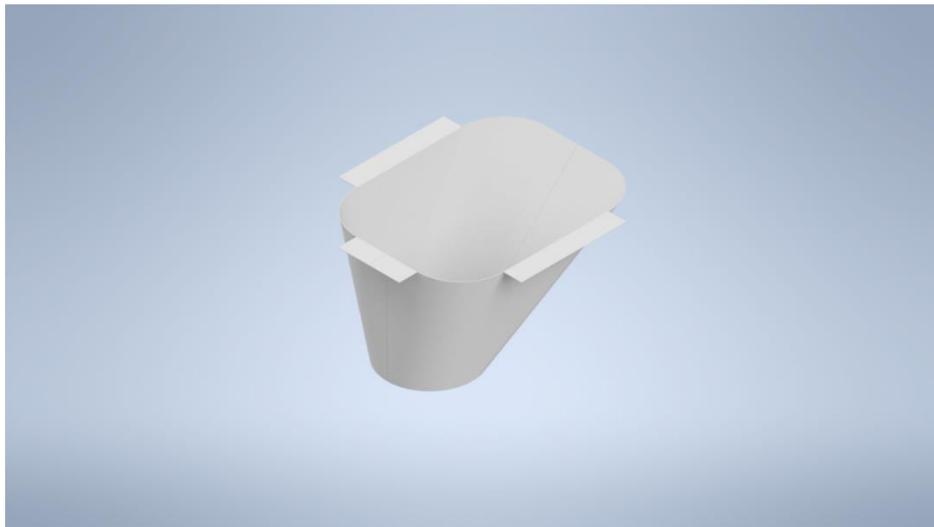


### **Desarrollo del concepto del formador de empaques**

El conjunto formador de empaques es un conjunto compuesto de componentes propietarios de este diseño, y también de componentes estandarizados en función de las dimensiones requeridas del empaque.

**Figura 3.29**

*Concepto de la tolva del dosificador*



Para la segunda tolva, que va a sostener un máximo de 5 kg de material, el mismo material que para la primera tolva es suficiente. Cabe recalcar la necesidad de ajustar la boquilla de esta tolva de acuerdo a las medidas del empaque.

La idea de la boquilla en el inferior de la tolva es de mantener una manga que contendría el empaque, sujeta a la tolva mediante una abrazadera ajustable, con el fin de mantenerla en su posición.

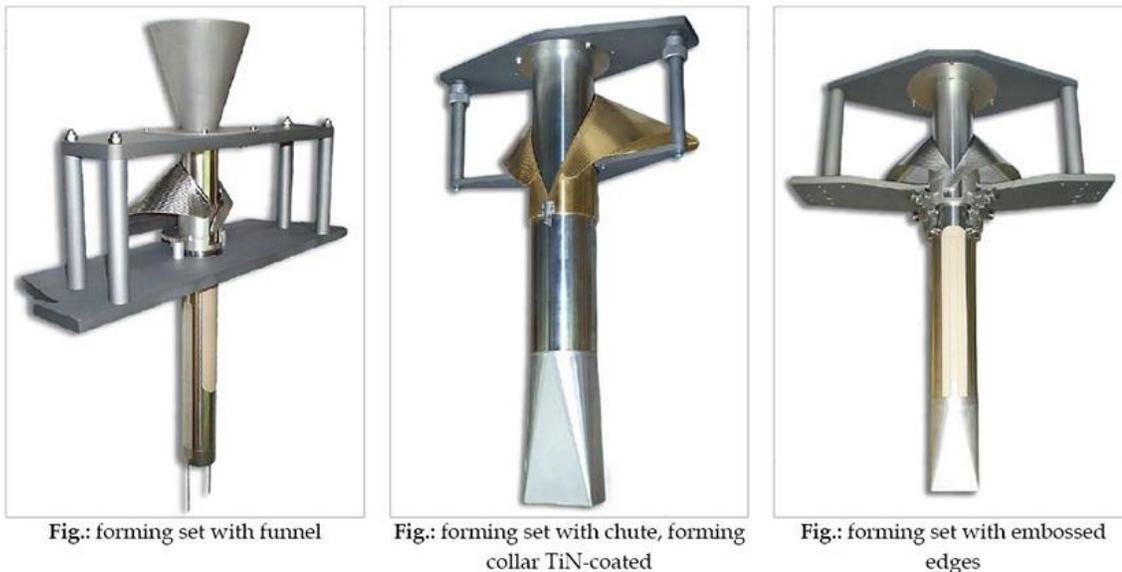
Al realizar la manga para los empaques de esta manera, es posible el reemplazar la misma según el diámetro del empaque tubular que se requiera. Esto además permite reutilizar la tolva de ser necesario en futuros proyectos de automatización de la máquina.

Es necesario tomar consideraciones de tamaño sobre dicha tolva, ya que, de lo contrario, podría ser más grande que el empaque tubular, e impidiendo su fácil deslizamiento.

El motor irá acoplado en su propia estructura, lo cual permite reducir la cantidad de elementos móviles, y es necesario debido al peso propio del motor y la caja. El uso de soportes anti vibratorios sería necesario, ya que, de lo contrario, podrían existir problemas con el motor, lo que podría disminuir la vida útil de rodamientos y otros elementos.

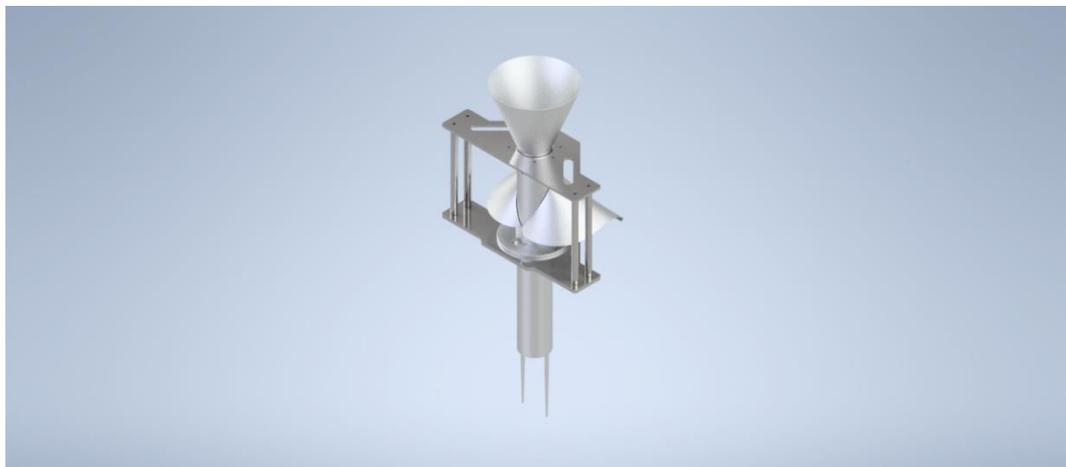
El otro subsistema a considerar es el de formado de empaques. Este subsistema generalmente se compone de elementos estandarizados, tanto para la manga formadora y sus componentes, así como para el sistema de distribución del empaque. En el primer componente, hay que tener en cuenta que este tiene tanto elementos estructurales y de soporte, como elementos intercambiables según el tamaño del empaque requerido, lo que facilita la operabilidad de la máquina. Lastimosamente, no existe otra solución que se adapte para el uso de distintos empaques según los requerimientos, por lo cual es necesario el reemplazo del elemento completo si se requiere el uso de un empaque de menor tamaño. Los tipos de sets se muestran a continuación:

**Figura 3.30**  
Tipos de sets formadores



Con esas consideraciones, se utiliza un set con un collar formador, bridado y autoportado. Los archivos CAD de este tipo de componentes son usualmente facilitados por las empresas que los fabrican, con el fin de verificar que los mismos suplan las necesidades y cumplan con las restricciones del cliente. En nuestro caso, se ha elegido un collarín para un empaque de 400mm de longitud como máximo, lo que resultaría en un empaque de hasta 180mm de largo, una vez sellado. El collarín está hecho de la siguiente manera:

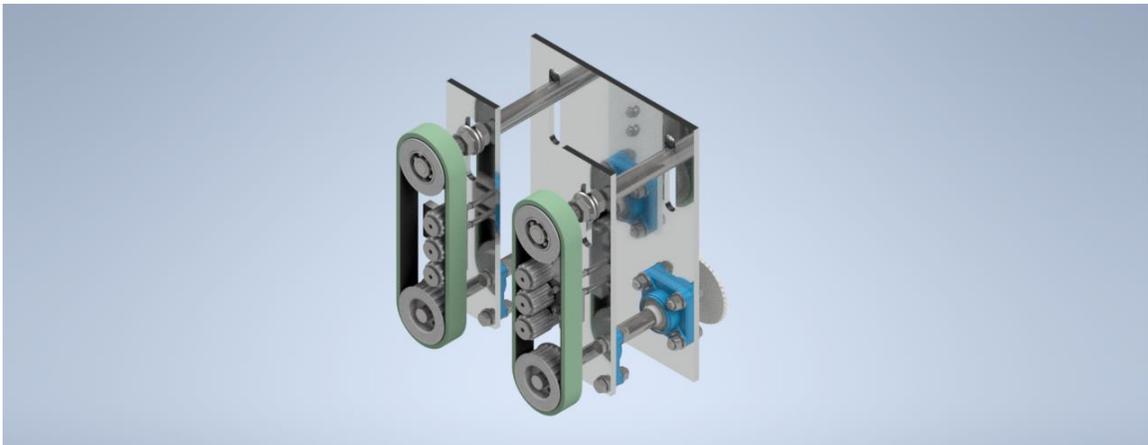
**Figura 3.31**  
CAD del collarín suplementado por el proveedor



El sistema de arrastre de empaques también está conformado por elementos normalizados, sin embargo, es un diseño propietario, ya que, si bien es cierto que las poleas y bandas son usadas en distintos diseños a la vez, el sistema de tensión de poleas es propietario y requiere de componentes diseñados específicamente para esta solución.

**Figura 3.32**

*Sistema de arrastre de empaques*



Las bandas usadas en este tipo de aplicación generalmente son bandas sincrónicas T10, las mismas que tienen diferentes cualidades. Sobre esta banda, generalmente se añade una segunda capa de caucho vulcanizado, el cual puede ser estriado, tener ranuras, o perforaciones, dependiendo de si la aplicación y el plástico usado en el empaque requieren de agarre adicional.

**Figura 3.33**

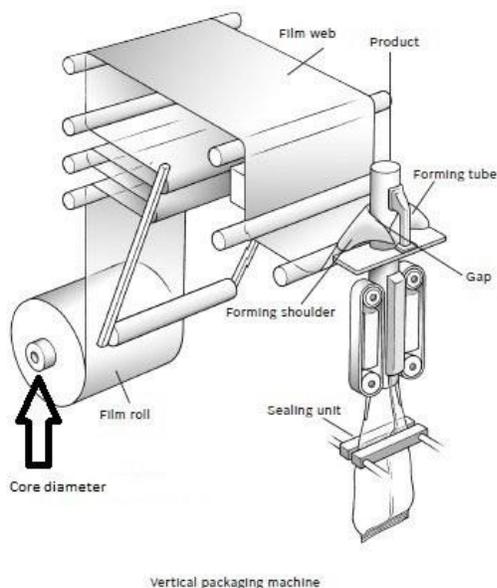
*Bandas estriadas T10-560-25 para sistemas de tracción*



El diseño del sistema de tensado y distribución del empaque tiene características similares a los anteriores, compartiendo elementos normalizados con elementos de diseño propio de este proyecto. Los sistemas de distribución de empaque generalmente son de la siguiente forma:

**Figura 3.34**

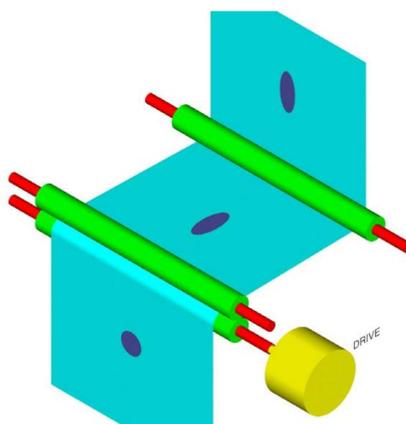
*Layout de un sistema de distribución y tensado de empaque*



Es necesario resaltar el uso de rodillos tensores en estos sistemas. Su propósito es el de mantener el empaque alineado y con la tensión suficiente para asegurar que el mismo se mantenga firme, sin estirar ni quebrar la película plástica.

**Figura 3.35**

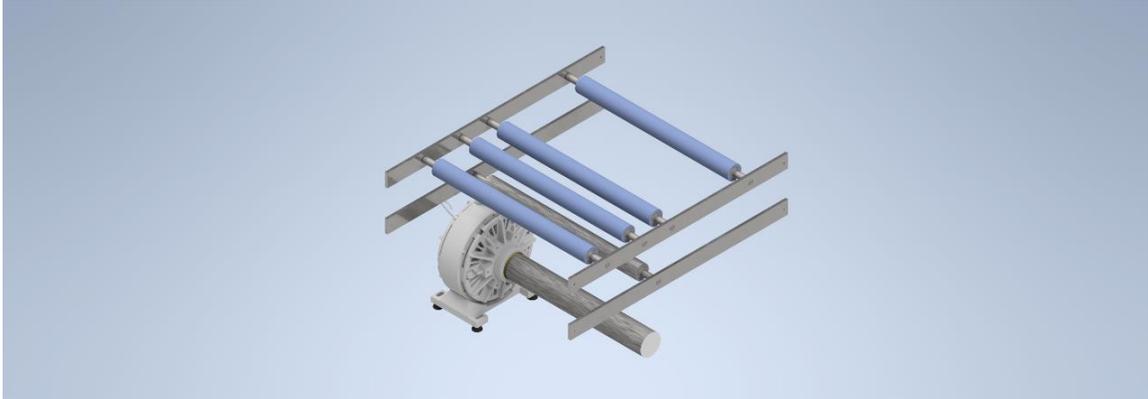
*Ejemplo de los efectos del estrechamiento del film*



Con esas consideraciones, el sistema tensor se vería de la siguiente forma:

**Figura 3.36**

*Renderizado de sistema tensor*



Es necesario considerar que el sistema tensor tiene distintos elementos estructurales que están diseñados de tal manera que permiten el cambio de alturas en los mismos según corresponda.

Adicionalmente, está considerado el diseño con un freno magnético estándar, el cual deberá ser propiamente dimensionado en secciones posteriores, ya que su fuerza es un factor muy importante en la tensión del empaque.

#### ***Uso de acoples en el eje de transmisión***

Los ejes de transmisión necesitan ser diseñados de tal manera que, de necesitarse un cambio del motor por cualquier circunstancia, la mayor parte de componentes del mismo sean reutilizables. Es decir, los ejes que van conectados al sistema de dosificación, así como cualquier otro eje que vaya conectado en expansiones posteriores, debe ir acoplado a la máquina con ayuda de un sistema de transmisión de potencia con elementos que sean flexibles, o nos permitan conectar al eje en paralelo, con el fin de corregir descentramientos y desviaciones en la caja de reducción.

**Figura 3.37**

*Tipos de acoples de transmisión*



Los acoples flexibles existen en diferentes variedades, y son necesarios para corregir desviaciones menores en motores de cualquier tipo. Esto es esencial en motores de alta velocidad, o motores de alto torque, ya que estas desviaciones producen esfuerzos que a su vez producen contactos no deseados, o la remoción de películas de lubricación en algunos casos, causando el desgaste temprano del eje, debido a fallas a ciclos muchos menores a los que el mismo estaba diseñado. Existen del tipo elastómero (que usa un material plástico deformable), del tipo elástico (que usan geometrías de resorte, entre otras), y acoples mecánicos (que usan un mecanismo, por ejemplo, los cardanes).

**Figura 3.38**  
*Junta de cardan*



Otro tipo de acoples mecánicos entre ejes son los acoples rígidos. Se diferencian de los llamados acoples flexibles, ya que no existe un elemento deformable de por medio (sea un elastómero, un mecanismo o simplemente un material flexible). Entre estos son destacables bujes, acoples de tipo engrane, acoples de bridas, entre otros.

**Figura 3.39**  
*Acoples rígidos*



#### **Prueba de concepto del sistema sellador**

#### ***Prueba de concepto del sistema sellador – resistencias de cartucho***

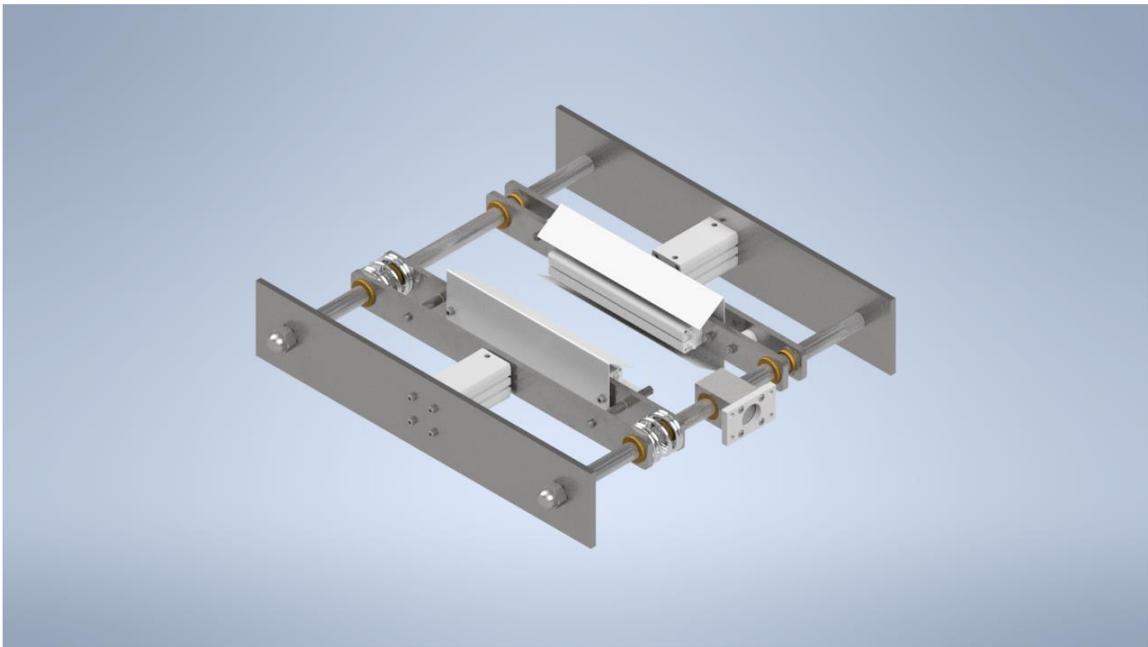
El sellador consta de dos mordazas de sellado y corte, sosteniendo una en posición fija y la otra en posición móvil mediante placas de sujeción, las cuales están alineadas con el uso de un

par de ejes guías. Una de estas placas estará directamente sostenida sobre los ejes mediante una rosca, mientras que la otra se desplazará sobre el mismo con el uso de bujes, los cuales serán debidamente lubricados.

Los ejes deberán ser diseñados de manera que puedan alcanzar vida infinita, y permitan el desplazamiento de una o de las dos mordazas, según el diseño lo permita.

Las mordazas se calentarán mediante el uso de resistencias de alta densidad, las cuales transmiten su calor por conducción directamente al material, con la ayuda de una interfaz de silicón, que ayudará a que el material y la resistencia tengan mejor transferencia.

**Figura 3.40**  
*Concepto del módulo sellador térmico*

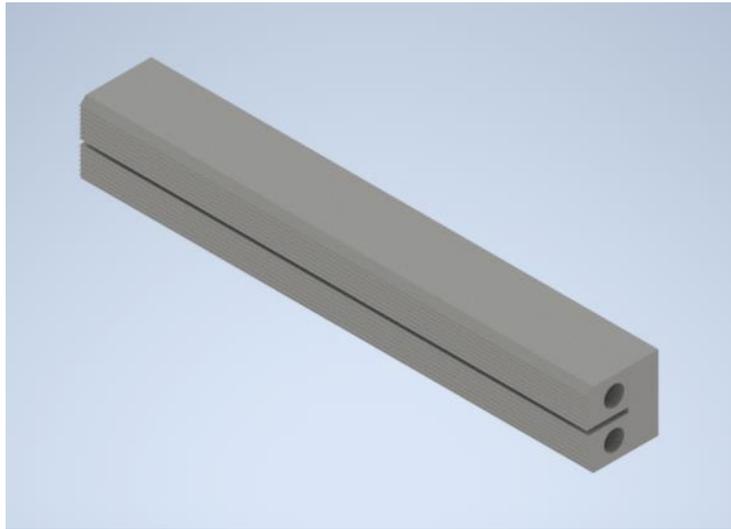


La necesidad del uso de la misma nace por el hecho de que existe cierto juego entre el material y la resistencia en sí, lo cual crea espacios de aire que son contraproducentes para la conducción de calor. Sin embargo, esos espacios no pueden ser eliminados debido a que el material debe tener cierta luz por la expansión térmica.

Con esas consideraciones, se desarrolla un modelo CAD simplificado del sellador, con las dimensiones promedio requeridas para el sistema. Existen en el mercado empaques de hasta 26cm de ancho, por lo cual el sellador debería ser suficiente para cubrir esa longitud. Tomando en cuenta lo indicado con anterioridad, se modela la mordaza, intentando usar un patrón de dentado común:

**Figura 3.41**

*Concepto de mordaza de sellado*



Al ser un sistema vertical de sellado, el sellado y el corte se ven ayudados gracias a la acción de la gravedad, por la cual la funda y el material se desplazarían

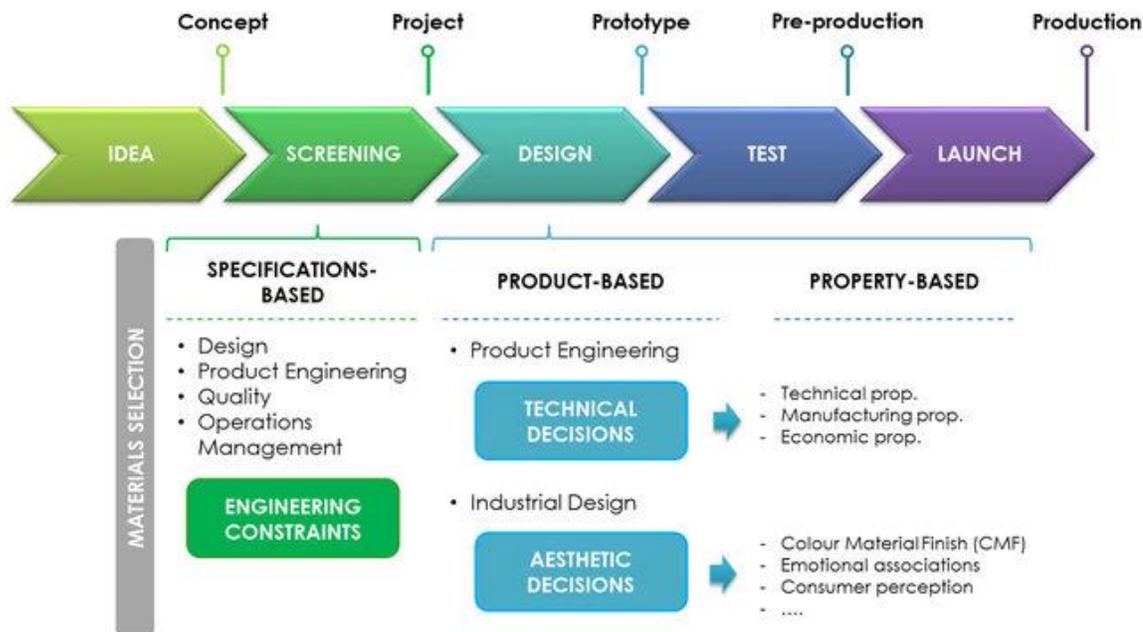
La selección del material para el caso de las mordazas se basará en criterios de durabilidad, uniformidad en la transferencia de calor y resistencia mecánica. Para ello, se usan matrices de selección, comparando algunos de los criterios derivados de estas consideraciones.

Para la selección de materiales, existen dos tipos de características, generalmente asociadas al diseño y desarrollo de productos: Características técnicas y características estéticas. Mientras las primeras generalmente son definidas en función de características técnicas del material, relacionadas tanto con su utilización, manufactura y costo, y métodos han sido diseñados y probados para su selección, en el caso de las características estéticas es muy difícil

cuantificar esos métodos y, por tanto, utilizar algún método de toma de decisiones. (Piselli, Baxter, Simonato, Del Curto, & Aurisicchio, 2018)

**Figura 3.42**

*Proceso de selección de materiales dentro del proceso de conceptualización*



En cuanto a la selección de materiales, el método utilizado sugiere el uso de tablas de propiedades de materiales, que nos permitan comparar cierta propiedad (principalmente propiedades mecánicas y térmicas) de los posibles materiales. (Ashby, 2016)

Para este caso en particular, la respuesta al dilema de la selección de materiales recae en sus propiedades térmicas, pues estos materiales requieren una buena conductividad térmica, además de otras cualidades mecánicas que permitirán asegurar el sello.

La distribución de calor no será uniforme, a menos que se aseguren ciertos parámetros dentro del diseño de la mordaza, como el uso de una resistencia de alta densidad, una interfaz entre la resistencia y el material de la mordaza, y el uso del material adecuado. (Wojtech, 2016)

Para la simulación del sistema de sellado, cabe tener las siguientes consideraciones:

- Las resistencias eléctricas, incluso las de alta densidad, tienden a calentarse empezando a  $\frac{1}{4}$ " (6 mm) de los extremos de las mismas, por lo cual si la resistencia es de 12" (300 mm), es necesario modelar sus extremos separados.
- El material de interfaz (generalmente se recomienda que el mismo sea a base de silicón) tiene su propio coeficiente de transferencia de calor y debe ser considerado. Se recomienda el uso de los coeficientes incluidos en Autodesk CFD para este tipo de casos.
- La presión y temperatura tendrán su influencia sobre el sistema de sellado en función a lo publicado en varios libros blancos, foros e información de libre acceso en internet.
- El patrón de dentado, en combinación con los dos factores anteriores, tiende a influir sobre la creación de un sello hermético.

Por tanto, para el caso de las pruebas del concepto del sellador, serán necesarias simulaciones tanto térmicas como dinámicas, además de la calibración posterior de estas variables una vez que el prototipo sea construido.

Las simulaciones térmicas serán realizadas con el uso de Autodesk CFD, con las siguientes consideraciones:

- Como materiales, se usarán tanto acero inoxidable, bronce dulce y aluminio (que son materiales comunes para la fabricación de estos elementos).
- La potencia de la resistencia, en función de lo encontrado en varios proveedores, será de 1000W para una resistencia de 12" (300 mm) y diámetro de  $\frac{1}{2}$ " (12.7 mm).
- La interfaz de silicón tendrá un espesor de un par de décimas de milímetro, en función a recomendaciones de juegos necesarios según sus fabricantes. Esta interfaz es necesaria ya que de lo contrario no habría una adecuada conducción.

Con esto en mente, se crean tres escenarios en CFD, uno para cada material. Del informe generado en CFD, se obtienen los siguientes datos de los análisis transitorios:

**Tabla 3.13***Materiales usados en la simulación de materiales*

Variable	Dato
Material de la resistencia	Acero inoxidable (AISI 304)
Material de la interfaz	Compuesto térmico (a base de silicón)
Material de la mordaza	M1: Acero inoxidable (AISI 304) M2: Bronce dulce M3: Aluminio

**Tabla 3.14***Condiciones de frontera e iniciales de la simulación de materiales*

Variable	Valor	Unidad
Generación total de calor	1000	W
Temperatura inicial	25	°C
Temperatura de cierre	160	°C

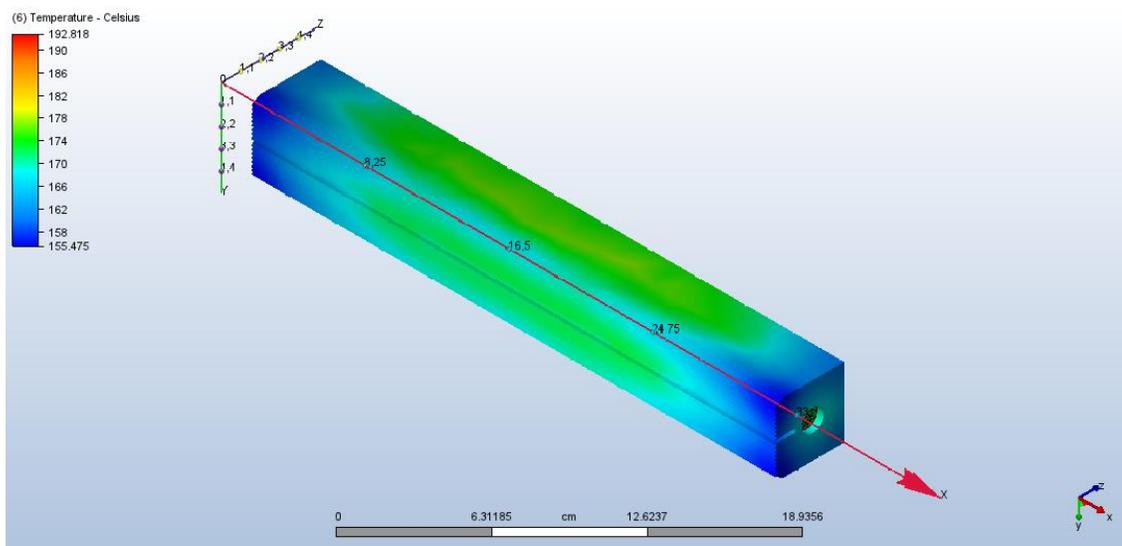
Una vez dispuestas las condiciones de frontera, tanto para el medio como para el volumen de control que se crea, aparecen los resultados de las simulaciones

**Tabla 3.15***Resultados de la simulación*

Variable de control	M1	M2	M3	Unidad
Temperatura máxima en la superficie	155.475	161.33	161.768	°C
Temperatura mínima en la superficie	172.149	161.345	163.064	°C
Temperatura media volumétrica	175.009	161.341	162.432	°C
Tiempo en alcanzar la temperatura mínima	284	169	183	s
Potencia térmica perdida en convección	0.082249	0.000181	0.002828	W

En base a estos resultados, y a las distintas variables usadas con el fin de obtener valores próximos a la realidad, existen ciertas consideraciones necesarias que realizar en cuanto a la selección de materiales.

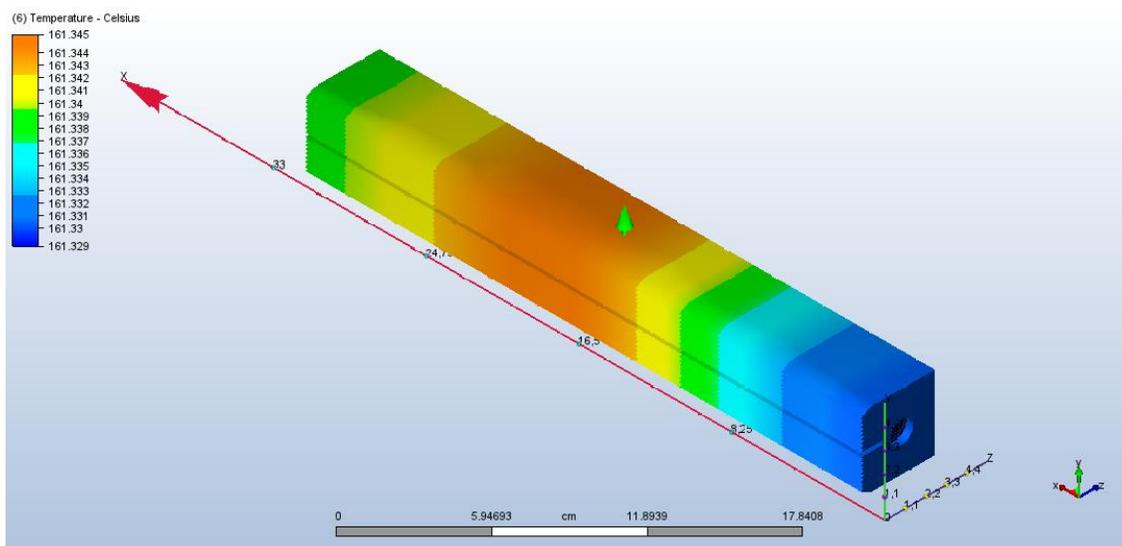
**Figura 3.43***Firma térmica – Mordaza de acero inoxidable AISI 304*



El acero inoxidable, mientras que tiene propiedades de mecanizado excelentes, además de permitir una limpieza rápida y sin necesidad de cuidados posteriores (por las propiedades del material en sí), la transferencia de calor hacia los bordes no es buena, y requiere casi el doble de tiempo que las otras alternativas para alcanzar la temperatura de operación.

**Figura 3.44**

*Firma térmica – Mordaza de bronce dulce*

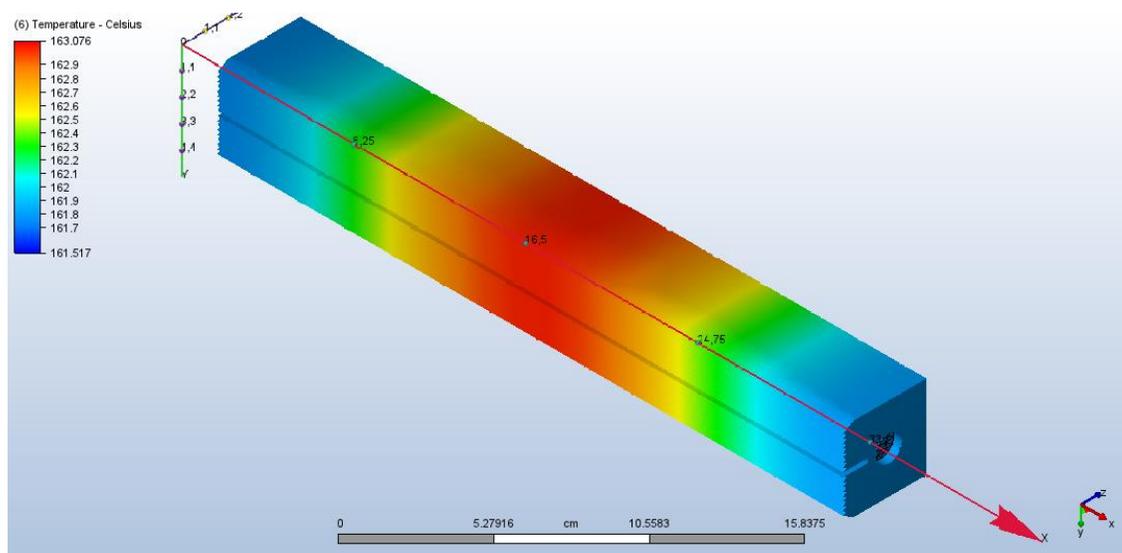


Para el caso de las mordazas de bronce dulce, el gradiente de temperatura se ve completamente reducido en los extremos, y la variación de temperatura entre los mismos y el

centro es de alrededor de un grado centígrado. Por tanto, la homogeneidad del sello será garantizada, mientras los parámetros de calor (controlados tanto por el temporizador como por el termostato) y presión sean debidamente regulados.

**Figura 3.45**

*Firma térmica – Mordaza de aluminio 6061*

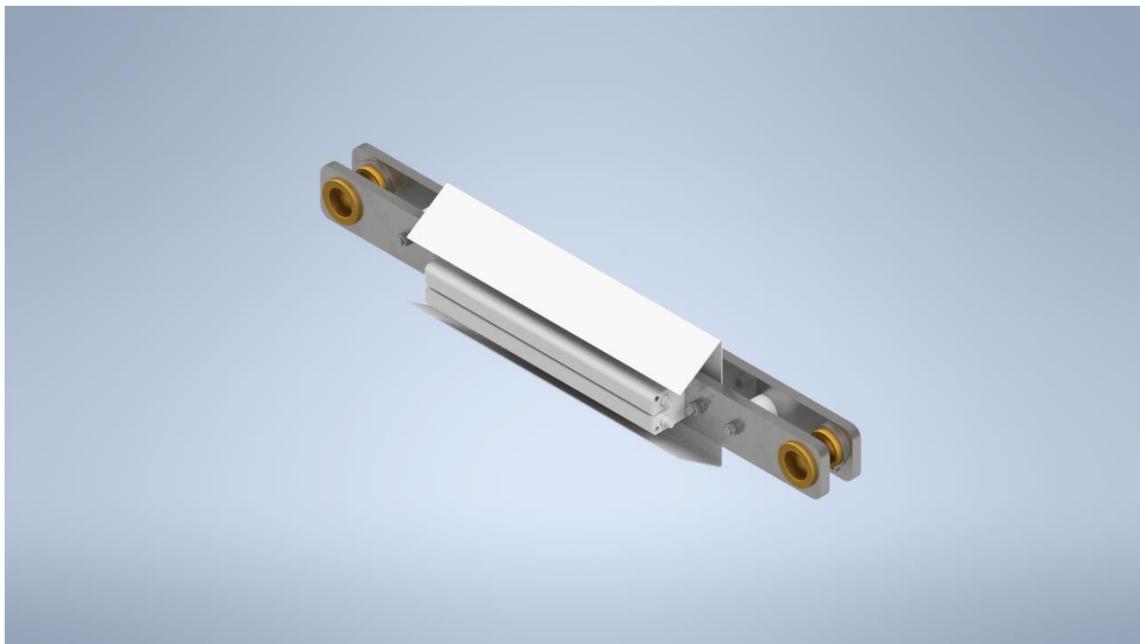


En cuanto a las mordazas de aluminio, que muestran de la misma manera un gradiente de temperatura bastante bien distribuido entre el centro y los extremos de las mismas (lo cual no es de sorprender, ya que el aluminio tiene propiedades térmicas y mecánicas que lo convierten en el material ideal para intercambiadores de calor, radiadores y elementos afines), una de sus principales cualidades es su excelente resistencia mecánica, lo cual le permitirá resistir más ciclos de uso antes de mostrar daño en las mordazas.

Cabe recalcar que, en base a lo mostrado en libros de resistencia de materiales y ciencia de materiales, además de libros blancos e información proveniente de la industria, existen otras alternativas a estos tres materiales. Una de ellas es Dura-Therm de Greener Corp. Una aleación multifase de CoNiCr, con excelentes propiedades térmicas. Sin embargo, su costo tiende a ser elevado. (Wojtech, 2016)

Es necesario el separar los elementos calefactores de los elementos metálicos, o usar una cobertura con el fin de evitar daños al operario. Por tanto, una lámina de cobertura será añadida con dos propósitos: guiar a la materia prima y al empaque al lugar adecuado en el sistema de sellado, y proteger al operador.

**Figura 3.46**  
*Concepto de sellador con láminas de cobertura*



Una simulación adicional, con la adición de una lámina protectora para cada mordaza y una película aislante de plástico de 9.5 mm, como se muestra en la figura anterior, fue realizada con el fin de determinar tanto la posición adecuada de la misma, como la transferencia de calor a través de elementos como tornillos, y si la misma significa un peligro para el operador.

Esta simulación será de estado transitorio, conservando algunas de las consideraciones realizadas en la anterior simulación, además de tomar en cuenta un espesor de aislante común en el mercado, junto con el espesor de la lámina adecuado con el fin de evitar deformaciones sobre la misma al aplicar el peso del material a dosificar, considerando su acción.

Con esas consideraciones, sucede lo siguiente:

**Tabla 3.16***Materiales usados en la simulación de aislamiento*

Variable	Dato
Material de la resistencia	Arseniuro de Níquel
Material de la interfaz	Compuesto térmico (a base de silicón)
Material de la mordaza	Aluminio
Material de la placa soporte	Acero suave
Material de aislamiento	Aire
Material de la lámina de cobertura	Acero inoxidable (AISI 304)

Para esta simulación en específico, se eligió el aluminio debido a sus propiedades térmicas similares a las del bronce dulce, y su reducido tiempo para alcanzar una temperatura ideal de operación en la superficie de contacto

**Tabla 3.17***Condiciones de frontera e iniciales de la simulación de aislamiento*

Variable	Valor	Unidad
Generación total de calor	1000	W
Temperatura inicial	25	°C
Temperatura de cierre	160	°C

Se mantienen las condiciones iniciales y de frontera usadas en la simulación anterior

A partir de los datos de esta simulación, es posible determinar si el material escogido es un adecuado aislante térmico (considerando que su temperatura de trabajo está por sobre los 250 °C), además de determinar si es adecuado mantener los pernos para conectar las mordazas.

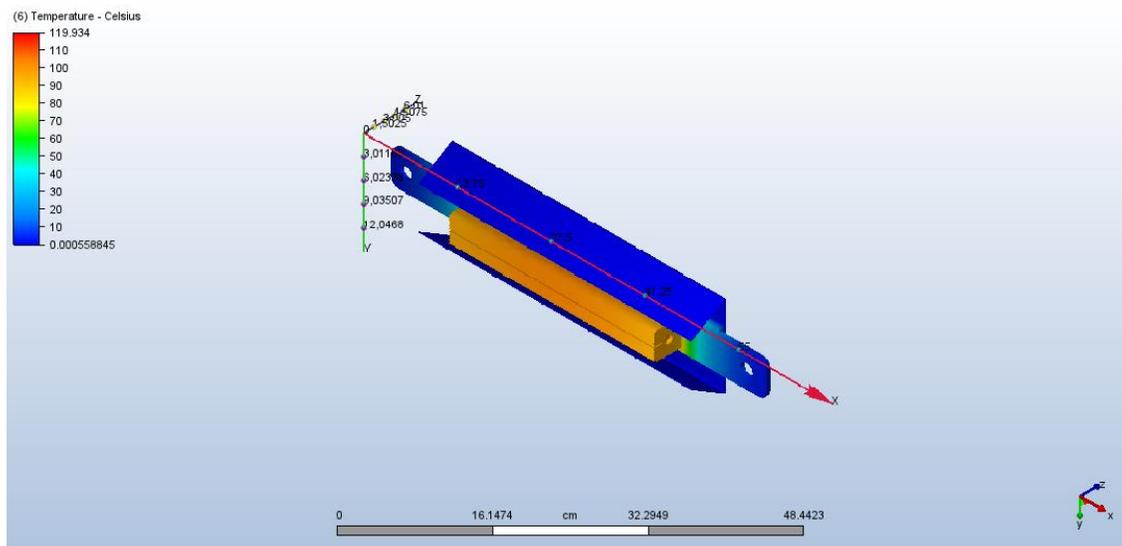
**Tabla 3.18***Resultados de la simulación de aislamiento*

Variable de control	Mordaza	Lámina	Pernos	Unidad
Temperatura máxima en la superficie	161.743	62.196	169.565	°C
Temperatura mínima en la superficie	163.027	31.162	65.365	°C
Temperatura media volumétrica	162.389	31.969	90.615	°C
Tiempo en alcanzar la temperatura mínima	187	187	187	s
Potencia térmica perdida en convección	0.002932	-	-	W

Los resultados tienden a ser similares debido a que el aislante evita tanto la pérdida por convección, como la transmisión de calor por conducción a uno de los lados.

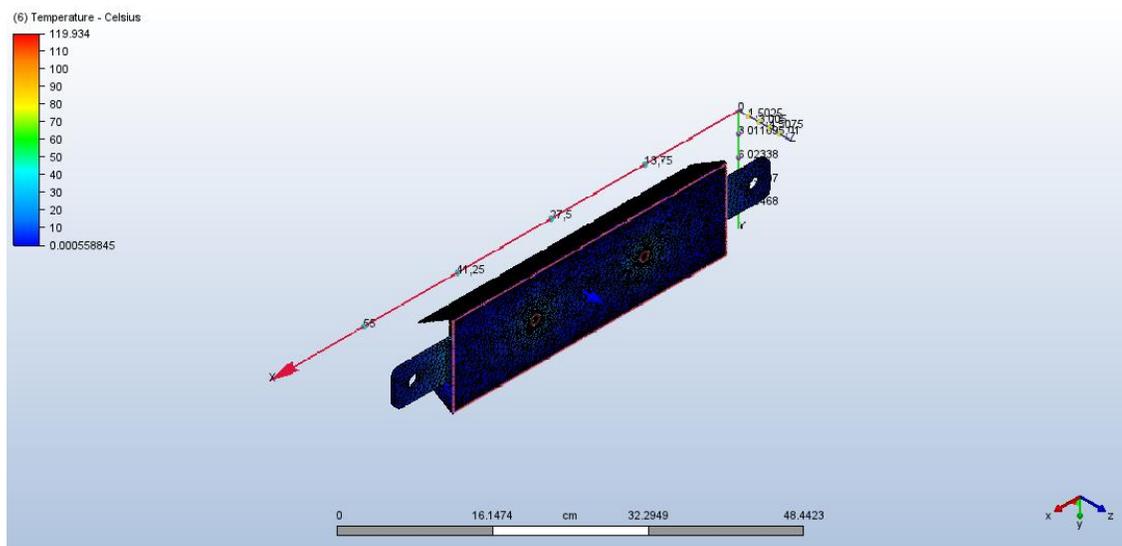
**Figura 3.47**

*Firma térmica de la mordaza*



**Figura 3.48**

*Firma térmica de la lámina de cobertura*



El silicón de sellado, además de ser un excelente aislante en el rango de temperatura requerido, cumple el objetivo de mantener la resistencia alejada del operador, además de

asegurar que el producto al ser empacado no se apoyará directamente sobre las mordazas, quemando y fisurando la funda.

Del modelado del sistema de sellado con placas de soporte, así como el modelado de los elementos de sujeción, aparecen las siguientes consideraciones:

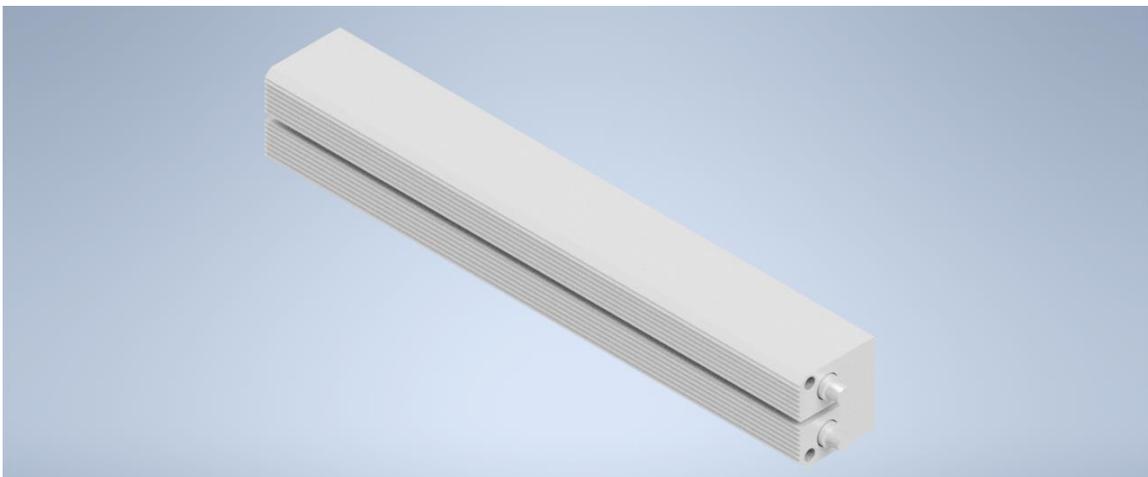
- Es necesario el uso de un aislante (ya sea un espacio de aire, o una pared sólida) con el fin de prevenir el daño al empaque o al operador.
- Es necesario separar los elementos de sujeción de las mordazas a los de la placa de cobertura, o en su defecto utilizar algún aislante térmico a base de silicón, ya que al ser elementos metálicos son buenos conductores térmicos.

#### **1.1.1.1. Uso de dos resistencias**

El uso de más elementos calefactores reduciría el tiempo necesario para calentar las mordazas a la temperatura de operación. Al usar dos mordazas, se duplica la adición de calor, lo cual reduce tiempos, y disminuye el uso de energía eléctrica. Sin embargo, es necesario considerar que la utilización de más resistencias simboliza el añadir componentes propensos al fallo.

Adicionalmente, la temperatura tendría que ser detectada en un punto medio de la mordaza, o detectada y promediada en dos diferentes puntos.

**Figura 3.49**  
*Mordaza con dos resistencias*

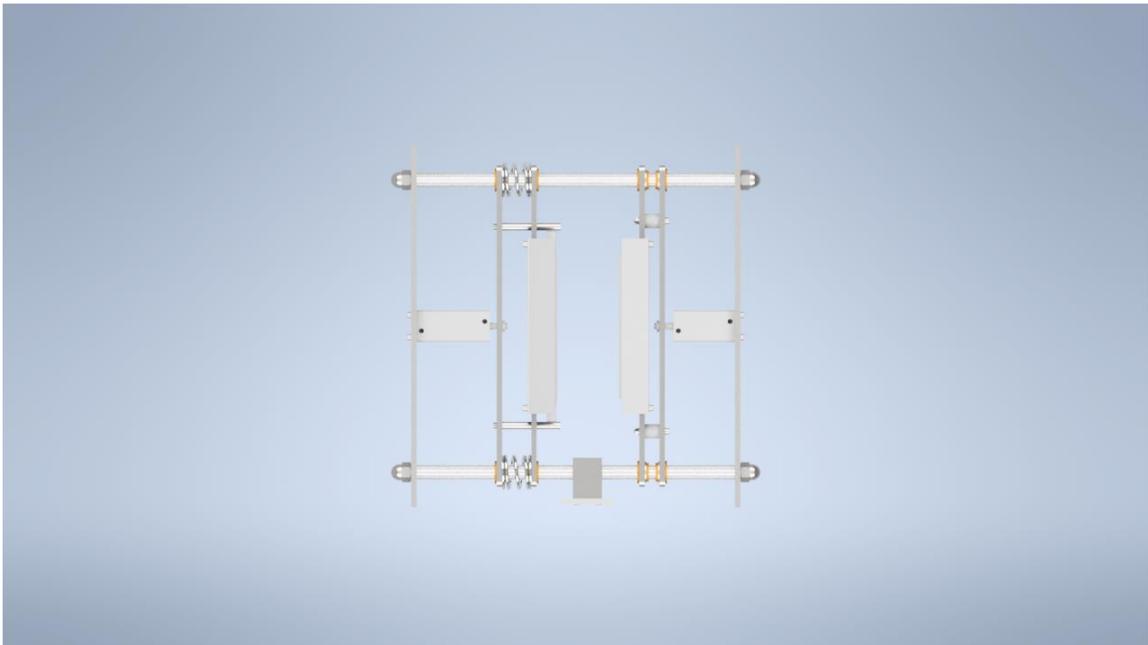


### ***Implementación de muelles en mordazas***

El uso de muelles o resortes tiene el fin de asegurar que la mordaza ejerza la presión requerida sobre el empaque, y a su vez permitir el ajuste de esta fuerza según los requerimientos de empaqueo. Los muelles o resortes permiten regular la fuerza en función de la distancia, ya que la constante de resorte funciona de manera lineal. Con esas consideraciones, el concepto propone la inclusión de muelles de compresión en la mordaza posterior, con el fin de asegurar tanto la presión necesaria sobre el empaque, como una aplicación homogénea de la misma.

#### **Figura 3.50**

*Sistema de sellado con muelles de compresión*



Nótese que al agregar muelles de compresión es necesario de igual manera agregar una placa adicional al conjunto de la mordaza posterior, la cual aumentaría el peso, y por tanto la fuerza requerida por el cilindro neumático para mover el conjunto. Además, es importante destacar que los muelles de compresión no son exclusivamente usados para estas aplicaciones. Su uso es amplio, tanto en matricería, como en cualquier otra aplicación que requiera una regulación de fuerza. Parámetros como la adecuada aplicación de presión son importantes para

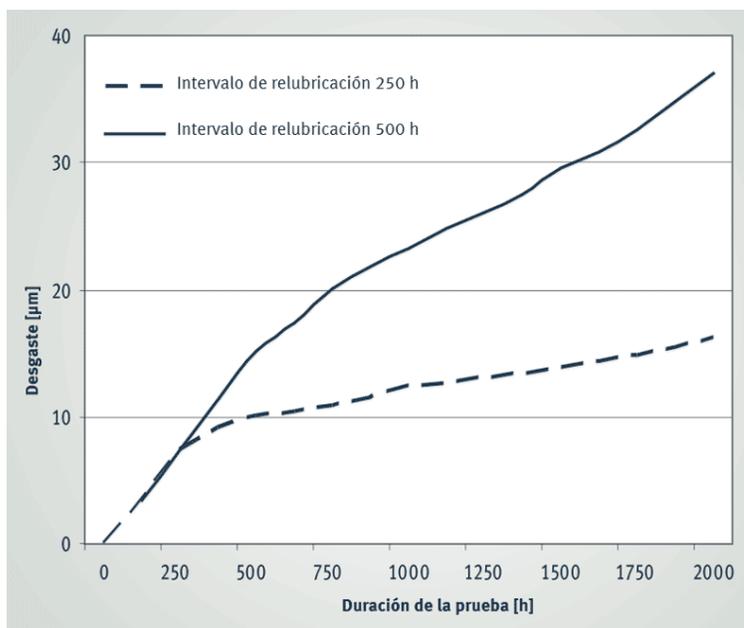
asegurar un sello adecuado. Es necesario tomar en cuenta que, al ejercer presiones menores a la requerida, el sellado es insatisfactorio, mientras que presiones demasiado altas fracturarán el sello. (Green, 2017)

Una de las consideraciones necesarias es la simplificación del sistema. Al trabajar en

### ***Uso de cojinetes***

En su manual de selección de cojinetes de fricción, SKF (2020) señala que pueden esperarse coeficientes de fricción de 0.08 a 0.15, siempre que los mismos se encuentren debidamente lubricados o engrasados. Se recomienda para este tipo de aplicaciones el uso de grasas saponificadas, con un intervalo de lubricación no mayor a las 500h de operación

**Figura 3.51**  
*Desgaste de cojinetes de fricción según su lubricación*



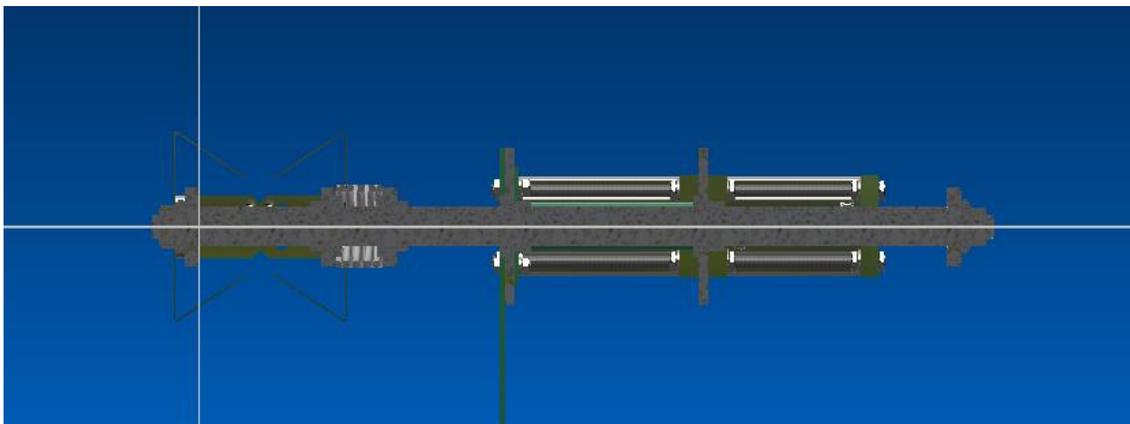
Con las consideraciones de lubricación, además del funcionamiento del sistema, es necesario reducir el desplazamiento del eje lo máximo posible, con el fin de reducir la necesidad de lubricación del mismo, o el desgaste sobre los cojinetes. Ambas mordazas pueden ser accionadas por dos actuadores distintos, con el fin de reducir la cantidad de elementos móviles.

De lo contrario, sería necesario usar un mecanismo que permita el desplazamiento simultáneo de las mordazas, algo que no se puede lograr fácilmente sin añadir elementos mecánicos adicionales, lo cual significa más peso, lubricación y mantenimiento.

Al apoyar un pistón contra otro, con la ayuda de bridas diseñadas para estos pistones, se reduce la necesidad de usar elementos especiales para la fijación de los mismos. Sin embargo, es necesario tomar en cuenta que, en el lado del vástago, la luz del mismo se reduce, y, por tanto, es necesario tomar en cuenta esa distancia al dimensionar las placas, y la sujeción de las mismas al cilindro.

**Figura 3.52**

*Corte del sistema de sellado*



Como se puede ver en el corte de la figura anterior, el eje que guía las mordazas, y que porta la mordaza exterior (o mordaza frontal) básicamente reposa sobre la estructura con ayuda de cojinetes de fricción, los cuales evitarían el desgaste sobre las otras piezas. Sin embargo, es necesario el uso de lubricación (en este caso, se recomienda el uso de grasas), o utilizar cojinetes autolubrificantes (generalmente, elaborados con bronce sinterizado).

***Prueba de concepto del sistema sellador – niquelina tensada***

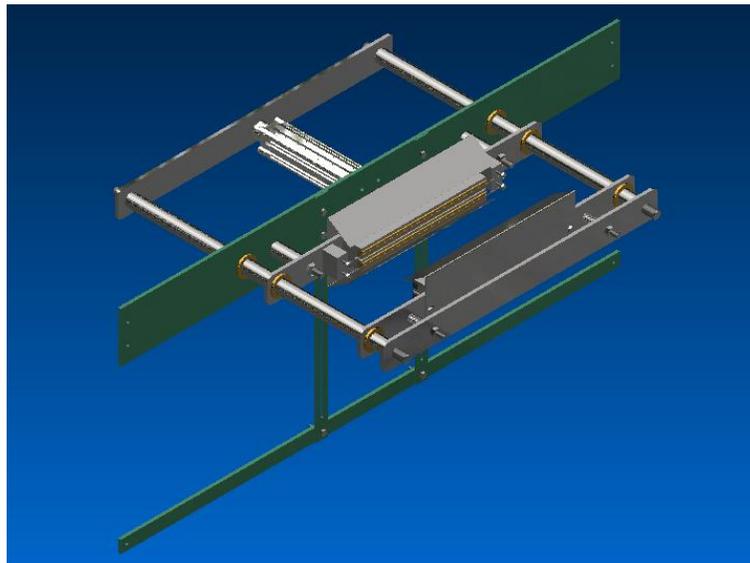
Las selladoras con niquelinas generalmente no requieren un esfuerzo elevado para asegurar el sello del empaque completamente, sin embargo, es necesario asegurar que existe una

presión de entre 20 a 24 psi (o entre 0.135 y 0.160 MPa) para asegurar la hermeticidad y homogeneidad del sello.

Con esas consideraciones en cuenta, el diseño preliminar del sistema sellador de niquelina tensada tendría dos elementos de sellado, uno para el sello superior y otro para el sello inferior, dispuestos de la siguiente manera:

**Figura 3.53**

*Concepto del módulo sellador con niquelinas*



Hay que destacar varias diferencias en cuanto al sistema anterior, principalmente el hecho de que la mordaza frontal es ahora la que se desplaza, lo cual permite reducir el tamaño de la tolva de dosificación, y por tanto evitar esfuerzos innecesarios sobre la lámina que la conforma. Además de eso, el hecho de tener un área de sellado más corta (aprox. 1000mm<sup>2</sup>) reduce la fuerza requerida para el sellado, por lo cual se reduce a su vez el tamaño del cilindro requerido para este sistema, según se determine en los cálculos.

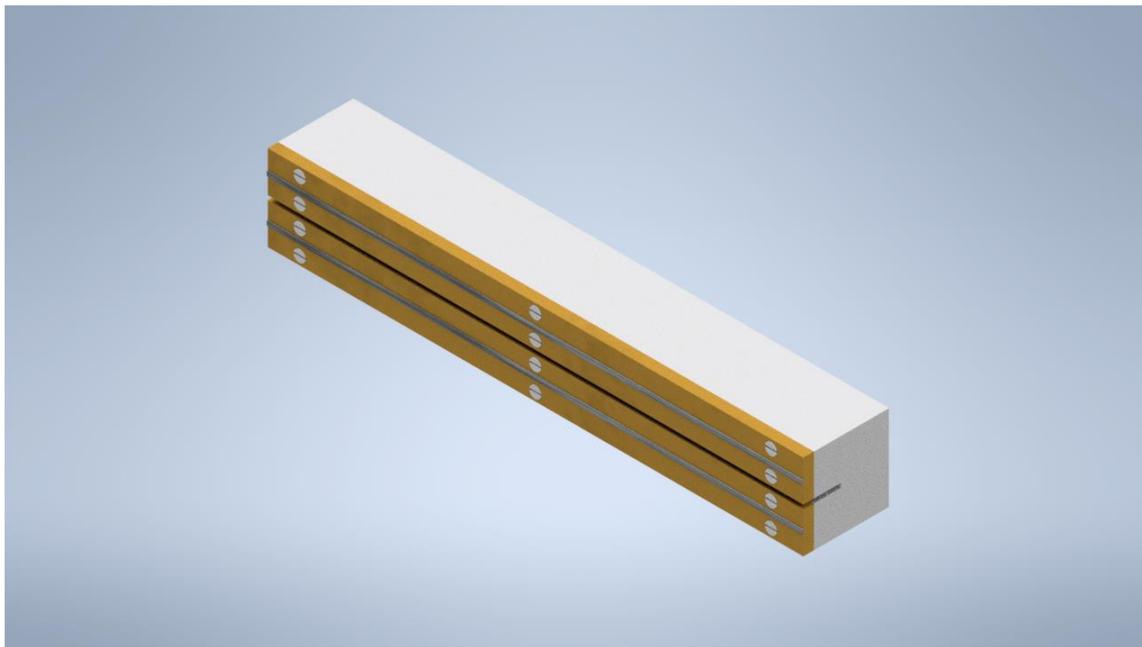
Se conservan los muelles, con el fin de usarlos para proporcionar la fuerza necesaria para realizar el corte con una cuchilla. A su vez, los resortes proporcionan el desplazamiento necesario

para ejecutar esta acción. Sin embargo, es necesario tomar en cuenta las fuerzas sobre las mordazas y el empaque, lo cual puede causar problemas.

Los beneficios del uso de niquelinas recaen en el bajo consumo eléctrico de las mismas comparadas con sistemas de sellado que usan resistencias tubulares, o sistemas de ultrasonido para calentar las mordazas. Sin embargo, la reducción de área de sellado es considerable, lo que resulta en una menor hermeticidad, y, por tanto, no lo hace adecuado para productos con una vida útil bastante larga (el cual no es el caso de los productos que son enfoque de este proyecto).

Con el fin de simplificar la simulación, se eliminarán los bordes de la niquelina, asumiendo que solo la parte en contacto con la mordaza se calienta. Esta sección está en contacto con un aislante de nylon.

**Figura 3.54**  
*Modelo simplificado de sellador de niquelinas*



A continuación, se realiza una simulación térmica para determinar el tiempo que se debe calentar la bolsa para llegar a la temperatura requerida.

**Tabla 3.19***Materiales usados en la simulación de niquelinas*

Variable	Dato
Material de la niquelina	Arseniuro de Níquel
Material de la interfaz	Nylon
Material de la mordaza	Acero Inoxidable (AISI 316)
Material de los sujetadores	Acero suave

Las condiciones de frontera, definidas en función de datos de fabricantes de niquelinas, toman en consideración la temperatura necesaria para producir un sello hermético en el material de sellado, así como la potencia de las mismas.

**Tabla 3.20***Condiciones de frontera e iniciales de la simulación de niquelinas*

Variable	Valor	Unidad
Generación total de calor	150	W
Temperatura inicial	300	K
Temperatura de cierre	190	°C

La potencia está definida en función a información de fabricantes de niquelinas de sellado.

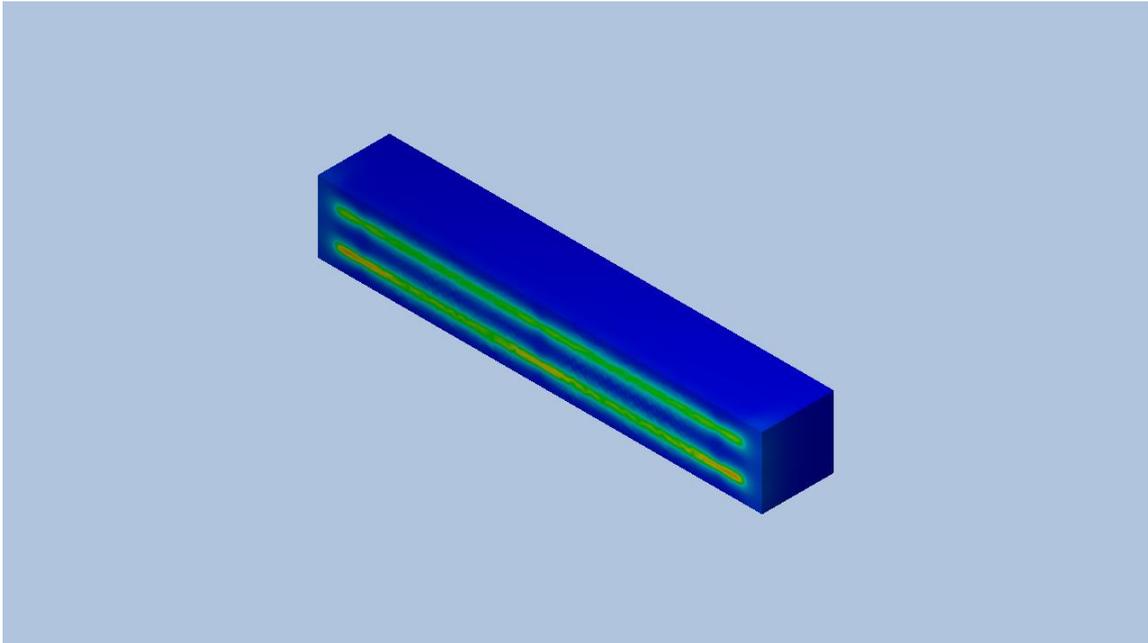
Consideraciones necesarias para el uso de niquelinas en vez de resistencias de cartucho incluyen la necesidad de una interfaz entre la funda y el elemento calefactor, generalmente de nylon. Además, su limitada área de operación dificulta la creación de un sello hermético, lo cual es esencial para ciertos productos.

Los resultados de dicha simulación son:

**Tabla 3.21***Resultados de la simulación de niquelinas*

Variable de control	Mordaza	Lámina	Niquelina	Unidad
Temperatura máxima en la superficie				°C
Temperatura mínima en la superficie				°C
Temperatura media volumétrica				°C
Tiempo en alcanzar la temperatura mínima				s
Potencia térmica perdida en convección				W

**Figura 3.55**  
*Firma térmica de las niquelinas*



#### **Prueba de concepto de la estructura**

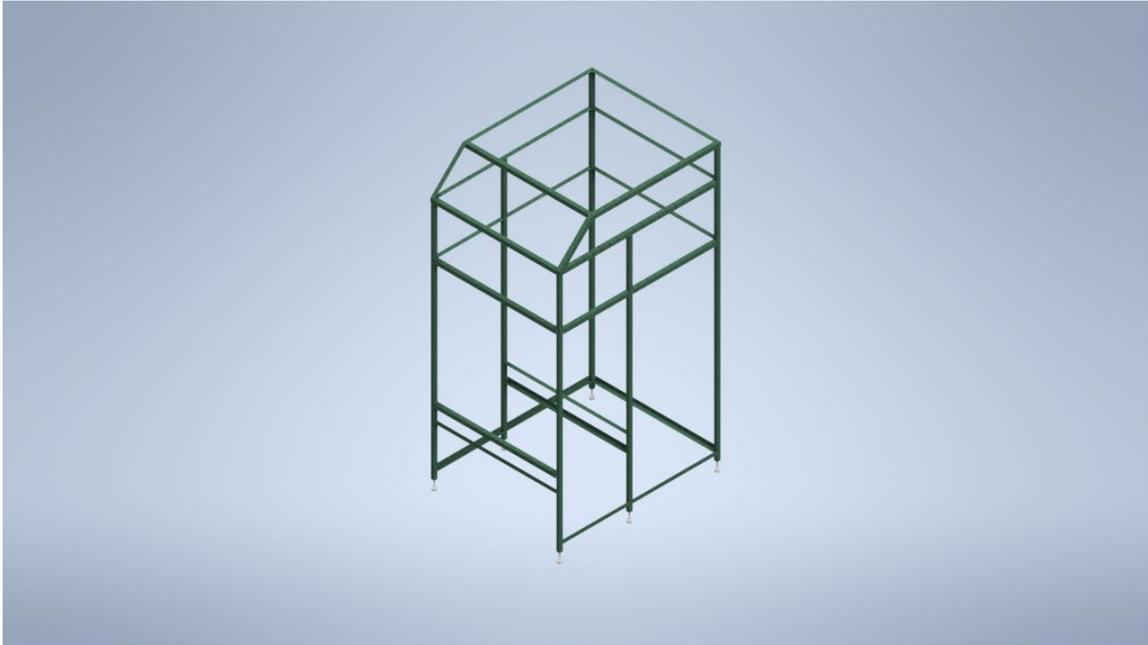
Considerando las condiciones anteriores, la estructura debe tener un diseño modular, es decir, que permita un cambio de los módulos de empaque, dosificación y sellado según el cliente lo requiera. Fabricar la estructura es un proceso relativamente sencillo en comparación con los demás sistemas, que, dependiendo de sus características, ciertas piezas requieren el uso de controladores CNC.

La estructura deberá tener dimensiones apropiadas para sostener tanto la tolva como los sistemas de dosificación, empaque y sellado, así como para contener en su interior al cajetín de la máquina, y su panel de control.

Adicionalmente, es necesario tomar en cuenta los espacios necesarios para el montaje y desmontaje de las partes móviles de la máquina, además de posibles readecuaciones que se realicen a la misma, con el fin de instalar sistemas completamente automatizados, según se requiera.

Con esas consideraciones, el modelo de la estructura será modelado de la siguiente manera:

**Figura 3.56**  
*Concepto de la estructura*



La estructura debe cumplir ciertas consideraciones de diseño, definidas en base al código AISC 360, con consideraciones de cargas muertas (o fijas), cargas vivas (o cíclicas) y frecuencias diferentes a la frecuencia de operación de los módulos. Además de eso, es necesario optimizar el peso de la misma, y el costo, por lo tanto.

Los módulos se fijarán a la estructura mediante pernos, para los cuales se determinará el tamaño de la junta más crítica, en función de las cargas establecidas en análisis dinámicos y estáticos previos al diseño de la estructura. Adicionalmente, se determinará la precarga requerida en función de los valores obtenidos en dichas simulaciones.

La estructura se mantendrá en el suelo con la ayuda de ruedas con bloqueo de posición, con el fin de mantenerla en su lugar. Además de eso, será recubierta en la parte inferior con

láminas de tol galvanizado, con el fin de evitar atrapamientos en las partes móviles de la misma, así como proteger los componentes neumáticos y eléctricos.

Sin embargo, esta estructura tiene un problema significativo, ya que requiere que el operario se eleve una altura de aproximadamente 2m para colocar el material a dosificar en la tolva. Lo cual dificulta la operación de la máquina.

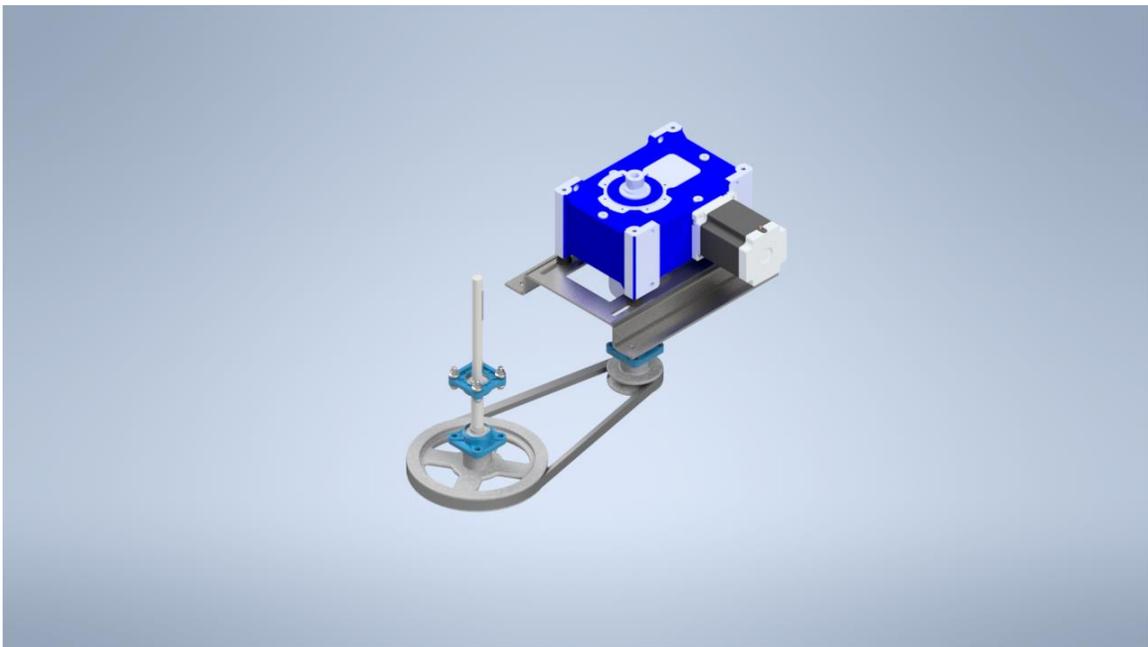
Es por esto, que del concepto anterior se realizarán modificaciones, tomando en consideración

#### ***Prueba de concepto de soporte de motor***

Al existir diferencias entre fabricantes de motores, cajas de reducción y otros componentes, es necesario diseñar un soporte de motor que sea fácilmente desmontable, además de intercambiable, y capaz de permitir el uso de soportes antivibratorios (lo cual es necesario para asegurar tanto la resistencia del motor como de los componentes móviles).

Con esas consideraciones, el concepto del soporte de la caja del motor sería el siguiente:

**Figura 3.57**  
*Soporte de motor*

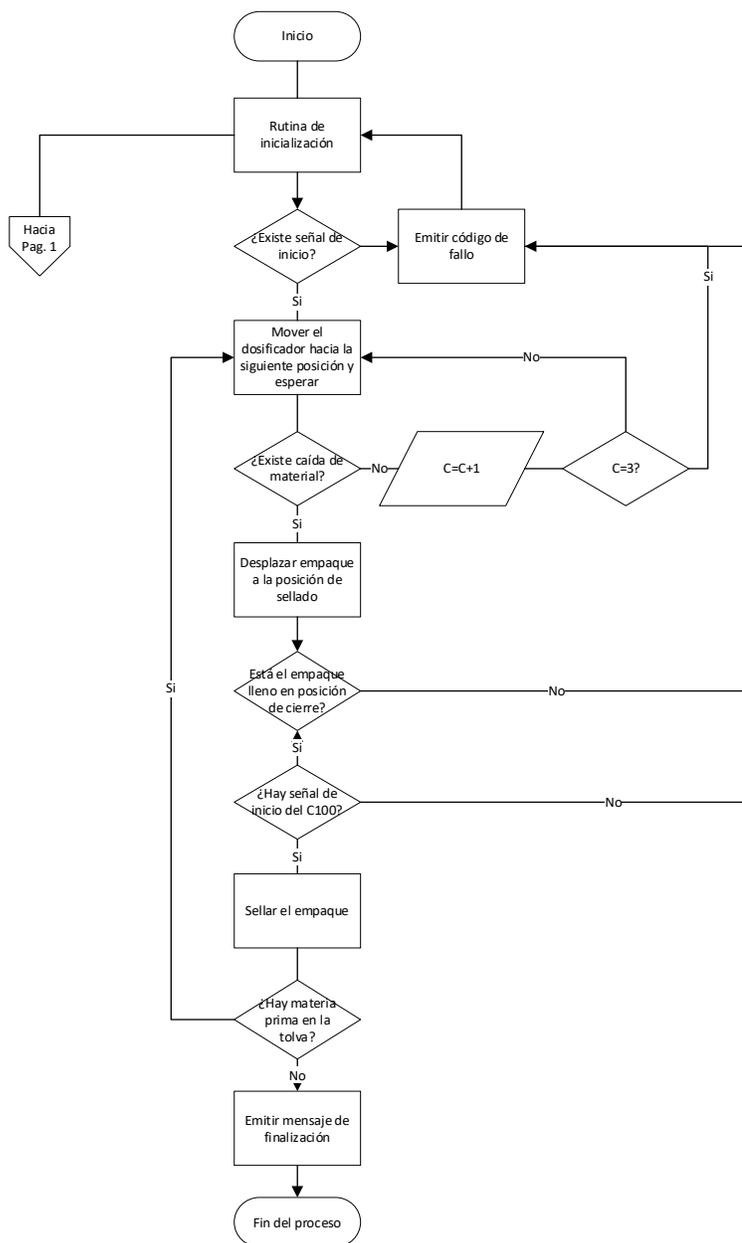


### Diseño del concepto de sistema de control

El sistema de control al inicio, será realizado en LOGOsoft, de Siemens. Debido a que el mismo está hecho de manera que pueda ser simulado, y aproveche el display del PLC para mostrar ciertas alertas. Para iniciar con la programación del mismo, es necesario empezar con diagramas de flujo de los procesos de la máquina

**Figura 3.58**

*Flujograma de la máquina*



### ***Definición de parámetros y variables a controlar***

Con la finalidad de determinar qué grado de control tendría la máquina, es necesario realizar un análisis similar a los otros pasos, con la finalidad de decidir que variables se controlarán por parte del PLC, que variables se controlarán por sistemas integrados aparte, y que variables se controlarán manualmente.

- Variables a controlar por el PLC
  - Velocidades y torques de motores.
  - Tiempos de activación y desactivación de electroválvulas y actuadores.
  - Velocidad del formado del empaque
- Variables a controlar por lazos de control fuera del PLC
  - Temperatura de mordazas (1 lazo de control por cada mordaza).
  - Tensión del empaque
  - Presión de aire en el sistema
- Variables a controlar manualmente
  - Encendido/apagado de la máquina
  - Pretensado de empaques

### ***Preselección de componentes***

En función de las restricciones definidas anteriormente, se preseleccionan los siguientes componentes:

- Sistema de dosificación
  - Sensores
    - Sensor de nivel de tolva
    - Sensor de vaciado de dosificador
    - Sensor de posición de dosificador

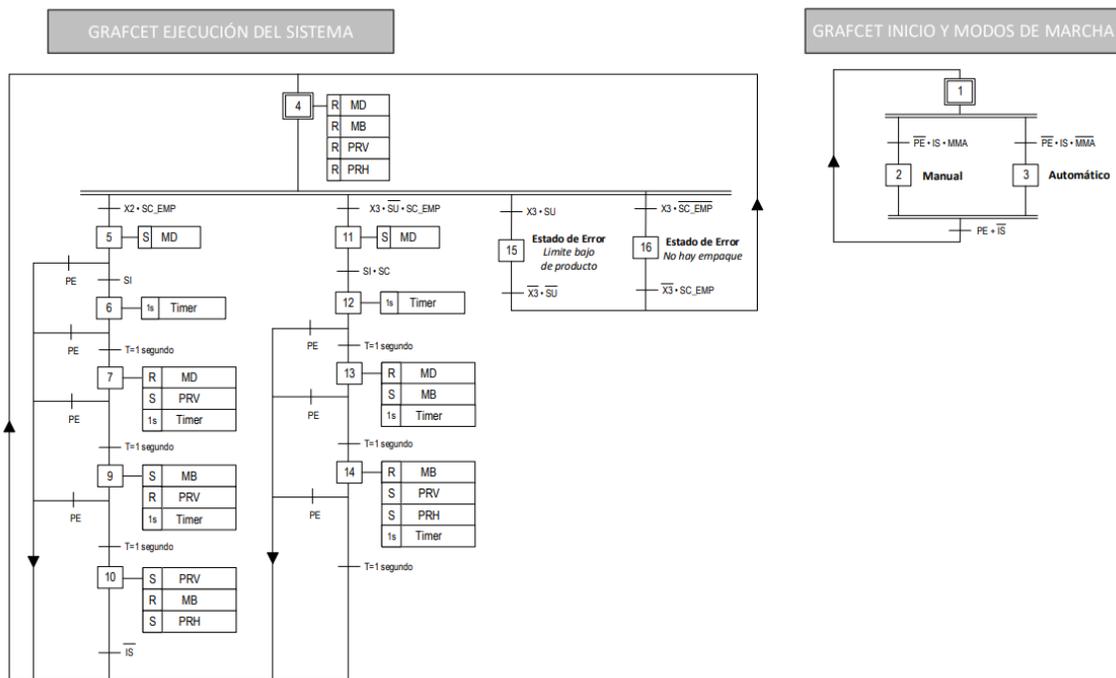
- Actuadores
  - Servomotor de dosificador
- Sistema de formado de empaques
  - Sensores
    - Sensor de posición de empaque
    - Sensor de tensión de empaque
  - Actuadores
    - Servomotor de formador
    - Freno de sistema de distribución de empaque
- Sistema de sellado
  - Sensores
    - Sensores de posición de cilindros neumáticos
    - Sensores de temperatura de mordazas
  - Actuadores
    - Cilindros de sellador horizontal
    - Cilindros de sellador vertical
    - Resistencias de cartucho

Con la definición de los posibles sensores a utilizar, el siguiente paso lógico es continuar con un prediseño del sistema de control con la ayuda de LOGO!Soft Comfort V8.3, en su versión de prueba:

#### ***Prediseño del sistema de control en logo***

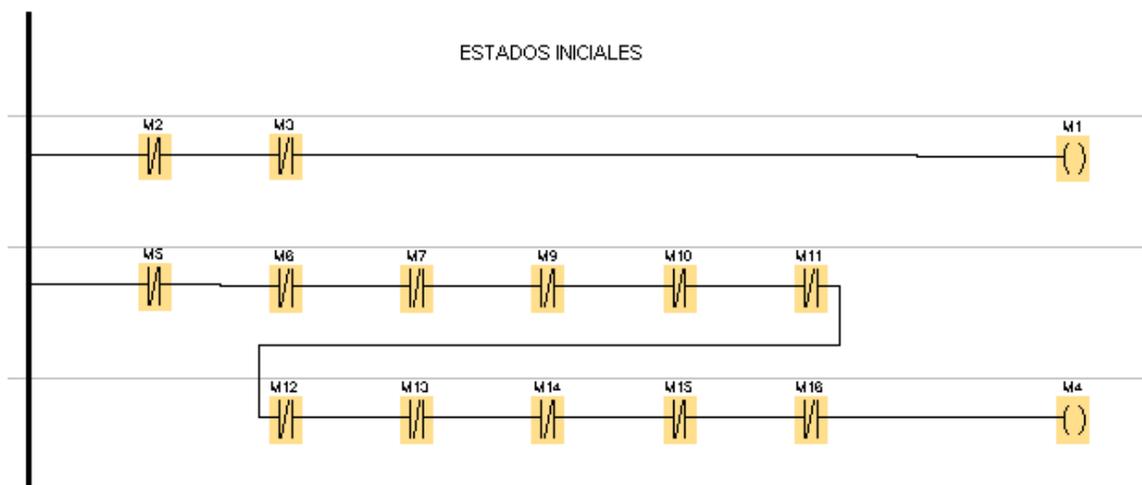
Para empezar con el prediseño del sistema, es necesario como paso inicial hacer una definición de posibles variables a utilizar, y un GRAFCET del funcionamiento de la máquina con la finalidad de definir una lógica que después será trasladada al PLC mediante código LADDER.

**Figura 3.59**  
Prediseño del GRAFCET del sistema

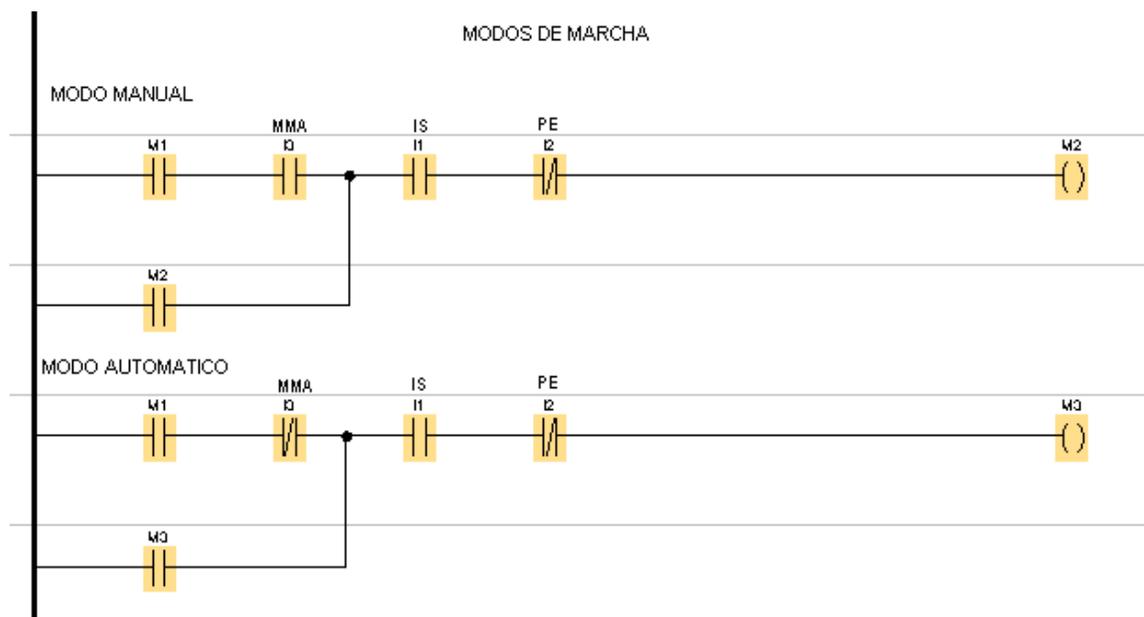


En función de este GRAFCET, establecemos la programación en LOGO!Soft:

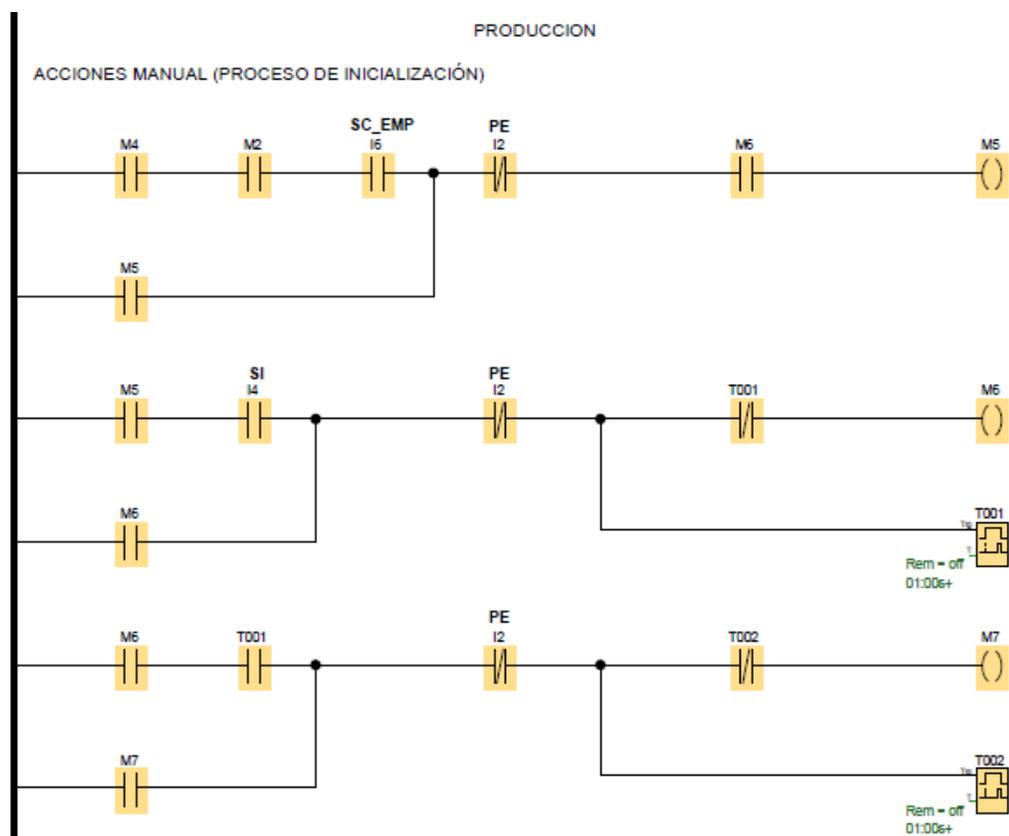
**Figura 3.60**  
Código LADDER - estados iniciales



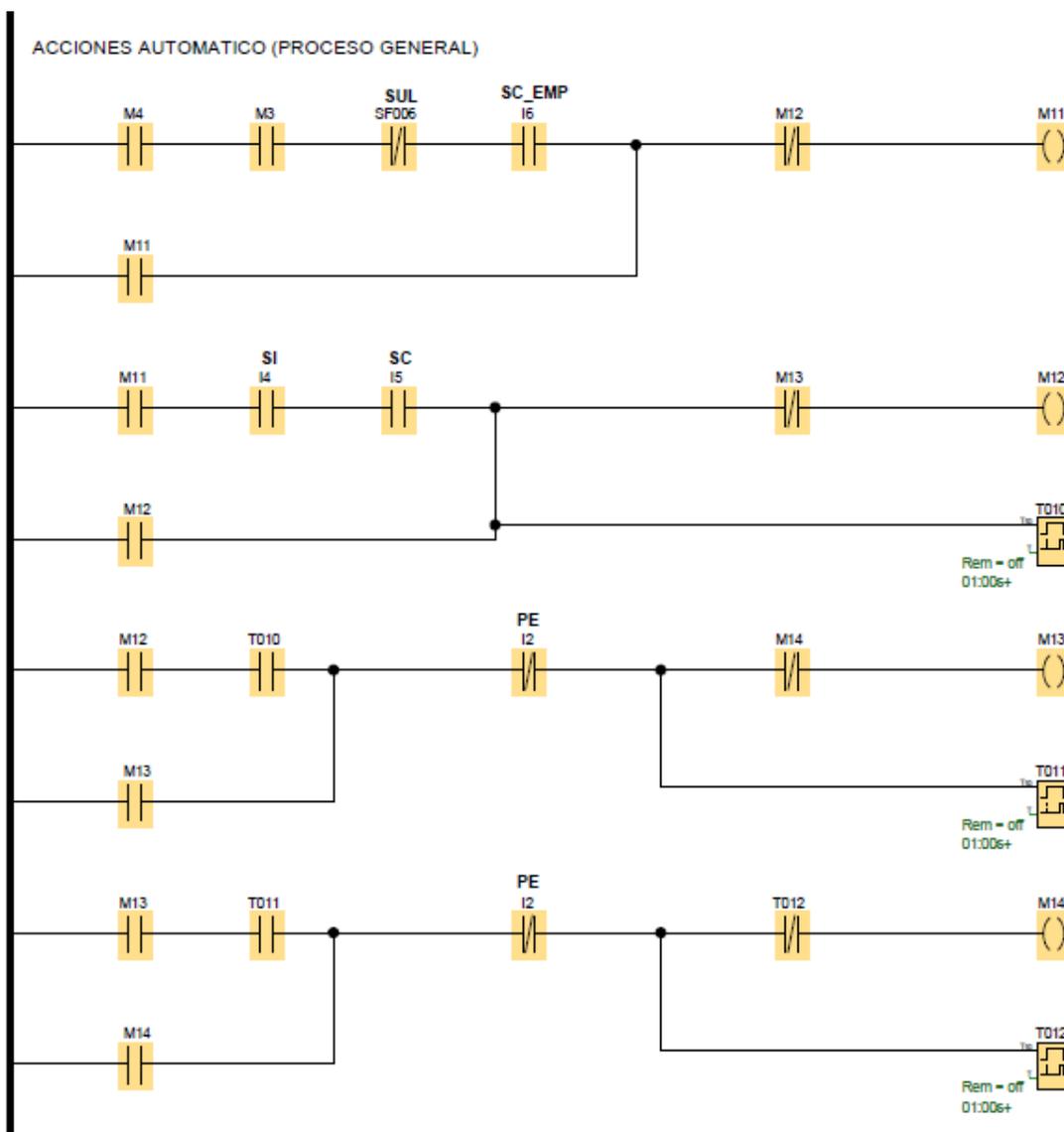
**Figura 3.61**  
Código LADDER - modos de marcha



**Figura 3.62**  
Código LADDER - modo de producción (manual)

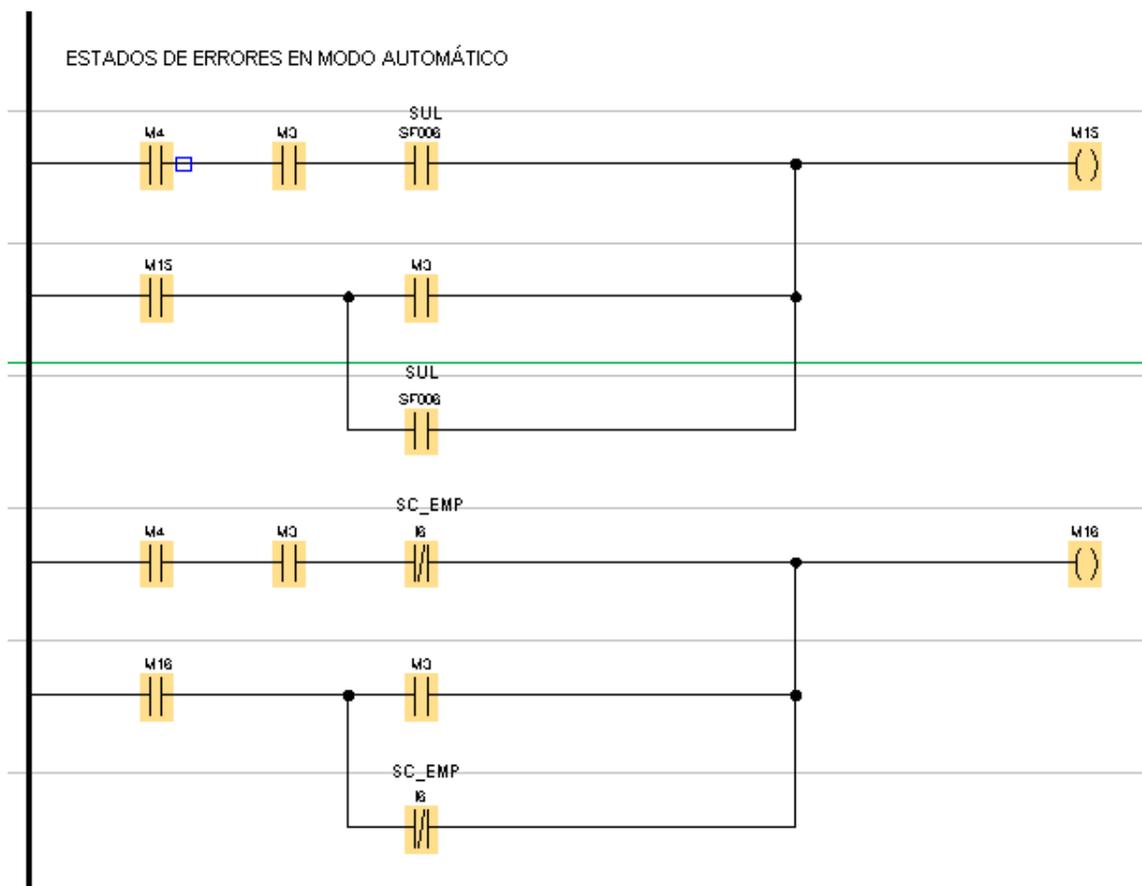


**Figura 3.63**  
 Código LADDER - modo de producción (automático)



Adicionalmente a los modos de operación, se incluyen modos de detección de errores, con la finalidad de determinar cuales son los posibles fallos que pueda tener la máquina, y ayudar al operario a poder corregir los mismos.

**Figura 3.64**  
*Código LADDER – detección de errores (automático)*

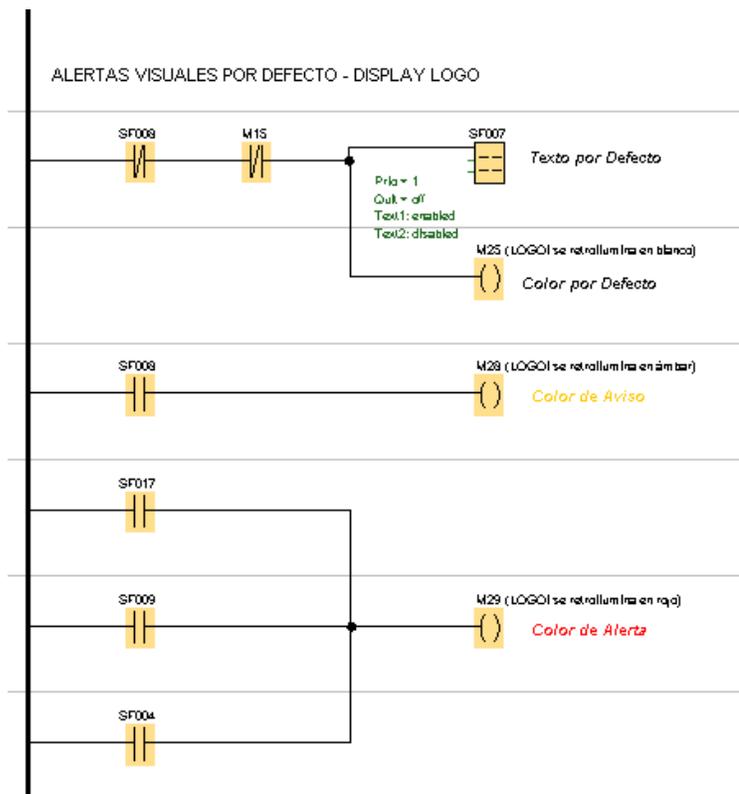


Utilizando el display integrado en el PLC como una especie de HMI, podemos mostrar ciertos estados de alarma, así como precauciones que debe tener el operador.

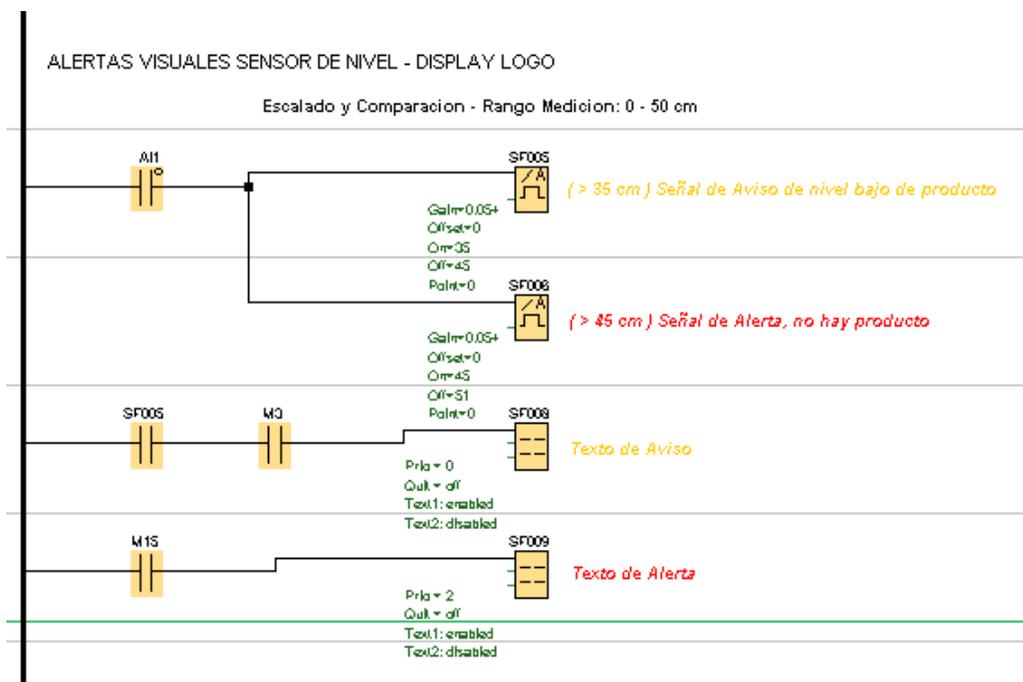
La idea es crear una rutina con marcas adicionales que se conectarían de una en una para mostrar los mensajes. El cambio de marcas (alarmas) en el display se realiza con las marcas de alarma y una secuencia de cambio. De este modo se visualizaría en la pantalla un aviso cada vez, según corresponda al error.

Las alarmas mostradas estarían de la siguiente manera:

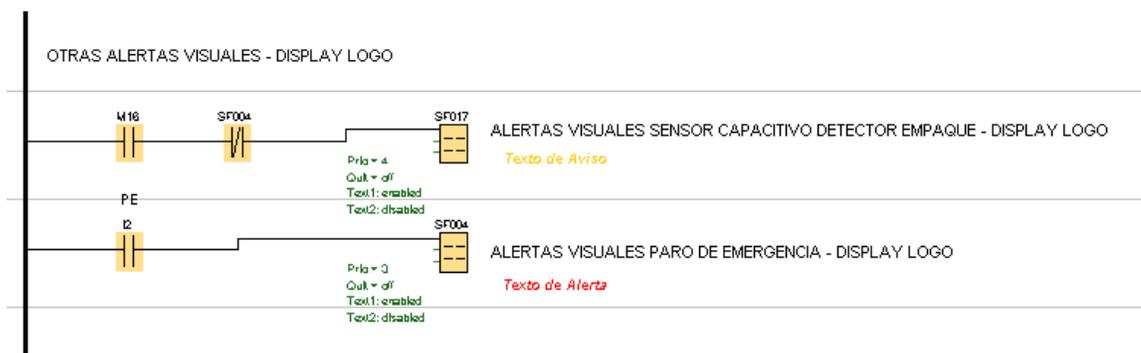
**Figura 3.65**  
Código LADDER – alertas visuales (general)



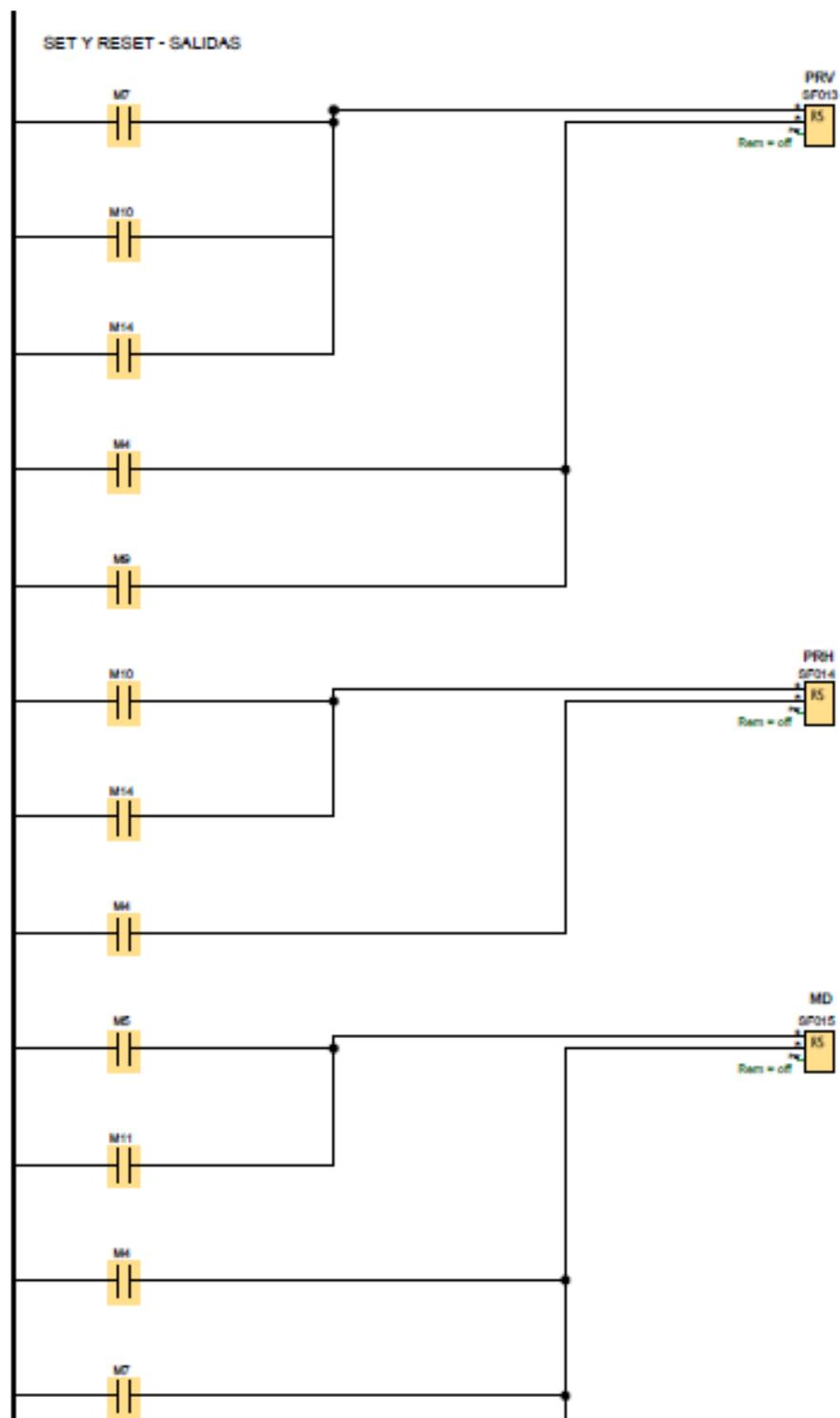
**Figura 3.66**  
Código LADDER – alertas visuales (nivel)



**Figura 3.67**  
Código LADDER – alertas visuales (otros)



**Figura 3.68**  
Código LADDER – conexiones de salidas (seteo/reseteo)



**Figura 3.69**  
*Código LADDER – conexiones de salidas (activación)*



### Iteraciones y unión de sistemas

Finalmente, el proceso de unión de sistemas permite verificar que los mismos están de acuerdo a los requerimientos establecidos en 3.1.1, además de permitirnos verificar que todos los sistemas tengan espacio entre sí. El primer ensamble, por tanto, resulta de la siguiente forma:

**Figura 3.70**

*Primer ensamble de componentes*



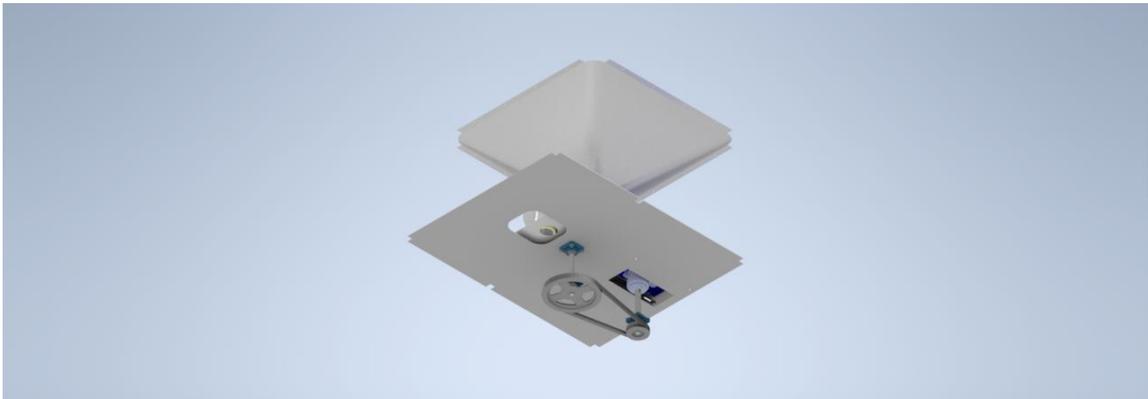
Al realizar el ensamble, aparecen obvias posibilidades de mejora:

- De mantenerse las dimensiones actuales del bastidor, existirían interferencias en la posición de los cojinetes inferiores del dosificador.
- Es necesario nivelar la placa de soporte, ubicada en la parte superior del conjunto formador, con los cojinetes inferiores, con la finalidad de usar un solo elemento de soporte estructural entre ambos sistemas.
- El sellador vertical aún no tiene un soporte correctamente definido.
- El sellador horizontal tiene su centro de gravedad hacia adelante, lo que se podría resolver con un rediseño de la placa de soporte del mismo, o el diseño de elementos de soporte en la sección frontal.
- El conjunto formador de empaques está diseñado de tal manera que los ejes son demasiado largos, lo que traería problemas de ajuste, alineación y tensión de poleas.

Por tanto, despejando estos problemas uno por uno, el proceso inicia por el dosificador. Los ejes por tanto se alargan de manera que se alineen con la manga formadora, reduciendo el número de elementos de soporte requeridos y simplificando el diseño del bastidor.

**Figura 3.71**

*Rediseño del subsistema de transmisión de potencia*



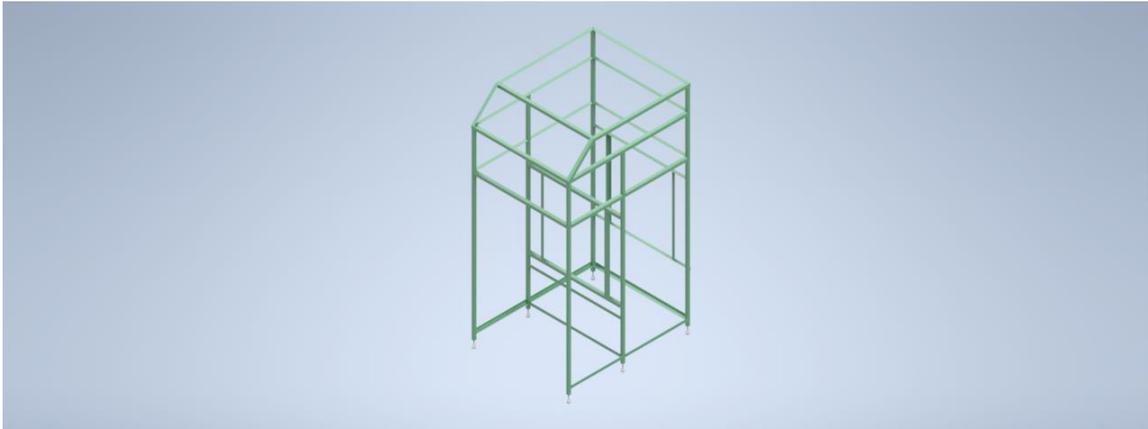
Es necesario considerar que cada elemento de transmisión de potencia debe tener suficiente espacio como para rotar y desplazarse libremente, sin que las coberturas o el bastidor en si causen alguna interferencia con el mismo.

Adicionalmente, se debe evitar que la tolva del formador de empaques tenga contacto con las poleas y bandas del dosificador.

Una vez solucionado este problema, es necesario un rediseño del bastidor, con la intención de crear soportes para los sistemas distintos de la máquina, incluyendo el formador de empaques.

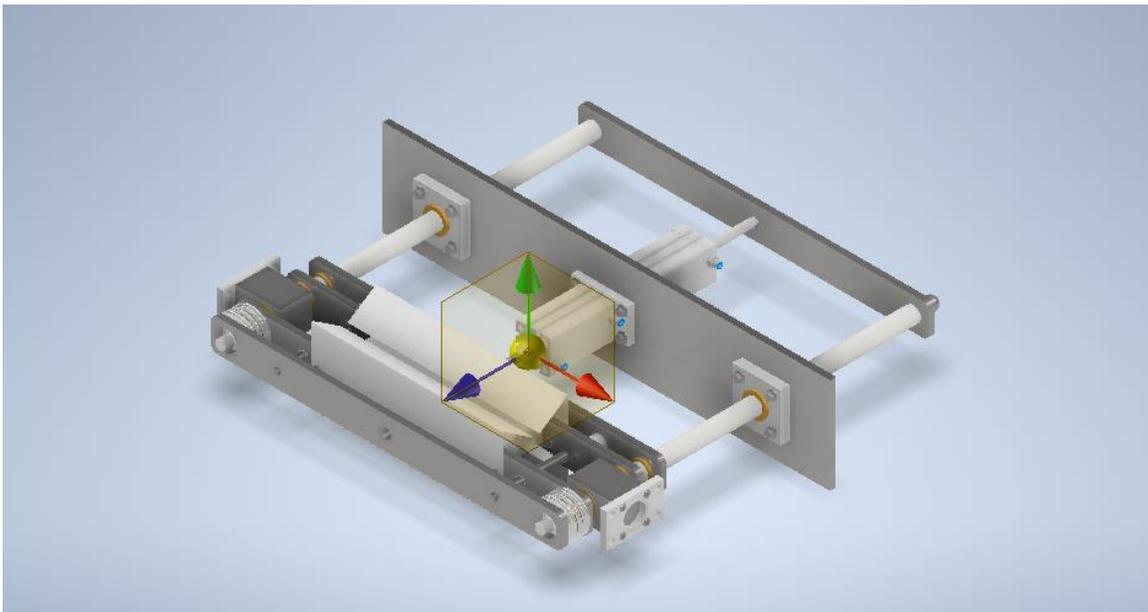
La idea tras este rediseño es acoplar tanto el sistema de distribución y tensión de empaque junto con el sistema de formado del mismo. Adicionalmente, de crear los nervios donde reposará la placa sujetadora del formador de empaques, junto con la parte inferior del dosificador. Por tanto, el nuevo bastidor quedaría de la siguiente forma:

**Figura 3.72**  
*Rediseño del bastidor con soportes para formador*



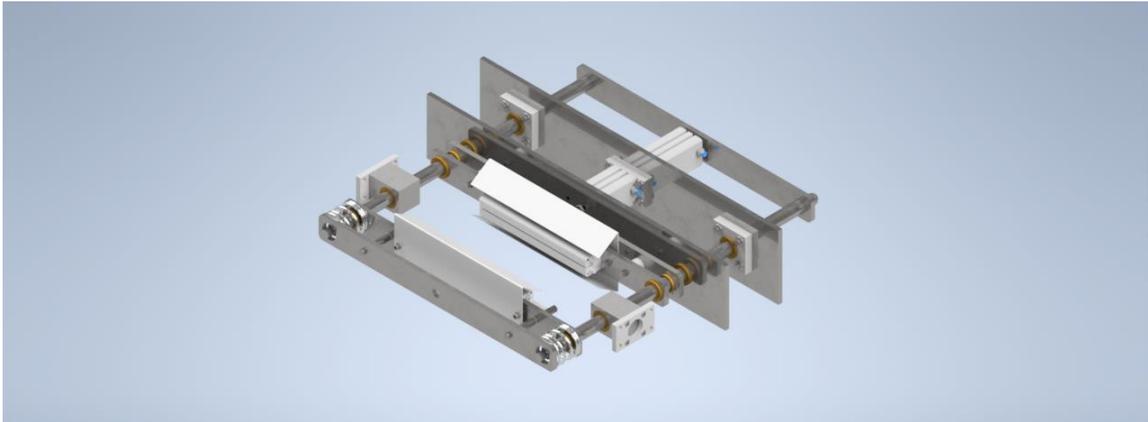
En esta iteración, también se busca desarrollar un soporte nuevo para el sistema de sellado, ya que el centro de gravedad del mismo dista mucho de la posición actual del soporte. Con esto, se busca que el movimiento del mismo no provoque desplazamientos ni rotación de las mordazas, con el fin de evitar problemas de sellado relacionados.

**Figura 3.73**  
*Centro de gravedad de sellador*



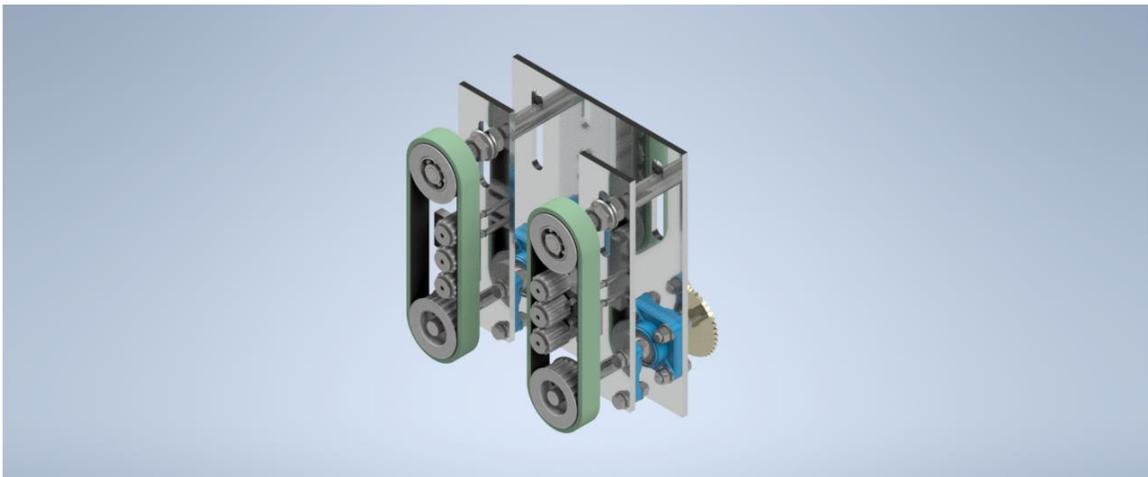
Con esas consideraciones, la placa de soporte sería ubicada en el frente del cilindro compacto de la mordaza posterior, de la siguiente manera:

**Figura 3.74**  
*Rediseño del sistema de sellado horizontal*



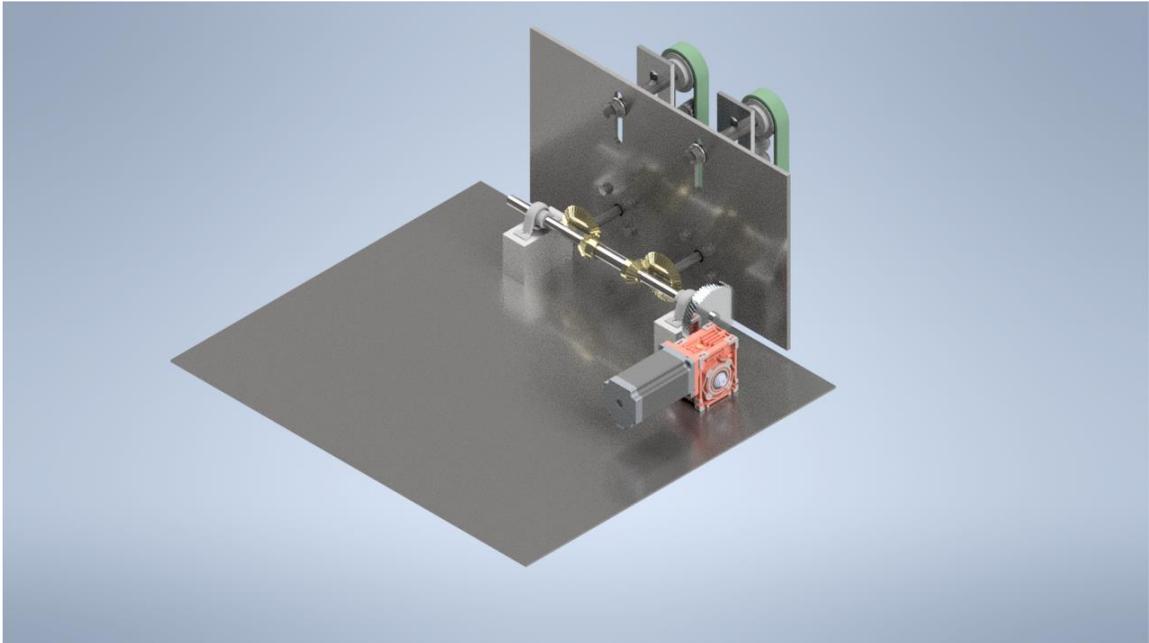
Con las nuevas restricciones de espacio, es necesario desplazar el sistema de formado de empaques de igual manera. El objetivo de realizar esto es ajustar el mismo a las nuevas dimensiones de la máquina, con el fin de asegurar la resistencia estructural de la misma, y evitar tener que crear nervios dedicados exclusivamente a la fijación de este.

**Figura 3.75**  
*Redimensionamiento del sistema de tracción de empaques*



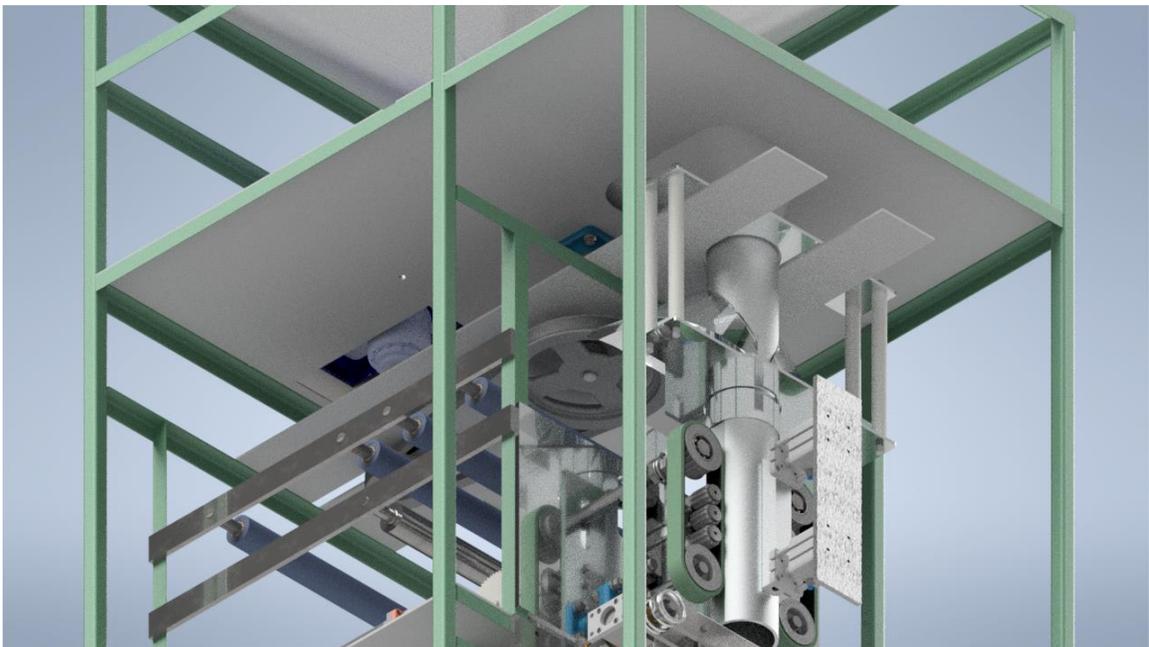
Adicionalmente, se acoplan los elementos de sujeción y transmisión a una placa de soporte estructural, que también ayudará a soportar el cilindro o rodillo que soporta la bobina de empaque, junto con sus elementos (freno magnético, rodamientos, etc.).

**Figura 3.76**  
*Transmisión de potencia en formador de empaques*



Finalmente, la placa de soporte estructural de la manga formadora tiene que estar acoplada a la misma, usando las ranuras que esta tiene para unirla mediante pasadores y pernos.

**Figura 3.77**  
*Placa de soporte inferior de dosificador*



Tomando en consideración todo lo establecido, el diseño de la máquina quedaría de la siguiente forma, en su primera iteración

**Figura 3.78**

*Primera iteración del diseño de la máquina*

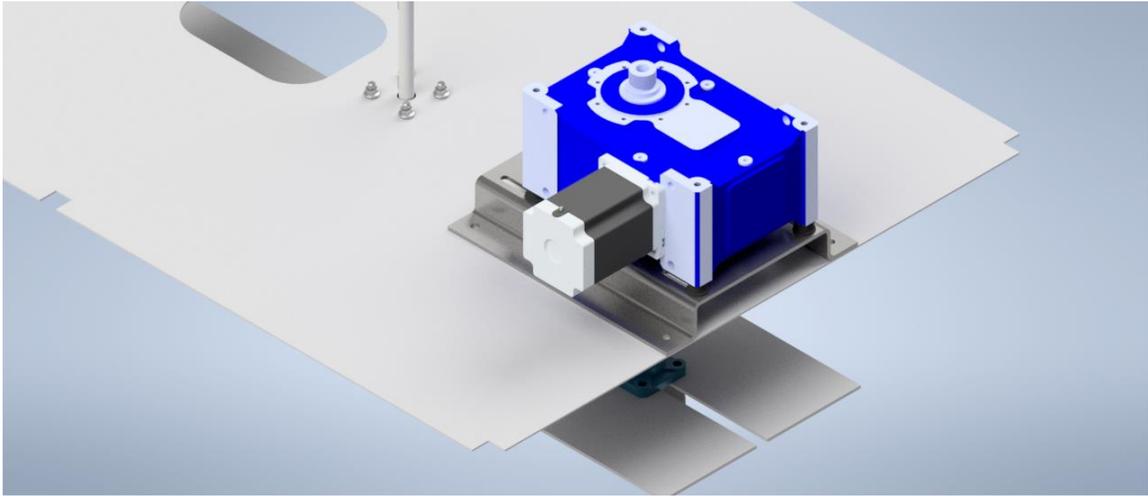


Aún existen consideraciones adicionales que tomar en cuenta para la siguiente iteración, destacando entre ellas las siguientes:

- Es necesario verificar que la tolva del dosificador tenga una boquilla que sea adecuada para todos los conjuntos de formadores de empaque compatibles.
- Es necesario el implementar soportes antivibratorios en el motor del cilindro de distribución del empaque, así como en la caja reductora del sistema de tracción.
- Es necesario el agregar elementos de fijación en todas las placas de soporte estructural de los diferentes sistemas.
- Es necesaria una bandeja que oriente al producto terminado hacia un punto de recolección.

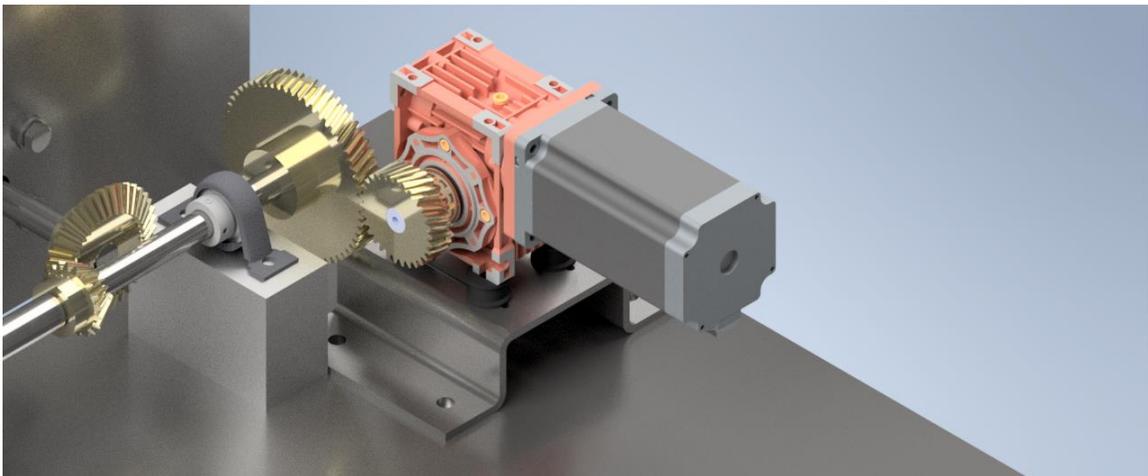
Todo esto será considerado para la segunda iteración del producto. Partiendo desde la sección de dosificación, se obtiene:

**Figura 3.79**  
*Soporte antivibratorio en caja de dosificador*



La adición de soportes antivibratorios ayuda a evitar posibles daños en la máquina. Estos soportes son usados según calculadoras del fabricante, en función de potencias y pesos estimados del motor y la caja de transmisión.

**Figura 3.80**  
*Soporte antivibratorio en caja del formador*

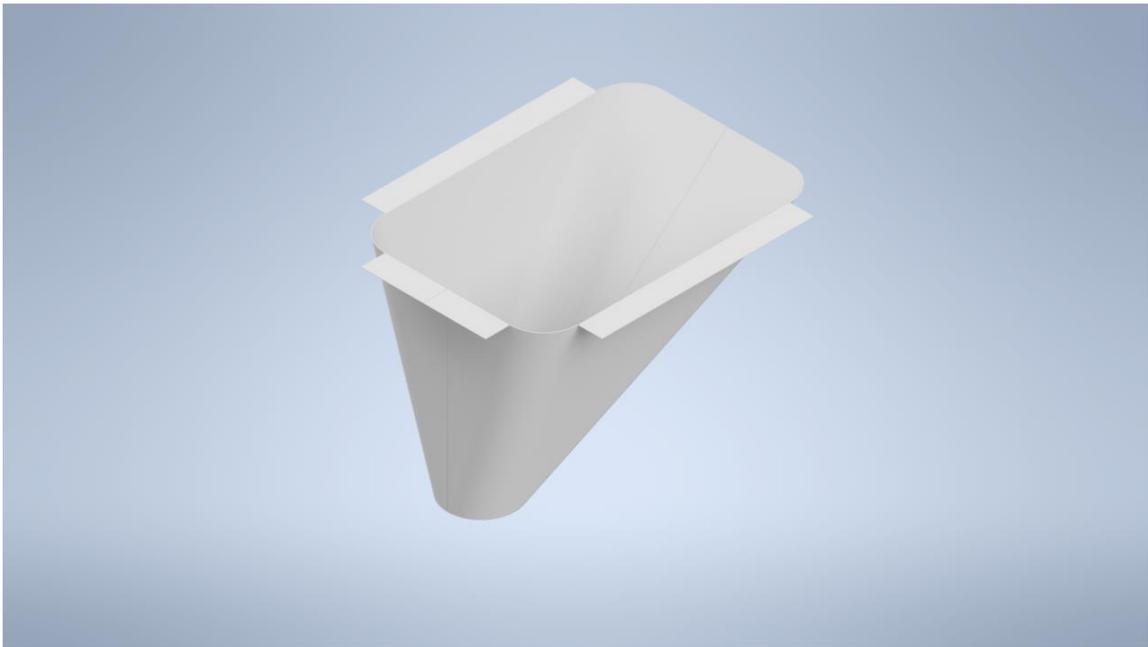


Al añadir estos soportes en los tres motores existentes (dosificador, formador de empaques y freno regulador de tensión) se eliminan posibles vibraciones que puedan llevar a una disminución de la vida útil de la máquina.

El otro problema presente en el sistema de dosificación, es la redimensión de la estructura de la máquina, lo que desplazó los orificios dispuestos para el anclaje del mismo, así como las restricciones del sistema de dosificación. Esto, sumado al hecho de que se necesita que el diámetro de la tolva del dosificador sea menor que el diámetro de la boquilla más pequeña disponible para el sujetador actual (de exactamente 77mm de diámetro), entonces es necesario un rediseño de la misma. Con esas consideraciones, la tolva del dosificador queda de la siguiente manera:

**Figura 3.81**

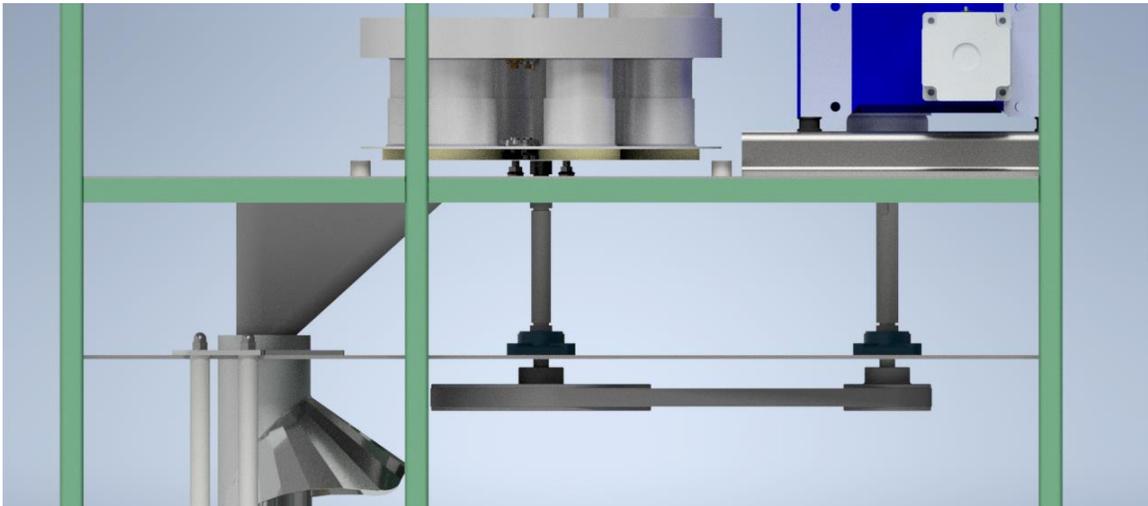
*Rediseño de la tolva del dosificador*



Como regla general para el tipo de granulados que están siendo considerados en el diseño de esta máquina, es necesario tomar en cuenta que el ángulo de la tolva deberá ser de no menos de 45°, por lo que esto a su vez resulta en una redimensión tanto de los ejes del dosificador, como de la estructura.

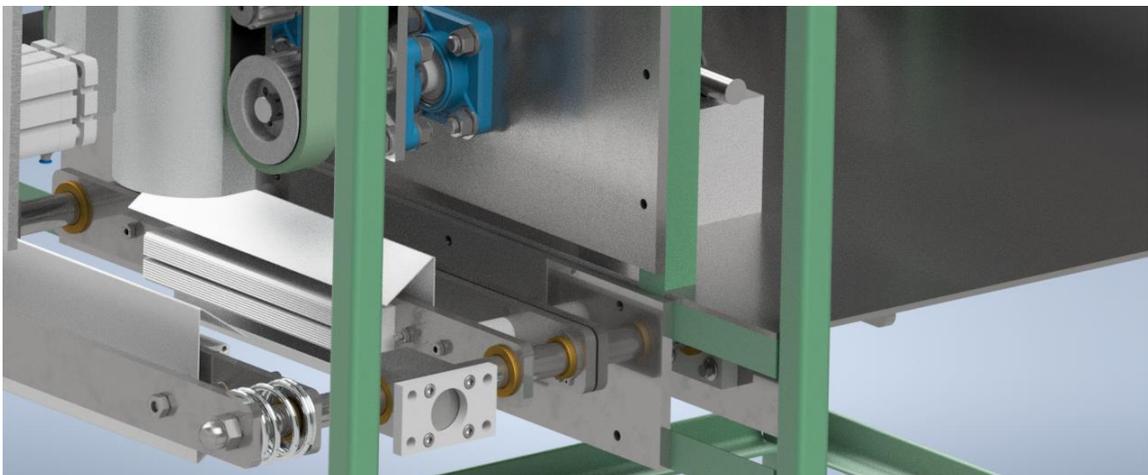
Manteniendo las longitudes necesarias de la tolva, y con la finalidad de evitar la adición de un sistema vibrador para ayudar con el movimiento de las partículas en un espacio tan reducido, la estructura y los ejes quedan de la siguiente manera:

**Figura 3.82**  
*Rediseño de la estructura y transmisión de potencia*



Finalmente, la última modificación en esta iteración corresponde a la fijación tanto de elementos estructurales (placas de soporte y marcos) así como de actuadores (motores). Se hará un diseño con pernos M6, sin embargo, se sustentará el uso de los mismos en la sección de cálculos.

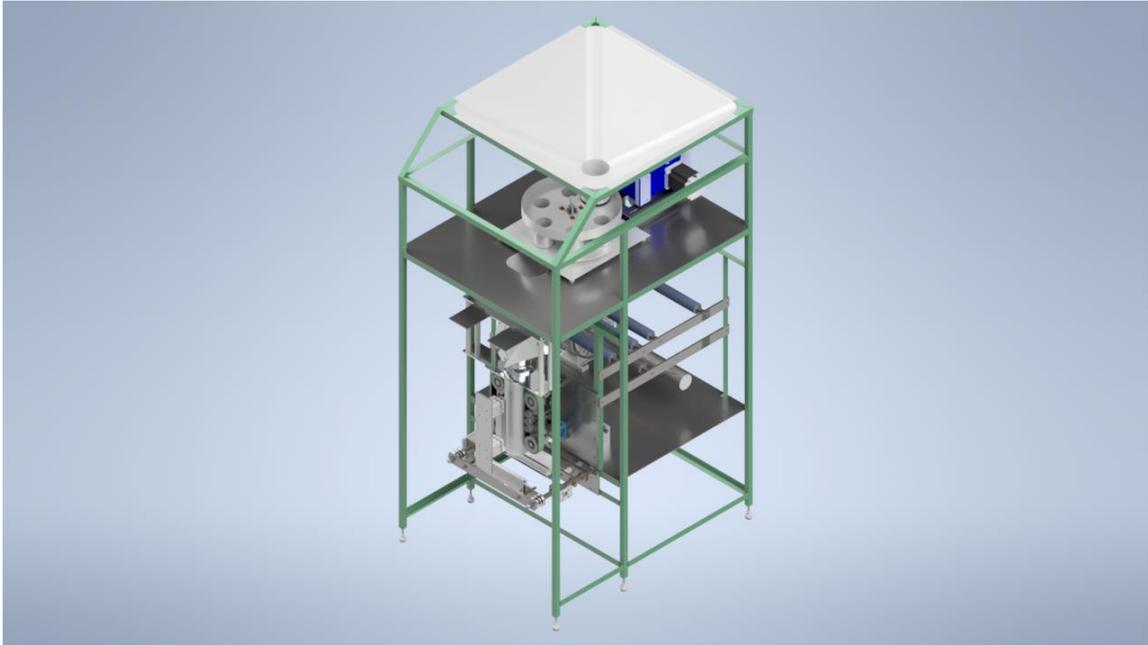
**Figura 3.83**  
*Orificios para fijaciones*



Con todos estos cambios, la segunda iteración del ensamble general quedaría de la siguiente forma:

**Figura 3.84**

*Segunda iteración del diseño de la máquina*



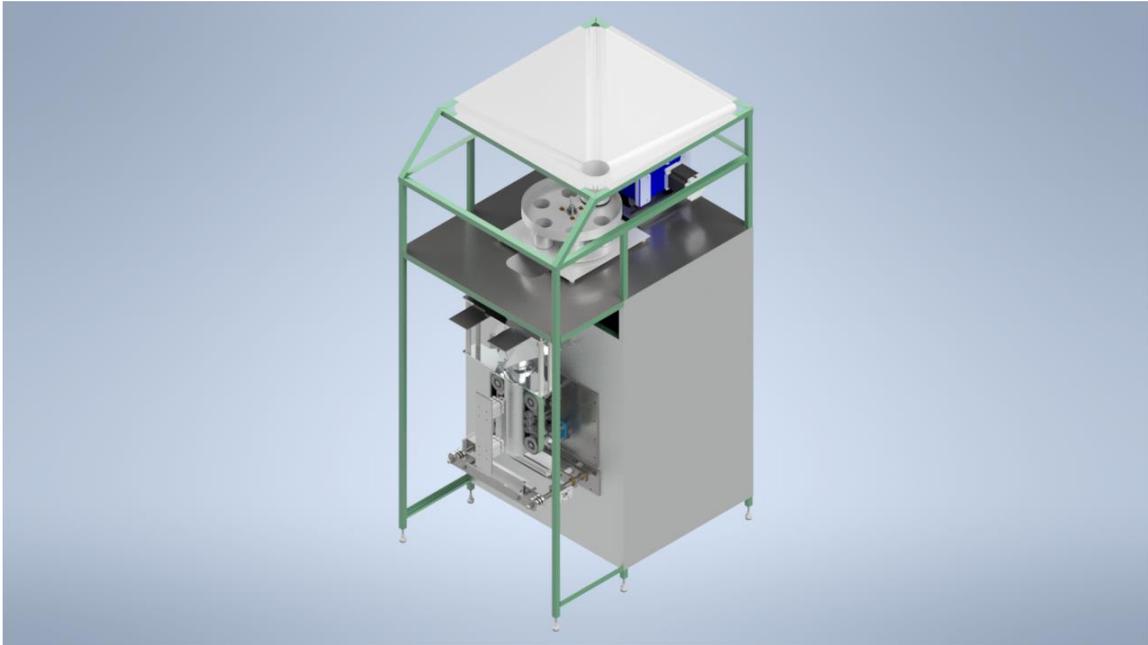
Para la siguiente iteración, hay que tomar en cuenta que la máquina aún no tiene ciertos componentes que tienen que ser diseñados y verificados en función de cálculos y simulaciones, sin embargo, entre las nuevas consideraciones de diseño, es evidente que:

- Es necesario crear coberturas con puertas de acceso y ranuras de ventilación en el caso que se requieran las mismas.
- Es necesario establecer un espacio para el montaje de un compresor de aire en la parte inferior, con la finalidad de alimentar a todos los actuadores neumáticos.
- Se requiere implementar elementos de soporte en el sistema de sellado, con la finalidad de evitar flexiones innecesarias en el eje guía, así como desgastes prematuros en el mismo.
- Es necesario el montaje de un soporte para el sistema de sellado vertical, que no sea muy intrusivo, y que no limite el espacio de gran manera en el frente.

Con todas estas consideraciones, la tercera iteración del diseño se enfocará en la elaboración de detalles y partes cosméticas y de protección, así como la rigidización de componentes varios.

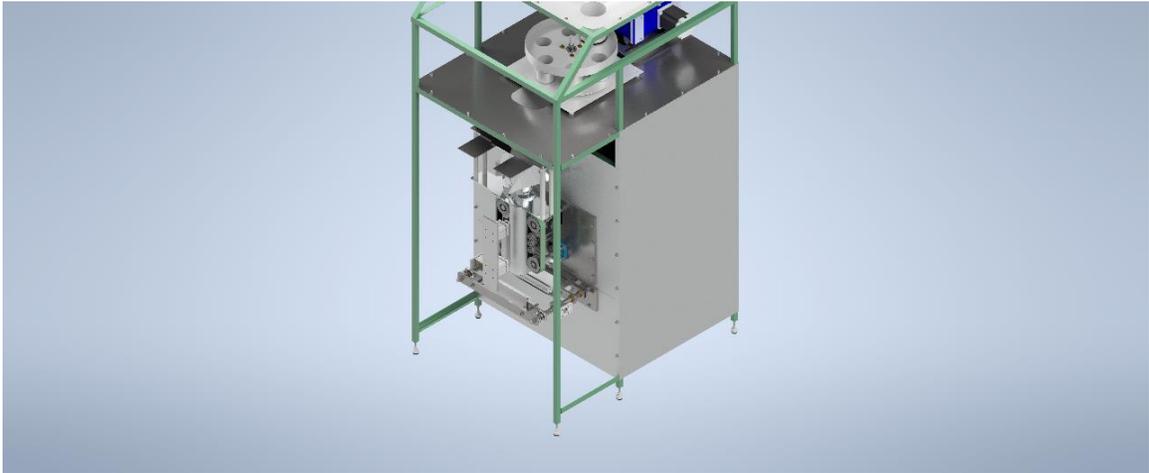
**Figura 3.85**

*Coberturas de la parte posterior de la máquina*

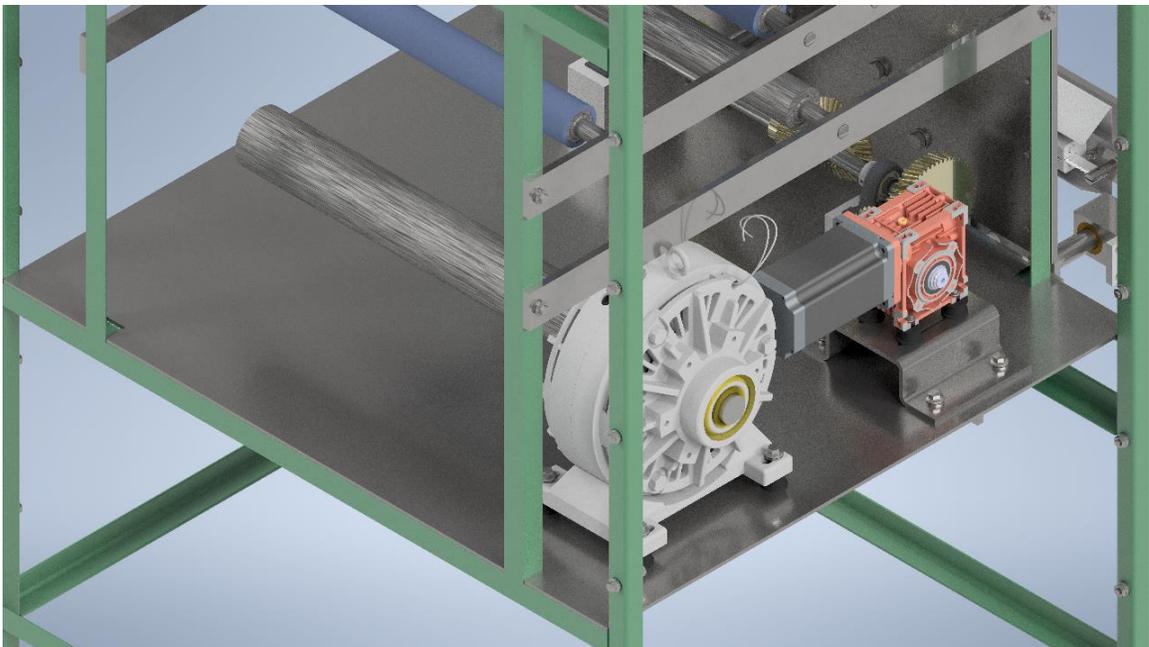


Las coberturas están hechas con acero inoxidable, de 0.1mm de espesor. Con la finalidad de proteger los componentes, además de separar espacios dentro de la máquina, las coberturas ocupan la totalidad del área posterior. Adicionalmente, las mismas tienen las perforaciones según corresponde para elementos de fijación (Pernos M8 con tuercas autoblocantes), tanto en el área de las columnas y vigas de la máquina, como en el área de elementos de soporte estructural, en los 3 respectivos sistemas. Gracias al uso del acelerador de conexiones de pernos en Autodesk Inventor, es posible solo realizar las perforaciones en las coberturas como base, para después realizar tanto las perforaciones como la inserción de estos elementos en un solo proceso. Esto se repite tanto para la tolva de almacenamiento, como para las placas y la estructura en sí, dándonos como resultado final un ensamble completamente fijado.

**Figura 3.86**  
*Coberturas con elementos de fijación*

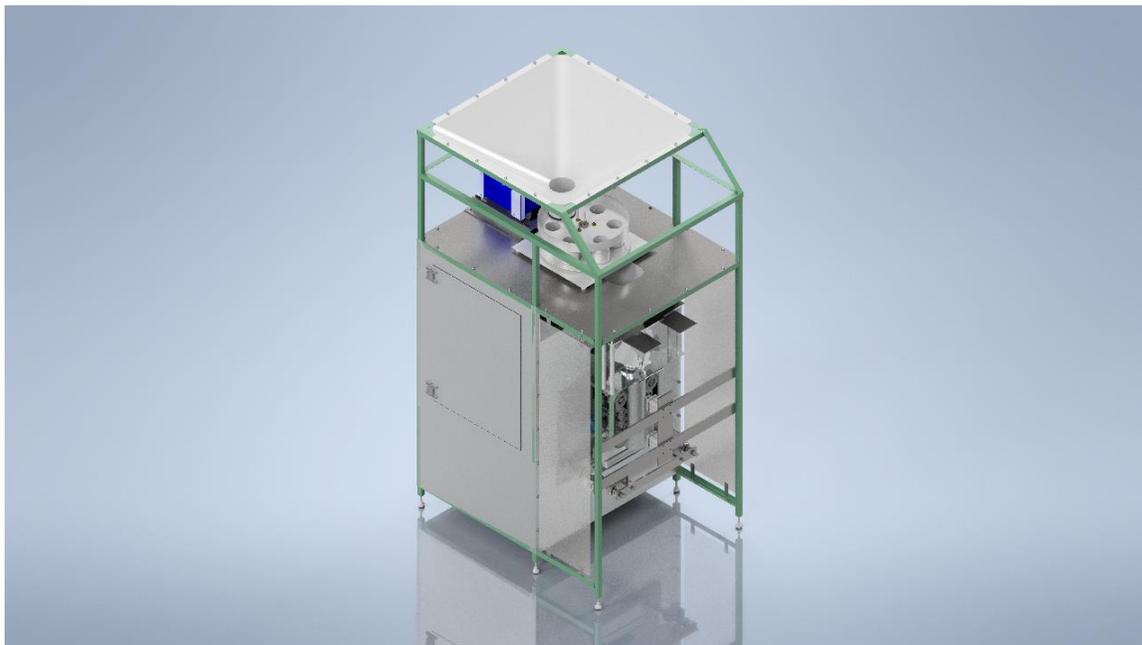


**Figura 3.87**  
*Elementos internos con fijaciones*

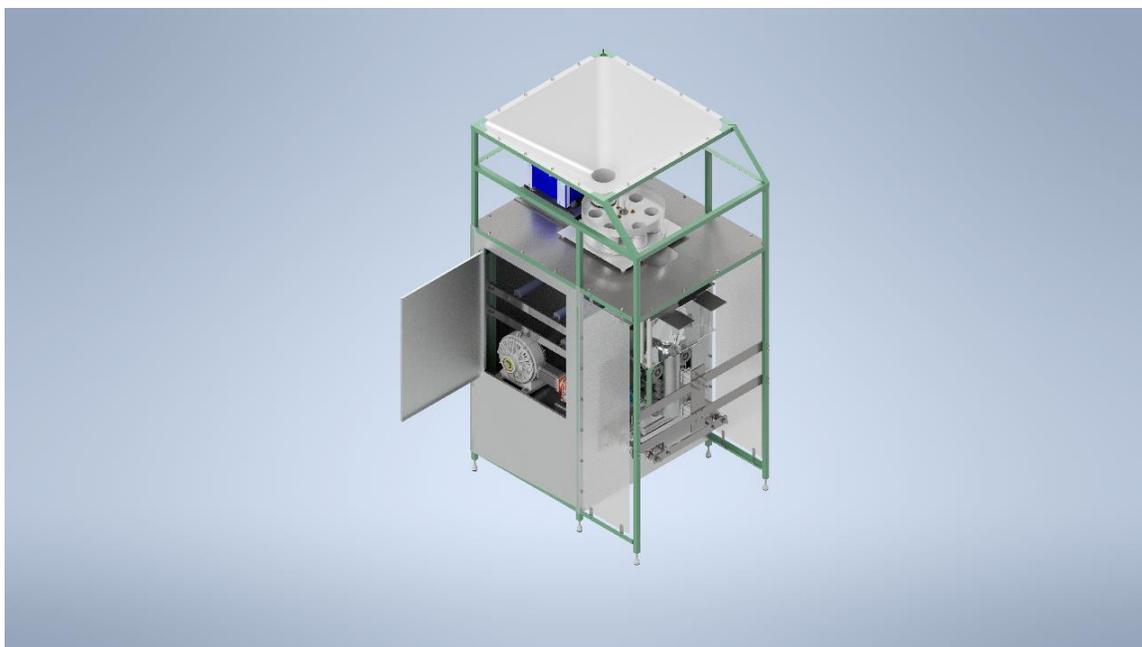


Adicionalmente, se agregan puertas de acceso tanto para la colocación de un compresor, como para mantenimiento y limpieza de partes. Por conveniencia, se posicionarán la mismas en el lado izquierdo de la máquina, ya que en esa posición se encuentran tanto los motores como otros componentes. Una puerta adicional se colocará al lado derecho para colocar el rollo.

**Figura 3.88**  
*Puertas de acceso*

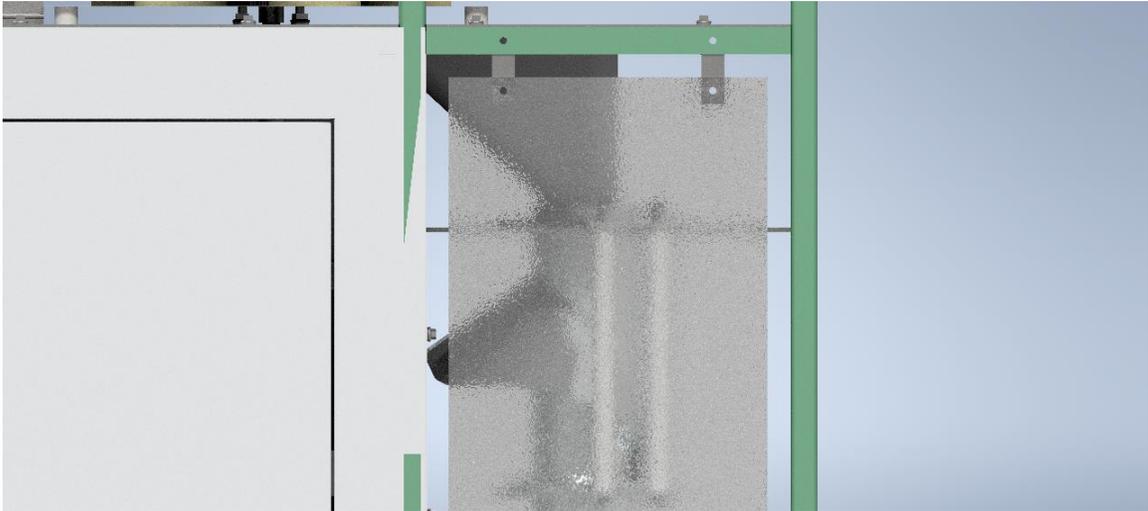


**Figura 3.89**  
*Puerta de acceso abierta*



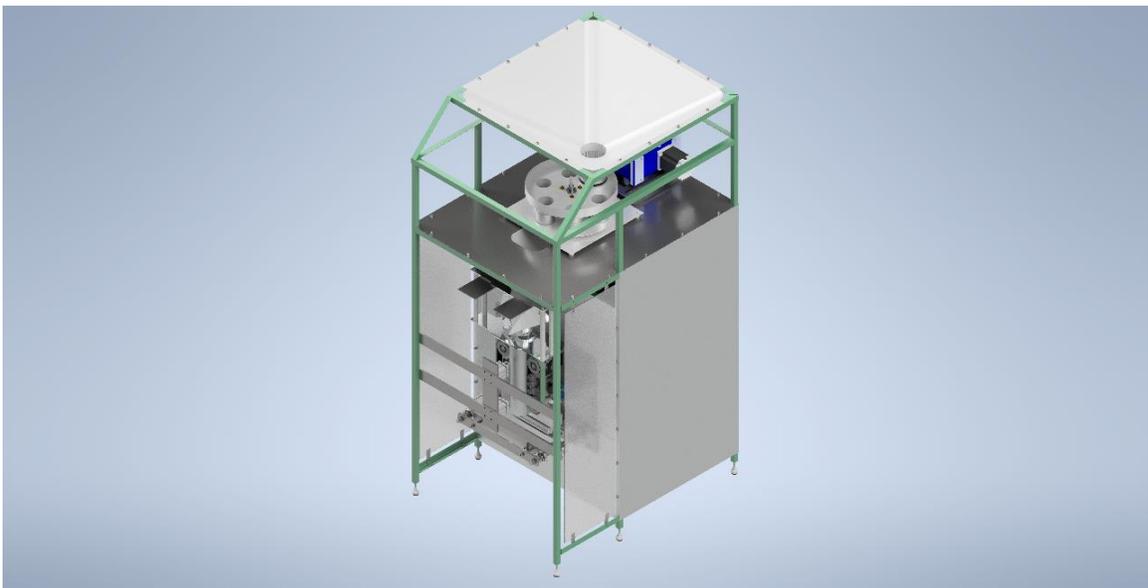
En adición a estas coberturas, se utilizarán coberturas de acrílico en la parte frontal de la máquina, con el fin de evitar que los operarios introduzcan sus partes en la misma durante la operación.

**Figura 3.90**  
*Coberturas de acrílico en la parte frontal de la máquina*



Con esas consideraciones, la tercera iteración del diseño conceptual quedaría de la siguiente forma:

**Figura 3.91**  
*Tercera iteración de la máquina*



### 3.1.6. Desarrollo de especificaciones finales

El proceso de establecimiento de especificaciones finales es básicamente la iteración del proceso de establecimiento de especificaciones iniciales, con el conocimiento de las variables que aparecieron en los procesos de desarrollo de concepto. Con esas consideraciones, es necesario realizar las tablas de necesidades y especificaciones una vez más, con el fin de redefinir la mayor parte de variables que se requieran en el sistema.

Con dichas consideraciones, y siguiendo los pasos del punto 3.1.1, es necesario actualizar la tabla de especificaciones.

**Tabla 3.22**

*Métricas actualizadas sin valores*

Métrica núm.	Métrica	Valor	Unidades
1	Altura de la máquina		m
2	Ancho de la máquina		m
3	Profundidad de la máquina		
4	Capacidad de la tolva de almacenamiento		kg
5	Ángulo de caída mínimo de tolvas		°
6	Diámetro de la boquilla de almacenamiento		mm
7	Longitud de la boquilla de almacenamiento		mm
8	Capacidad máxima del dosificador		mL
9	Capacidad mínima del dosificador		mL
10	Tiempo de operación del dosificador		s
11	Diámetro de la boquilla formadora de empaques		mm
12	Longitud del rollo de empaque		m
13	Longitud vertical de empaque		mm
14	Longitud horizontal de empaque		mm
15	Tensión del empaque		N
16	Temperatura máxima de sellado		°C
17	Presión de sellado		N/mm <sup>2</sup>
18	Carrera del sellador		mm
19	Tiempo de sellado		s

*Nota.* Las especificaciones finales se redefinirán en el capítulo 4 de ser necesario (considerando que es un proceso iterativo de diseño), con los resultados tanto de cálculos manuales y con herramientas de diseño, así como con los resultados de análisis computacionales.

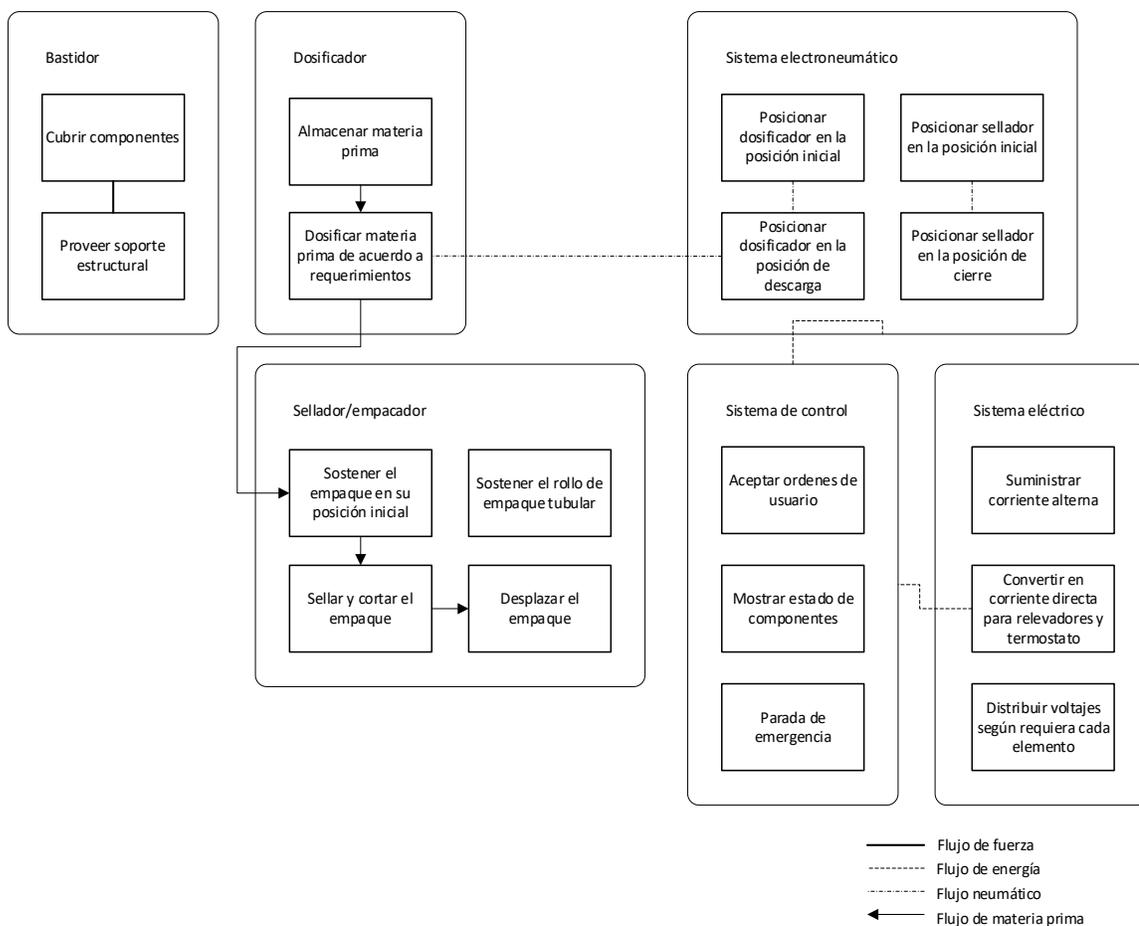
### 3.2. Diseño a nivel sistema (Arquitectura del equipo)

Para Ulrich y Eppinger (2012) la arquitectura de un equipo se define como el esquema mediante el cual los elementos funcionales de un producto se acomodan en trozos físicos, e interactúan entre sí. (p. 185)

La arquitectura de un equipo y la modularidad del mismo están relacionadas entre sí. Por tanto, el definir los componentes que serán parte de cada sistema nos permite establecer la composición de cada módulo, y hasta que nivel es posible separar cada uno de los mismos.

#### 3.2.1. Esquema del equipo

**Figura 3.92**  
*Esquema del equipo*



Entonces, es posible separar con el proceso a los diferentes sistemas, y definir claramente sus acciones. Estas consideraciones son necesarias con el fin de delimitar los componentes de cada módulo.

### **Sistema de dosificación**

El sistema de dosificación estará compuesto por tres subsistemas: el subsistema de almacenamiento (compuesto por la tolva de almacenamiento y su boquilla), el subsistema de dosificación (compuesto por los vasos telescópicos, escobillas, acoples mecánicos y componentes de ajuste de altura) y el subsistema de transmisión de potencia (compuesto por ejes, poleas, bandas trapezoidales, caja reductora y motor).

La estructura de soporte de este sistema será diseñada de tal manera que esté sujeta al bastidor mediante pernos, lo cual facilitará el intercambio de módulos según se requiera.

Las diferencias entre los tres sistemas propuestos, y de los cuales se realizará el diseño del dosificador de vasos telescópicos, yace principalmente en su tipo de dosificación, el tipo de actuador que acciona el mecanismo y el número de recipientes dosificadores sobre el mismo (los cuales a su vez influyen directamente sobre su frecuencia de operación).

### **Sistema de Formado de Empaques**

El sistema de formado de empaques está conformado principalmente por 3 elementos básicos: el subsistema de arrastre (compuesto por bandas sincronizadas, ejes de transmisión, engranes, reductor y motor), el conjunto formador (compuesto por mangas formadoras, tubos de arrastre y elementos de soporte), y el subsistema de tensión y desplazamiento de empaques (compuesto por rodillos tensores, rodillos transductores y sistemas de tensión automatizados).

### **Sistema de sellado**

El sistema de sellado, en su versión más básica y simplificable, está compuesto de un elemento que aporta calor, con el fin de crear una soldadura entre las capas del empaque.

Además de eso, consta de un actuador el cual se encargaría tanto de ejercer la presión de sellado como de realizar el desplazamiento de la cuchilla de corte. Este último paso es esencial, y se requiere precisión en el ajuste de la misma, debido a que, de lo contrario, el corte del empaque podría resultar con una longitud incompleta, o la cuchilla no podría penetrar completamente.

El sistema de sellado igual constará con soportes para sujeción del sistema completo, con el fin de facilitar tanto su instalación y mantenimiento como su modificación.

Las características principales que diferencian las soluciones propuestas para el sistema de sellado, están relacionadas a las variables de operación del sistema en sí, principalmente la temperatura y presión de sellado, además de los voltajes y potencias de los elementos de sellado, que dependen netamente de su uso.

En cuanto a las características comunes de las soluciones escogidas, destacan el tipo de actuadores, el control del sistema de sellado y los desplazamientos y dimensiones generales del sistema. Es uno de los atributos que hace tan simple este sistema, y a su vez permite el intercambio de actuadores con simples regulaciones en el sistema de control.

Cabe mencionar que, aunque los actuadores de desplazamiento sean elementos neumáticos de la misma longitud de desplazamiento, la diferencia en las presiones requeridas entre el sistema de sellado con resistencias de alta densidad o de cartucho y el sistema de sellado con niquelinas podría resultar en un cilindro con un vástago o un émbolo de mayor dimensión, con el fin de lograr la fuerza requerida para asegurar la integridad del sello.

### **Sistema de Control**

El sistema de control es un sistema relativamente sencillo, ya que solo se requiere el control de fuerzas, desplazamientos y temperaturas, fuera de la temporización de la entrada y salida de los actuadores neumáticos.

Los atributos diferenciadores de las dos soluciones presentadas principalmente están relacionados al tipo de control usado, y por tanto sus propiedades específicas. En este caso, las diferencias no son realmente grandes (fuera del costo y la capacidad de automatización), por lo que no es necesario realizar un cuadro de diferenciación de las mismas.

Por estas consideraciones, un sistema de control con el uso de un PLC tiene ventajas inmediatas, en especial cuando se considera su elevada capacidad de automatización, y el hecho de que son mucho más comunes que antes, lo que además de reducir sus costos de implementación y mantenimiento, permite utilizarlos sin problema en esta aplicación.

## Capítulo 4

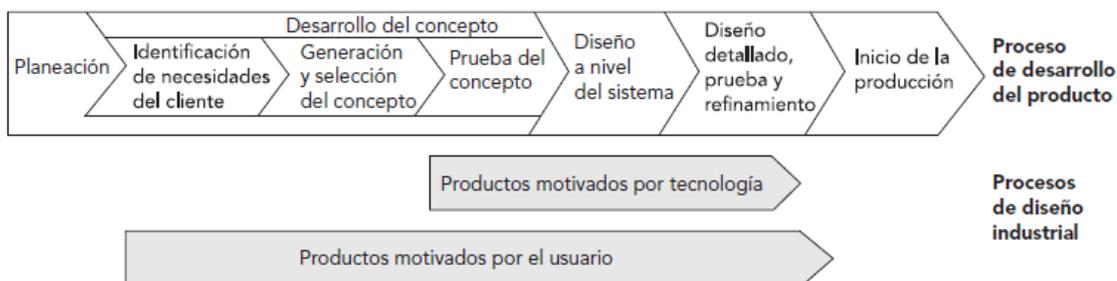
### Ingeniería de Detalle

#### 4.1. Diseño de detalle

En la bibliografía usada, este proceso es independiente del proceso de generación de conceptos, el cual involucra también el proceso de diseño a nivel sistema. Generalmente, este proceso termina con la puesta en marcha de la línea de montaje para cada producto o proyecto, sin embargo, para este caso específico sería el final del proceso de desarrollo.

**Figura 4.1**

*Proceso de desarrollo de producto*



Aparece un concepto más propio de este proyecto, el concepto de “diseño industrial”. Este proceso involucra el evitar algunos pasos, como en este caso el inicio de la producción, ya que el final del proyecto sería una prueba de concepto, o un prototipo (en nuestro caso, digital).

##### 4.1.1. Diseño de tolvas

El diseño de tolvas se realiza en función a los parámetros establecidos en el capítulo 3, los cuales son importantes para asegurar que el flujo del material a dosificar se realizará sin problema, evitando puntos de focalización del mismo, con el fin de evitar posibles problemas mecánicos y sanitarios, así como con la finalidad de facilitar el mantenimiento y limpieza de la máquina.

##### Tolva de almacenamiento

Considerando lo establecido en el punto 3.1.5 (desarrollo de conceptos), así como en el capítulo 2 (propiedades de elementos a dosificar) aparecen los siguientes datos:

**Tabla 4.1***Datos para la tolva de almacenamiento*

Métrica	símbolo	valor	unidad
diámetro de la boquilla	$d_{b1}$	20	cm
ángulo de descarga	$\beta_{t1}$	50	° deg
capacidad máxima de tolva	$W_{t1}$	50	kg
peso hectolítrico menor	$PH_{min}$	48	kg/hL
peso hectolítrico mayor	$PH_{max}$	80	kg/hL

Para determinar el volumen de la tolva, se utiliza la siguiente fórmula:

$$V'_{t1} = \frac{m_g}{PH_{min}} \quad (1)$$

$$V'_{t1} = \frac{50 \text{ kg}}{48 \text{ kg/hL}}$$

$$V'_{t1} = 104,16 \text{ L}$$

Que es el menor volumen requerido. A partir de este volumen, se dimensionan las tolvas:

$$V'_{t1} = \frac{1}{3} \pi h (r_{t1}^2 + r_{b1}^2 + r_{t1} r_{b1})$$

$$h'_{t1} = (r_{t1} - r_{b1}) \cot \beta_{t1} \quad (2)$$

$$V'_{t1} = \frac{1}{3} \pi (r_{t1} - r_{b1}) (r_{t1}^2 + r_{b1}^2 + r_{t1} r_{b1}) \cot \beta_{t1} \quad (3)$$

$$r_{t1} = 49.26 \text{ cm}; h'_{t1} = 32.94 \text{ cm}$$

Que serían las dimensiones para una tolva cónica, tras resolver (2) y (3). Para una tolva cuadrada con los bordes redondeados, como en este caso, sus dimensiones están dadas por:

$$h_{t1} = 33 \text{ cm}; l_{t1} = 92 \text{ cm}; l_{b1} = 20 \text{ cm}$$

$$V_{t1} = \frac{1}{3} h_{t1} \left( l_{t1}^2 + l_{b1}^2 + \sqrt{l_{t1}^2 \times l_{b1}^2} \right) - h(4 - \pi) r_{b1}^2 \quad (4)$$

$$\beta_{t1} = \tan^{-1} \frac{r_{t1} - r_{b1}}{h_{t1}} \quad (5)$$

$$V_{t1} = 114.91 \text{ L}; \beta_{t1} = 47.49^\circ$$

Los esfuerzos están divididos en dos partes: el esfuerzo al fondo de la tolva y el esfuerzo en las paredes de la misma. Este último, definido en función del primero, se aplica directamente al dimensionamiento de la tolva, definiendo a partir de su valor el espesor mínimo requerido de la lámina de acero que formaría la tolva. Con el volumen de la tolva, y el peso hectolítrico máximo de la materia prima, es posible calcular el factor de seguridad que se requeriría para los cálculos tanto de esfuerzos sobre la estructura como sobre la lámina que conforma la tolva, dados por las fórmulas:

$$m_{max} = PH_{max} \times V_{tolva} \quad (6)$$

$$f_{s_t} = \frac{m_{max}}{m_g} \quad (7)$$

$$m_{max} = 91,93 \text{ kg}; f_{s_t} = 1.84$$

El esfuerzo sobre la lámina o las paredes de la tolva estaría definido por:

$$\sigma_{vt} = \frac{\rho g D_{ht1}}{4\mu K g_c} \left( 1 - \exp\left(-\frac{4h\mu K}{D_{ht1}}\right) \right) \quad (8)$$

$$K = \max \left( \begin{array}{l} 0.4 \\ \frac{1 - \sin(\varphi_x)}{1 + \sin(\varphi_x)} \\ \frac{1 - \sin^2(\varphi_x)}{1 + \sin^2(\varphi_x)} \end{array} \right) \quad (9)$$

$$D_{ht1} = \frac{4A_{t1}}{P_{t1}} \quad (10)$$

Siendo el diámetro hidráulico usado. Por tanto, tras evaluar (9) y (10) en (8), resulta:

$$\sigma_{vt}(K = 0,4) = 254,036 \text{ Pa}$$

El esfuerzo sobre las paredes y el espesor de las mismas están definidos por las ecuaciones:

$$\sigma_{wt} = K\sigma_{vt} \quad (11)$$

$$t_{t1} = \frac{\sigma_{wh} d_{t1}}{\sigma_f} \quad (12)$$

Por tanto, evaluando las ecuaciones (11) y (12), se obtiene:

$$\sigma_{wt} = 101,614 \text{ Pa}; t_{t1} \geq 0.1 \text{ mm}$$

Para usar el mismo material que en otros sistemas, para las tolvas, así como para las placas limitadoras, se utilizará una lámina de 1mm de espesor.

### **Tolva de dosificación**

Para la tolva de recolección, es necesario considerar los parámetros del sistema de dosificación, ya que la misma deberá ser lo suficientemente grande como para permitir que el dosificador encaje completamente sobre ella, y a la vez deberá tener el ángulo suficiente para permitir el deslizamiento del material a dosificar.

Con esos parámetros en cuenta, se consideran los siguientes datos:

**Tabla 4.2**

*Datos para la tolva de dosificación*

Métrica	símbolo	valor	unidad
diámetro de la boquilla	$d_{b2}$	20	cm
ángulo de descarga	$\beta_{t2}$	50	° deg
Anchura máxima de tolva	$w_{t2}$	20	cm
Longitud de tolva	$l_{t2}$	30	cm

Valores de los que se obtiene un  $\beta$  de 47.75°, adecuado para el flujo de grano.

#### **4.1.2. Diseño del sistema de dosificación**

##### **Diseño del subsistema de vasos volumétricos**

##### **Diseño de los vasos telescópicos**

Los datos iniciales para el diseño de los vasos son:

**Tabla 4.3**

*Datos de diseño de los vasos telescópicos*

Métrica	símbolo	valor	unidad
Diámetro menor	$d_{v1}$	77.927	mm
Diámetro mayor	$d_{v2}$	82.804	mm

Para el diseño de los vasos telescópicos, dado que los mismos no soportan un gran esfuerzo, únicamente es requerido un cálculo del volumen necesario para dosificar la cantidad de material requerida. Con esas consideraciones, se usan las siguientes fórmulas:

$$V_v = \frac{\pi d_v^2 h_v}{4} \quad (13)$$

$$V_{max,v} = V_{v1} + V_{v2} \quad (14)$$

De manera que el volumen más bajo sería en cuanto los vasos estén en su posición cerrada, mientras que el volumen más alto sería cuando los mismos estén en su posición abierta.

Por tanto, despejando la altura de la ecuación (13), y reemplazando el volumen en función de la densidad, con la ecuación (1), se obtiene:

$$h_v = \frac{4m_v}{\pi d_v^2 P H_{min}} \quad (15)$$

Considerando un peso hectolítrico medio de 60 kg/hL, una masa de media libra (227g) y el diámetro menor (para el primer vaso), las ecuaciones resultan de la siguiente forma:

$$h_{v1} = \frac{4(227)}{\pi(7,7927)^2(0,6)} [\text{cm}]$$

$$h_{v1} = 7,932 \approx 8 [\text{cm}]$$

De manera que, la longitud del primer vaso sería de 8 cm. De la misma manera, se calcula la longitud que debe moverse el segundo vaso para determinar su longitud:

$$h_{v2} = \frac{4(227)}{\pi(8,2804)^2(0,6)} [\text{cm}]$$

$$h_{v2} = 7,025 \approx 7,1 [\text{cm}]$$

Reemplazando ambos volúmenes en (14), se obtiene:

$$V_{max,v} = 381,5 + 382,4$$

$$V_{max,v} = 763,9 \text{ mL}$$

De manera que el segundo vaso debe desplegarse una distancia máxima de 7,1 cm. Con estas consideraciones, adicionalmente, es necesario calcular el diámetro interno de las camisas a fabricar para lograr una dosificación de  $\frac{1}{4}$  de libra (o 114g).

Tomando la ecuación (13), el diámetro menor de las camisas estaría dado por:

$$d_v = \sqrt{\frac{4m_v}{\pi h_v P H_{min}}} \quad (16)$$

Reemplazando los datos anteriores, las ecuaciones resultan de la siguiente forma:

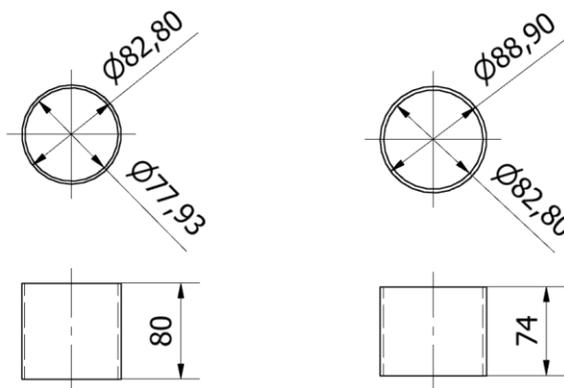
$$d_{v3} = \sqrt{\frac{4(114)}{\pi(8)(0,6)}} [\text{cm}]$$

$$d_{v3} = 5,499 \approx 5,5 [\text{cm}]$$

De manera que, para las camisas, el diámetro interior debería ser de 5,5 cm.

**Figura 4.2**

*Dimensiones de vasos volumétricos*



#### ***Diseño de los platos***

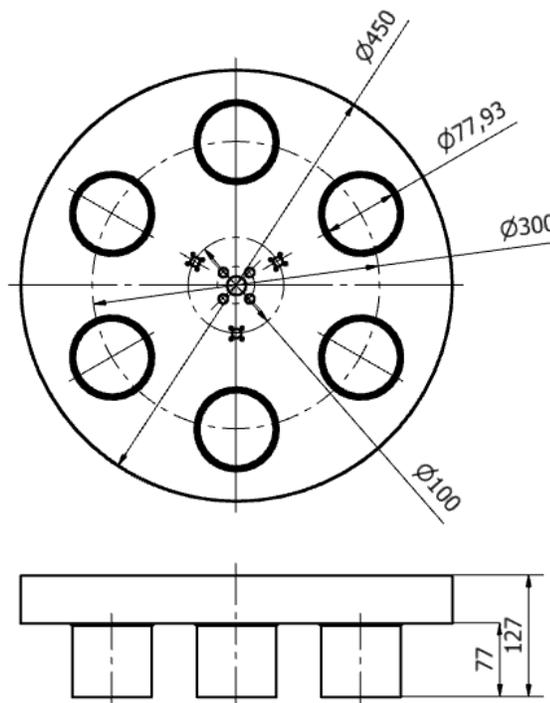
Para el diseño de los platos, es necesario un material lo suficientemente grueso para resistir los esfuerzos presentes al aplicar la fuerza del motor para rotar el sistema de dosificación, así como el peso de los granos concentrados sobre los mismos.

Para asegurar una soldadura adecuada, además de evitar distorsiones en los mismos por esfuerzos, o problemas durante el proceso de fabricación y soldadura, se utilizarán placas de 3mm de espesor, las cuales serán soldadas a los vasos, según la normativa AWS D1.6:2020.

En función de lo establecido anteriormente, los platos estarían diseñados de la siguiente manera:

**Figura 4.3**

*Dimensionamiento del plato superior*



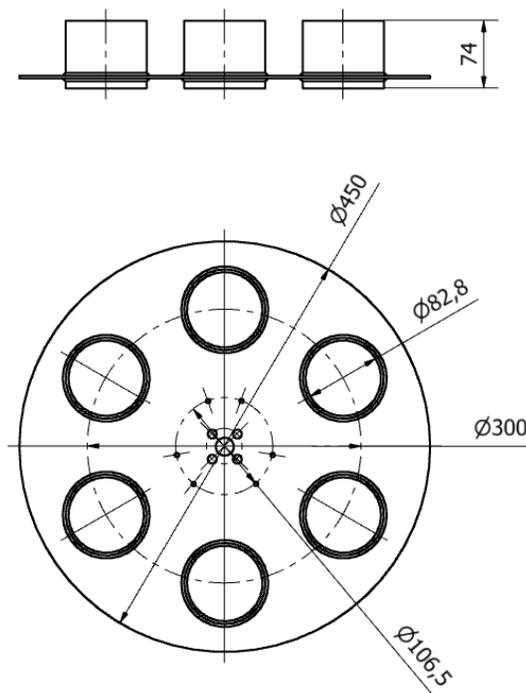
El plato superior, a diferencia del plato inferior, tiene una pared la cual tiene una función específica: evitar el derrame de granos, los cuales podrían interferir con algunas de las partes mecánicas.

Los platos están diseñados para insertarse uno dentro del otro, de manera que su forma hace que exista cierta acción telescópica entre ambos, lo cual permite regular el volumen mediante la regulación de la separación entre ambos. Ese mecanismo está basado en un par de

ejes con roscas ISO 103, las cuales debido a su forma son útiles para soportar deslizamientos involuntarios, manteniendo al plato superior en la altura ajustada en todo momento.

**Figura 4.4**

*Dimensionamiento del plato inferior*



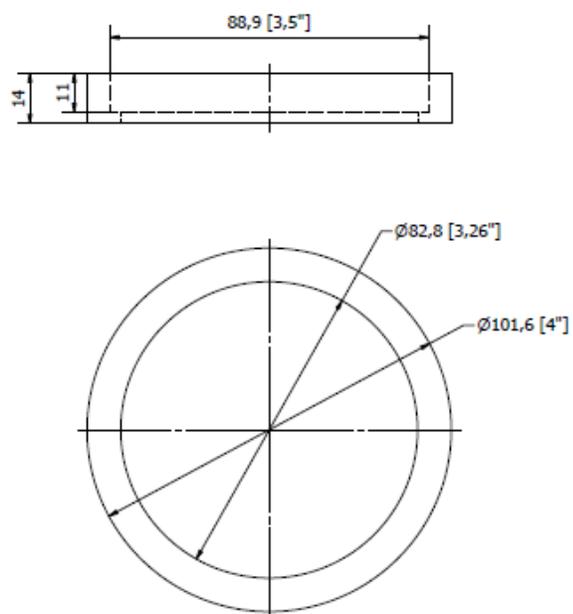
El plato inferior estará en contacto con una placa soporte, la cual mantendría a los mismos en su posición y cerraría los vasos que no se encuentren en posición de descarga. Para lograr esta hermeticidad necesaria entre los platos y la placa soporte, es necesario el uso de escobillas, las cuales se recomienda que sean un material suave, o en caso de que no se pueda usar el mismo, el uso de escobillas.

#### ***Diseño de escobillas***

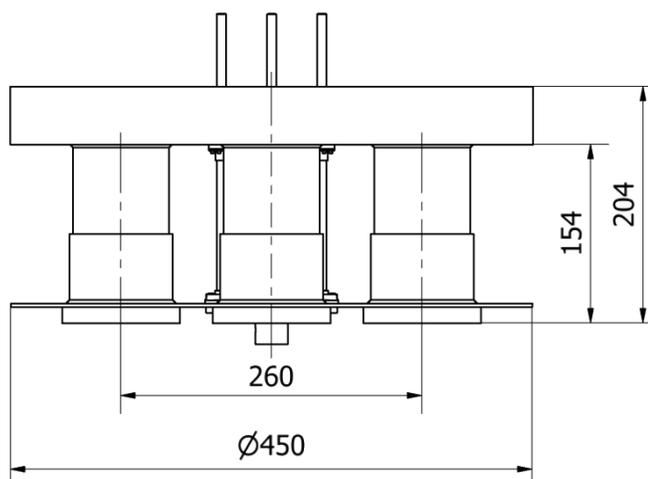
Las escobillas serían fabricadas en nylon, para asegurar que no exista contacto entre metales. Adicionalmente, dependiendo de la disponibilidad de materiales, tiempos de fabricación entre otros factores, las dimensiones de los vasos podrían cambiar, al pasar de tubos cedulados a placas roladas, lo cual dificultaría el ajuste de un componente sólido. En ese caso, se

recomienda el uso de bandas de goma, o telas gruesas que puedan ser cortadas y dobladas a medida para actuar como una pared.

**Figura 4.5**  
*Dimensionamiento de escobillas*



**Figura 4.6**  
*Dimensiones generales en la posición extendida*



### Diseño del subsistema de transmisión de potencia

El subsistema de transmisión de potencia del sistema de dosificación está compuesto principalmente de un motor con su motorreductor, un sistema de poleas para la transmisión de potencia, y un

#### *Dimensionamiento de bandas y poleas*

Para el cálculo de las bandas y poleas, se parte de asumir una velocidad de accionamiento del sistema de dosificación que en este caso sería de aproximadamente  $x$  rpm, con la finalidad de calcular velocidades de salida de la caja, fuerzas que tendría que aguantar la banda, y espesores de la misma, así como diámetros de las poleas. Para esto, existen factores definidos por las siguientes ecuaciones (Autodesk Inc., 2021):

$$C_{p1} = \frac{5}{4} \left[ 1 - 5^{-\frac{\beta}{180}} \right] \quad (17)$$

$$C_{p2} \geq 1 \quad (18)$$

$$C_{p3} = [1; 0.85] \quad (19)$$

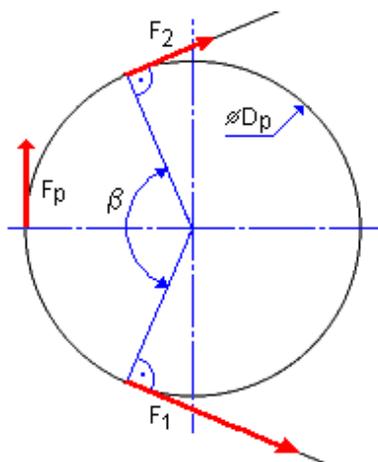
$$C_{p4} = 1 - 0.0238z_b \quad (20)$$

$$C_{p4} = 1 - 0.0384z_p \quad (21)$$

Estos factores son importantes ya que los mismos dictarán si la polea resistirá. El factor  $C_{p1}$  corresponde a la corrección necesaria del arco de contacto  $\beta$ , el factor  $C_{p2}$  corresponde al factor de servicio (propio de las condiciones de uso, generalmente 1.2), el factor  $C_{p3}$  corresponde al factor de corrección de la longitud de la correa (definida por el fabricante, puede tomarse 0.939 como referencia), el factor  $C_{p4}$  corresponde al factor de número de cinturones ( $z_b$ ), y el  $C_{p5}$  al número de poleas( $z_p$ ).

Finalmente, se considera un factor de eficiencia  $\eta_t$ , el cual determina la eficiencia de transmisión del torque, en función del deslizamiento y geometría de la polea.

**Figura 4.7**  
Diagrama de cuerpo libre de polea



$$\eta = \frac{P_i}{P} = n_i(1 - s) \quad (22)$$

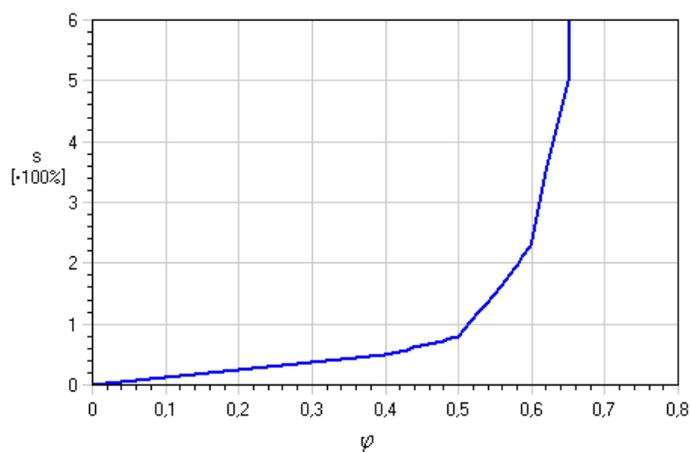
$$P_i = P_{xi} F_p v \eta_t (1 - s) \quad (23)$$

$$n_i = \frac{n}{i_i} (1 - s) \quad (24)$$

$$\varphi = \frac{F_p}{F_1 + F_2} \quad (25)$$

Generalmente, es seguro asumir que, por las condiciones de las poleas, el deslizamiento ( $s$ ) estará entre 0.01 y 0.02. Sin embargo, se adjunta la siguiente gráfica que describe el comportamiento del deslizamiento en función de las relaciones de fuerza:

**Figura 4.8**  
Gráfica de deslizamiento vs factor de conducción



Además, es necesario considerar que  $i$  es el valor de la relación de transmisión entre poleas, dictado por el cociente de los radios de las mismas.

Finalmente, estos factores terminan en el cálculo de resistencia de la banda (Autodesk Inc., 2021):

$$C_{pr} = \frac{z_b P_r}{P} \geq C_2 \quad (26)$$

Donde  $z_b$  es el número de cinturones,  $P_r$  la clasificación de potencia del cinturón y  $P$  la potencia a transmitir.

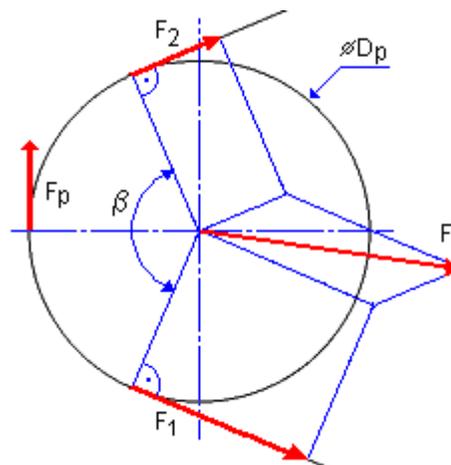
Adicionalmente, se debe considerar un factor  $k_{p1}$ , el cual determina un control de la tensión inicial del cinturón, y es generalmente brindado por el fabricante. Sin embargo, este puede ser considerado como 1.3 por regla general. La ecuación de la fuerza máxima a soportar por el eje está dada por:

$$V_{max} = \frac{k_1 F_r}{z_b} \quad (27)$$

La fuerza de tensión en el cinturón está definida por las siguientes ecuaciones:

**Figura 4.9**

*Descomposición de las fuerzas en una polea*



$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2\cos(\beta)} \quad (28)$$

$$F_1 = F_p \frac{e^{f\beta}}{e^{f\beta} - 1} + F_c \quad (29)$$

$$F_2 = F_p \frac{1}{e^{f\beta} - 1} + F_c \quad (30)$$

$$F_p = \frac{P}{v} \quad (31)$$

$$F_c = z_b m_b v^2 \quad (32)$$

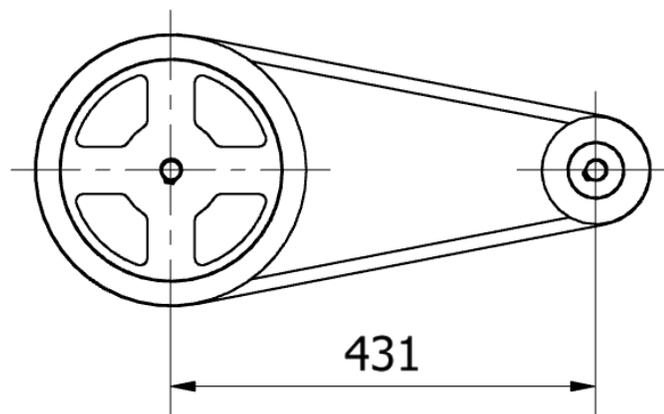
Considerando las condiciones de torque requeridas en la polea conducida, una relación de transmisión de 2.65 (debido al diámetro mínimo de polea admisible) y los factores indicados de las ecuaciones (17) a (21), se obtiene la siguiente expresión:

$$C_{pr} = 6; \eta = 0.96$$

$$F_t = 80 \text{ N}; F_r = 101.25 \text{ N}$$

Las dimensiones del sistema de poleas serían las siguientes:

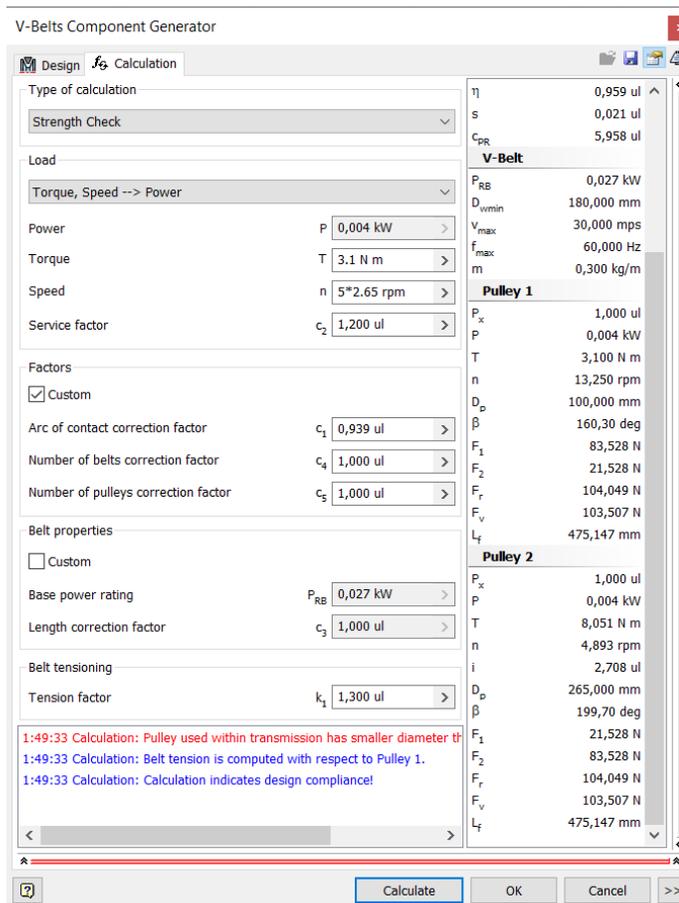
**Figura 4.10**  
*Dimensiones del sistema de poleas*



La herramienta de dimensionamiento de correas en V de Autodesk inventor nos brinda el siguiente resultado con las mismas restricciones:

**Figura 4.11**

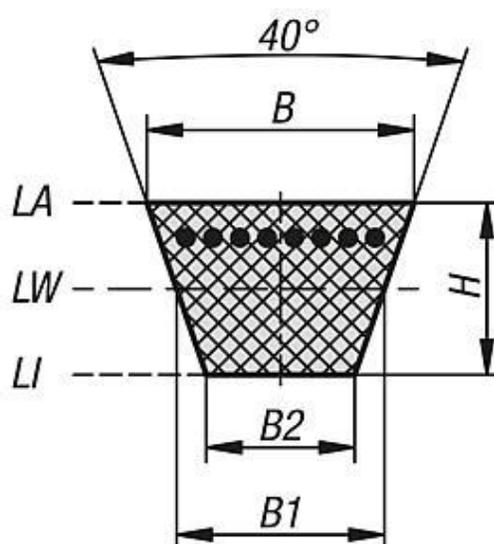
*Herramienta de cálculo de poleas en V de Autodesk Inventor*



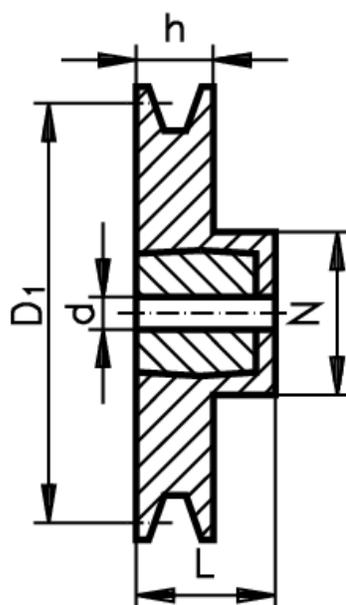
$$e_{p,d} = \frac{104.049 - 101.25}{104.049} = 2.69\% \text{ (Admisible)}$$

Por tanto, la banda elegida para esta aplicación específica será una banda DIN 2215 (22mmx14mm, con una longitud suelta de 1500mm). Las poleas serán, según lo existente en el mercado nacional, poleas de 100 y 265mm para el lado del motor y de los vasos, respectivamente.

**Figura 4.12**  
*Dimensiones generales de una banda DIN 2215*



**Figura 4.13**  
*Dimensiones generales de poleas*



### **Selección de caja reductora y motor**

Para la selección de una caja reductora, se usan las siguientes fórmulas:

$$T_r = \frac{9550P_m I_r \eta_r}{n_m} \quad (33)$$

Que es una fórmula genérica de transmisión de potencia, donde  $P_m$  es la potencia de salida del motor en kW,  $I_r$  equivale a la relación de velocidad de la caja reductora,  $\eta_r$  la eficiencia de transmisión de la misma (considerando acoples y la eficiencia propia del reductor) y  $n_m$  es la velocidad de entrada del motor.

En función a lo obtenido en la sección anterior (considerando la velocidad de salida con el deslizamiento predicho por la herramienta de cálculo de Inventor, se obtiene lo siguiente:

$$3.1 \text{ Nm} = \frac{9550P_m I_r \eta_r}{n_m}$$

Basándonos en máquinas con mecanismos similares, se realizan las siguientes consideraciones:

- El motor debe tener una potencia de al menos 100W, y de preferencia ser un motor DC.
- Por los continuos encendidos y apagados, se considerará un factor de potencia de 2.5 en el mismo.
- La caja reductora debe ser autoblocante, con la finalidad de evitar que se revierta el giro hacia el motor.
- Debe ser lubricada únicamente por dentro, con la opción del montaje de un sistema de lubricación externo si aparece la necesidad.

Por tanto, la mejor opción para este tipo de aplicación sería un motor NEMA y una caja reductora compatible con el mismo, o con accesorios que permitan la conexión de uno. Adicionalmente, la caja reductora debe ser autoblocante.

La caja reductora, por tanto, tendrá las siguientes características:

**Tabla 4.4***Características del reductor – sistema de dosificación*

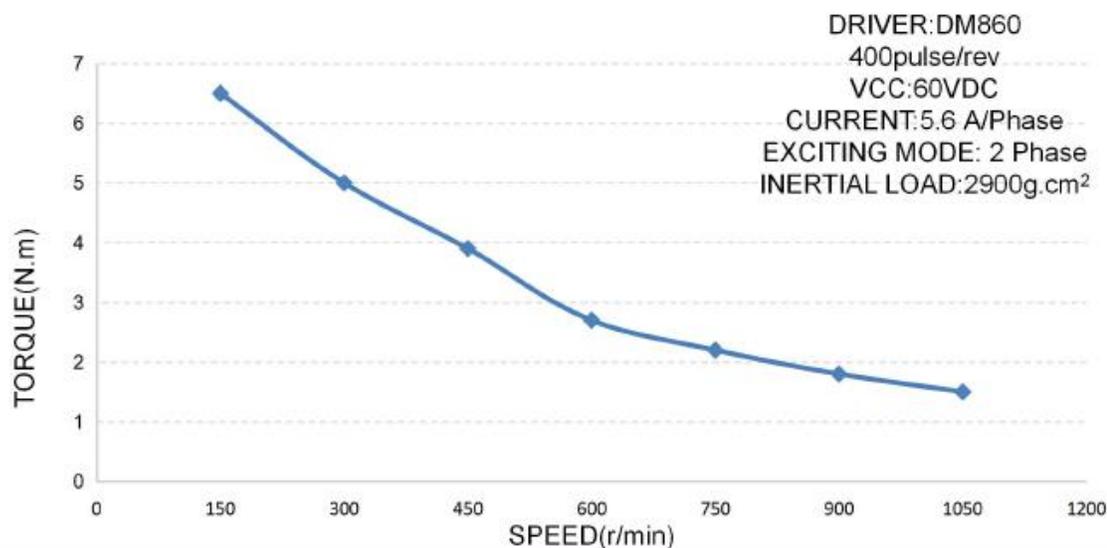
Característica	Dato/Valor
Modelo	RXV-1-712
Reducción	1:10
Tipo de carcasa	Monolítica
Posiciones de fijación	M1, M4, M5
Factor de carga dinámica	0.95
Factor de servicio en la prueba	0.985
Factor correctivo de carga	1
Nivel de presión acústica	68 dBA

**Figura 4.14***Renderización de reductor*

Por la oferta nacional de motores, se utilizará un 34HS1456, que es un servomotor NEMA 34 con un torque de salida de 6.5 Nm @ 150 rpm, o de una potencia máxima de salida de 20W. La potencia indicada en cálculos anteriores es de alrededor de 4W, pero debe ser verificada.

El motor, y este tipo de motores en general, tienden a cambiar su torque de salida en función de la velocidad rotacional de los mismos. El proveedor de estos motores facilita hojas técnicas de los mismos, en las cuales se indican estos factores a diferentes velocidades, y con diferentes cargas de trabajo. Para este caso en específico, usamos la siguiente gráfica:

**Figura 4.15**  
Prueba de torque del motor sin carga



Ingresando estos valores en nuestra ecuación, se obtiene la expresión:

$$3.1 \text{ Nm} = \frac{9550(P_m)(0.1)(0.95 \times 0.985)}{150 \text{ rpm}}$$

$$P_m = 8.07 \text{ W}$$

Considerando el factor de seguridad de 2.5, la potencia requerida sería de alrededor de 20W, por lo cual es posible decir que nuestro motor es ideal para la aplicación requerida.

#### ***Diseño del eje del dosificador***

Para el diseño del eje de transmisión de potencia, es necesario tomar en cuenta que los esfuerzos principales serán esfuerzos de torsión, así como cargas cíclicas. Por tanto, se considera lo siguiente:

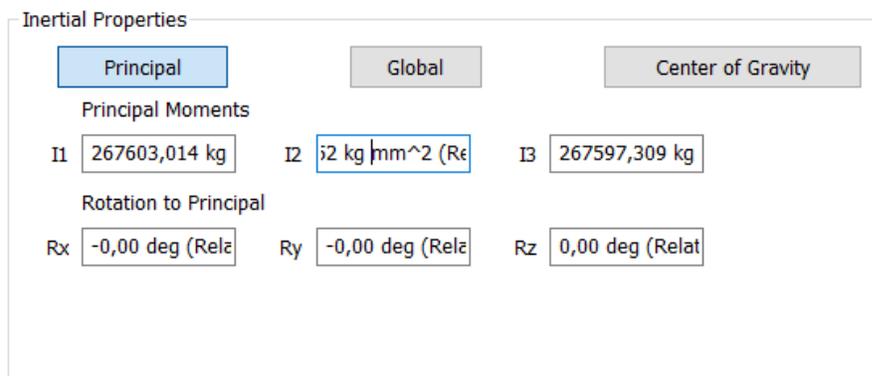
**Tabla 4.5**  
Datos para el eje de transmisión de potencia

Métrica	símbolo	valor	unidad
Inercia del dosificador	$I_{yy,d}$	0,4178	kg m <sup>2</sup>
Velocidad del dosificador	$\omega_m$	5	rpm
Tiempo de aceleración	$t_m$	0.2	s
Coefficiente de desplazamiento	$f_{d,d}$	1.18	s.u.

Con esas consideraciones, es necesario empezar por el cálculo del torque necesario. La inercia del dosificador se obtiene a partir de los cálculos que Autodesk Inventor nos brinda, considerando todos los vasos del mismo llenos.

**Figura 4.16**

*Valor de inercia alrededor de los ejes globales*



Tomando en cuenta la conservación de la energía, e ignorando efectos de fricción entre otros, se usan las siguientes ecuaciones:

$$T_d = I_{yy,d} \alpha_d \quad (34)$$

$$\alpha_d = \omega_d / t_d \quad (35)$$

Reemplazando (34) en (33), y usando los valores obtenidos de Inventor, resulta:

$$T_d = I_{yy,d} \omega_d / t_d$$

$$T_d = 0.4178 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \times 5\text{rpm}/0.5\text{s}$$

$$T_d = 6.96 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Es decir, el torque necesario para mover el dosificador, con todos sus vasos repletos, es menor a 7 Nm. Para calcular la potencia del motor, se usa la siguiente expresión:

$$P_d = \frac{f_m \left( \frac{T_d \omega_d}{9550} \right)}{\eta} \quad (36)$$

Considerando un valor de 4 Nm, una eficiencia del 75% (por el contacto mecánico y la eficiencia propia del motor), y un factor de seguridad de 2.5 (por los continuos arranques del motor, ya que está en servicio intermitente), la potencia se define por:

$$P_d = \frac{2.5 \left( \frac{7 \cdot 5}{9550} \right)}{0.75}$$

$$P_d = 0.051 \text{ kW} \approx 0.1 \text{ hp}$$

Es decir, que un motor de baja potencia (de aproximadamente unos 100W) sería más que suficiente para esta aplicación. En función del factor de seguridad utilizado, también es factible decir que el torque máximo a considerar sería de 10Nm, aproximando al inmediato superior.

Los cálculos del eje se realizan en función del torque, ya que los demás esfuerzos serían axiales, y no agregan un esfuerzo considerable sobre el mismo.

Para corroborar los cálculos del eje, se insertan los mismos en la herramienta de cálculo de ejes de Autodesk Inventor, tomando en cuenta un factor de seguridad ya que el programa no toma en consideración criterios de fatiga para este tipo de aplicaciones.

El material del eje será acero de transmisión, o AISI 1018 normalizado, sin tratamientos térmicos posteriores a la fabricación.

Con esas consideraciones, usamos las siguientes ecuaciones:

$$T_m = \frac{P_m}{\omega_m} \quad (37)$$

$$\tau_e = \frac{T_m}{r_e A_e} \quad (38)$$

$$\tau_{max,e} = \frac{T_m c_e}{J_e} \quad (39)$$

$$J_e = \frac{\pi r^4}{2} \quad (40)$$

Estas fórmulas nos permiten calcular los esfuerzos debido a torsión en el eje. Adicionalmente, es necesario considerar que los ejes tendrán chaveteros, por lo cual es necesario

dimensionar los mismos adecuadamente. Considerando que el valor de  $c_e$  sería igual al radio, es posible definir el esfuerzo cortante máximo en función del diámetro, la potencia y la velocidad angular de la siguiente manera:

$$\tau_T = \frac{16P_m}{\pi d_e^3 \omega_m} \quad (41)$$

Adicionalmente, es necesario considerar que el eje también se vería afectado por la tensión cortante proveniente de la tensión entre bandas. El esfuerzo de corte resultante está definido por:

$$\tau_V = \frac{4V}{3\pi r_e^2} \quad (42)$$

Considerando las fórmulas de los esfuerzos principales, el esfuerzo de Von Mises está dado en función de la siguiente fórmula:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (43)$$

Por tanto, reemplazando (40) y (41) en (42), y considerando que el esfuerzo es un cortante puro, resulta la siguiente expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3} \left( \frac{16P_m}{\pi d_e^3 \omega_m} + \frac{4V}{3\pi r_e^2} \right) \quad (44)$$

Con el esfuerzo de Von Mises, es posible comparar el mismo contra los esfuerzos de fluencia del material. Sin embargo, debido a la naturaleza del sistema, es necesario realizar cálculos a fatiga.

Experimentaciones, al igual que simulaciones computacionales indican que los chaveteros tienden a provocar cierta concentración de esfuerzos sobre los ejes, equivalente a un factor de concentración de esfuerzos en bruto  $K_{tg}$  de 2.26 como promedio para ejes de diámetro menor a 2". (Le & Le, 2013)

Con esas consideraciones, los cálculos a fatiga del eje están dados por las siguientes fórmulas:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (45)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (46)$$

$$\sigma_{max} = k_{tg} \sigma_{VM} \quad (47)$$

Donde el esfuerzo mínimo está dado en función del cortante de pretensión de la polea, dado que el eje parte del reposo, en un estado de equilibrio estático en el cual no sufre torsión alguna.

Una vez calculados los esfuerzos máximo, mínimo, medio y alternante, es necesario calcular la resistencia a la fatiga, dada en función de factores de confiabilidad ( $C_R$ ), tamaño ( $C_D$ ), acabado superficial ( $C_S$ ), material ( $C_M$ ) y tipo de esfuerzo ( $S_{be}$ ) (MarcadorDePosición2). Por tanto, la resistencia a la fatiga queda definida por:

$$S_e = (C_M C_S C_D C_R) S_{be} \quad (48)$$

El factor de confiabilidad está definido en función de la confiabilidad ( $\rho$ ) del método de producción. Por tanto, se usa la siguiente expresión:

$$C_R(\rho) = \begin{cases} 1.000 & \rho = 0.50 \\ 0.897 & \rho = 0.90 \\ 0.868 & \rho = 0.95 \\ 0.814 & \rho = 0.99 \end{cases} \quad (49)$$

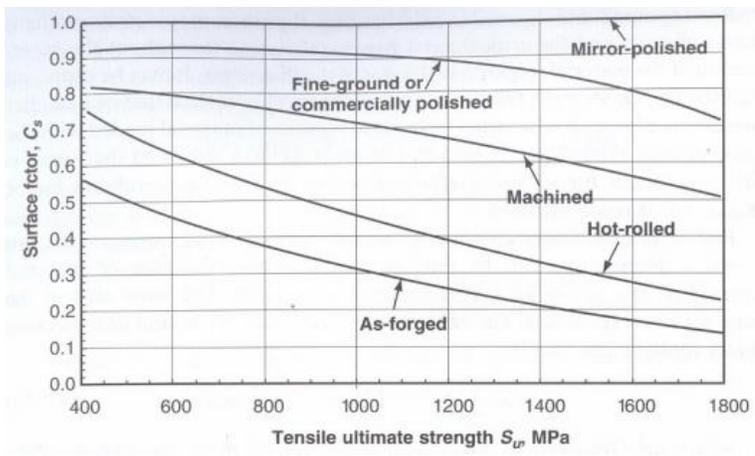
El factor de tamaño está dado generalmente para ejes de diámetro mayor a los 8 mm, y queda definido por:

$$C_D(D) = \begin{cases} 1.000 & D < 8 \\ 0.897 & 8 < D < 250 \end{cases} \quad (50)$$

El factor de acabado superficial está definido en función de la siguiente figura:

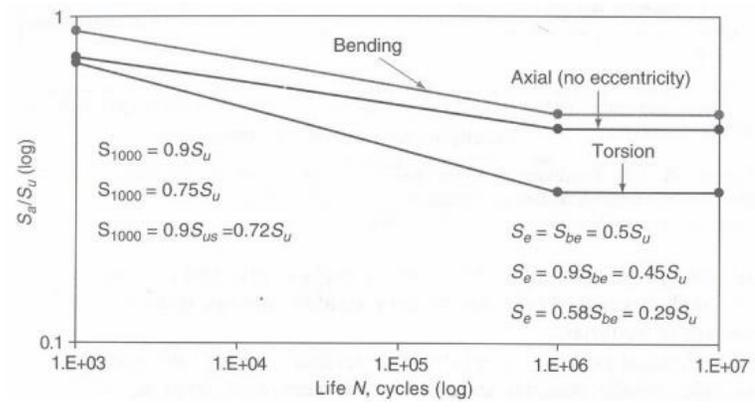
**Figura 4.17**

*Factor de corrección de superficie en función del proceso*



El esfuerzo en función del tipo de carga aplicada sobre el elemento está dado por la siguiente figura:

**Figura 4.18**  
Factor de corrección según tipo de carga



El factor del material está dado por la siguiente tabla:

**Tabla 4.6**  
Factor de corrección por material

Material	Factor de corrección
Acero estampado	1
Acero rolado en frío	0.9
Acero colado	0.8
Acero sinterizado	0.76
Hierro colado maleable	0.8
Hierro colado gris	0.7
Hierro colado dúctil	0.66

Con todas estas consideraciones, el factor de corrección del esfuerzo estaría dado por:

$$S_{e,e} = (0.8 \times 0.82 \times 0.814 \times 0.897)(0.29S_{ut})$$

Tomando en cuenta que los ejes serán fabricados en acero AISI 1018 (por su facilidad al ser maquinados, así como su disponibilidad), se considera un  $S_{ut}$  de 400 MPa. Con esas consideraciones, se iguala el esfuerzo al esfuerzo medio, que a su vez se obtiene del esfuerzo de Von Mises. Es decir, reemplazando los factores en (48), e introduciendo esta ecuación y (47) en (44), aparece la expresión:

$$\sqrt{3} \left( \frac{16P_m}{\pi d_e^3 \omega_m} + \frac{16V}{3\pi d_e^2} \right) = k_t S_{be}$$

$$d_e = \frac{4.6188V_t}{\sqrt[3]{461.56k_t^2 P_m S_{be}^2 \omega_m^2 + 1.7321\sqrt{71011k_t^4 P_m^2 S_{be}^4 \omega_m^4 - 3437.1k_t^3 V_t S_{be}^3 \omega_m^6}}} \quad (51)$$

Lo cual nos permite calcular el diámetro óptimo del eje en función de los factores de corrección de carga, el factor de concentración de esfuerzos en ejes con chavetero, y la potencia del motor. Reemplazando esos datos, resulta:

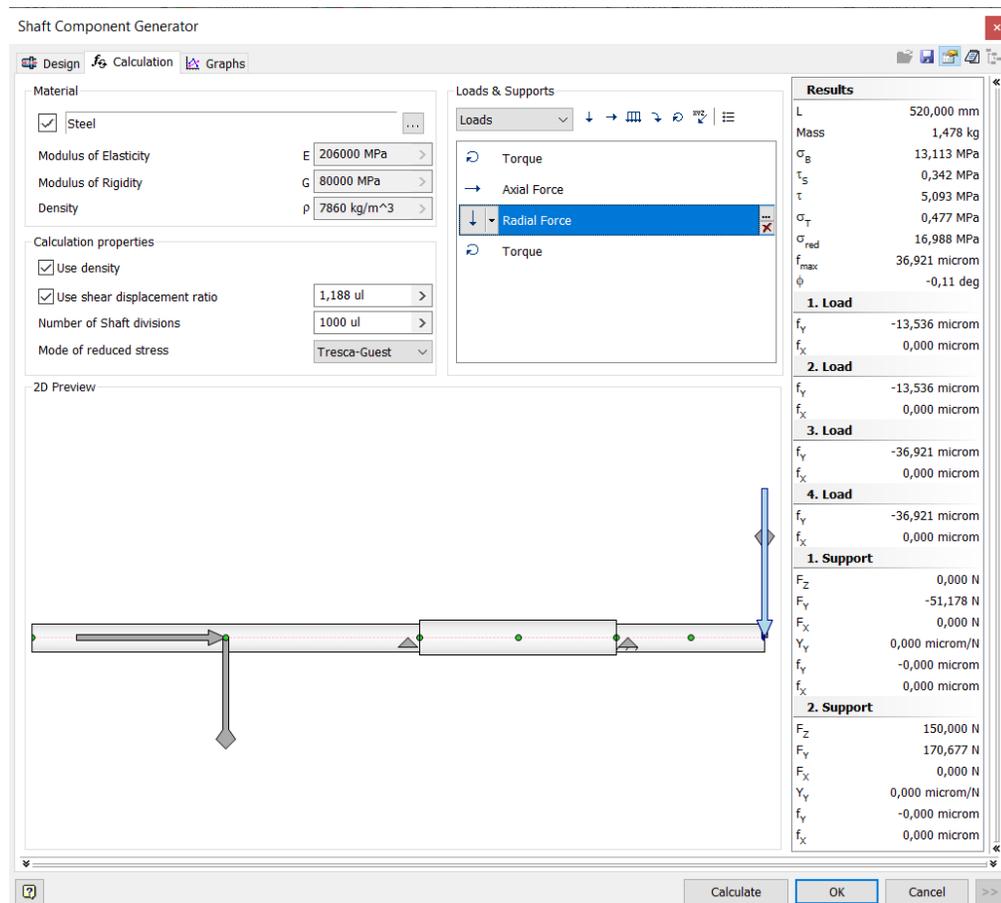
$$d_e = 14.015 \text{ mm}$$

Para verificar los cálculos, se obtiene solo el factor de multiplicación del torque, el cual estaría dado en función de los factores ingresados anteriormente. Con esas consideraciones, se tiene un factor de seguridad de 2. Por tanto, con este valor se utiliza la herramienta de cálculo de ejes de Autodesk Inventor, ingresando un torque de 16Nm@5rpm.

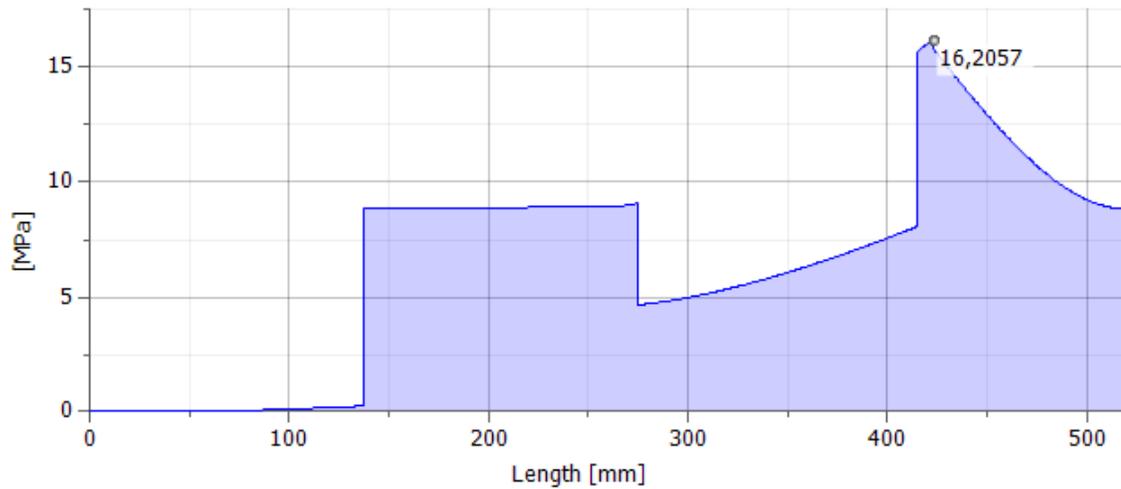
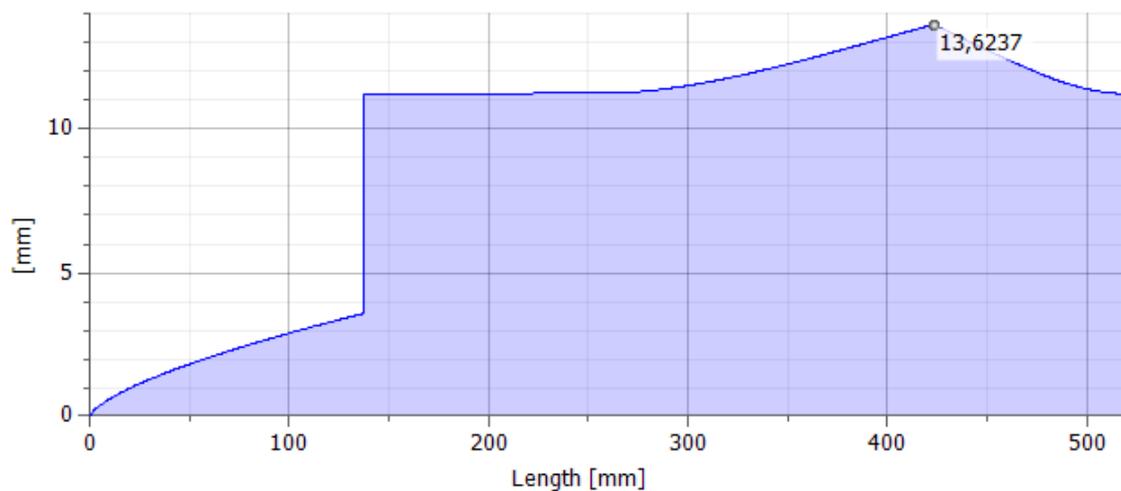
La herramienta de diseño de ejes de Autodesk Inventor será configurada para usar el criterio de tensión reducida HMH (de optimización), con un factor de desplazamiento cortante de 1.188 por defecto, además de tener en cuenta tanto el material del eje, como su densidad (lo cual nos permite considerar esfuerzos de flexión, tracción y compresión, y no como en nuestro caso de cálculo, el cual es de cortante puro por efectos de torsión y flexión).

Adicionalmente, la herramienta considera el área del soporte (en el caso de este eje, un cojinete con brida de cuatro pernos), así como el chavetero óptimo para este diámetro (de 6mm), y el factor de concentración de esfuerzos proveniente del mismo.

**Figura 4.19**  
Herramienta de cálculo de ejes de Autodesk Inventor



Una vez ingresados los datos y realizados los cálculos, Inventor nos permite ver diferentes gráficas, las cuales serán útiles para determinar tensiones, esfuerzos y diámetros óptimos. Con esas consideraciones de diseño, se recurre a la siguiente pestaña, con el fin de determinar si el diámetro calculado se asemeja al resultado que nos determina el programa. Se evalúa las cargas como si fuese una viga hiperestática, y una vez realizado esto se obtiene los esfuerzos reducidos en función de las fórmulas básicas mostradas anteriormente (Autodesk Inc., 2022).

**Figura 4.20***Tensión reducida – Eje de dosificador***Figura 4.21***Diámetro ideal – Eje de dosificador*

$$e_{e,d} = \frac{14.015 - 13.6237}{13.6237} = 2.87\% \text{ (Admisible)}$$

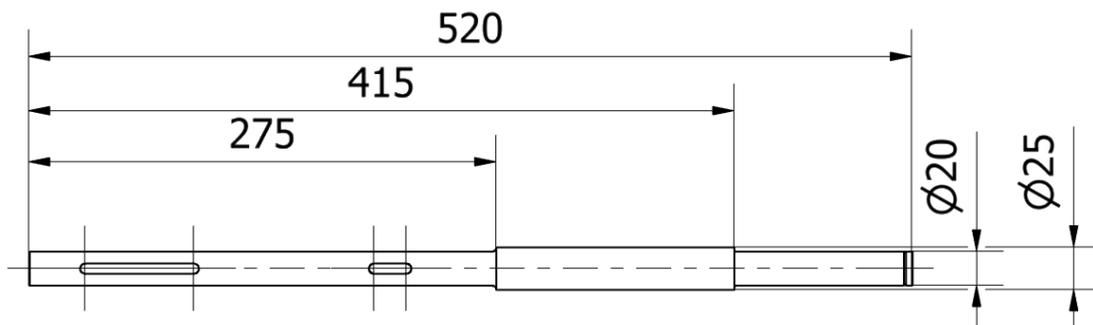
Lo cual determina que los cálculos realizados son adecuados, y el eje resistirá una carga a fatiga para vida infinita, sometido a esfuerzos a flexión, siempre y cuando el diámetro sea mayor a 16.5 mm.

Sin embargo, es necesario considerar que, en nuestro caso, no se han usado un criterio conservador (como el criterio de tensión reducida de Tresca-Guest), lo cual nos da resultados que

nos permiten optimizar el uso de material. Sin embargo, los cálculos manuales fueron realizados con el criterio de Tresca, lo cual nos da cálculos bastante conservadores.

Por consideraciones de diseño, materiales y piezas normalizadas en el mercado, se usará un eje de diámetro de 20mm. Por tanto, el eje inferior o eje del motor quedaría así:

**Figura 4.22**  
*Dimensiones del eje del dosificador*



#### ***Diseño del eje del motor***

Para el cálculo del eje del motor, se usarán las mismas fórmulas, tomando en cuenta que uno de los puntos de fijación del eje sería la caja en sí. Adicionalmente, este eje actúa a su vez como tensor de poleas.

Por tanto, el dimensionamiento del eje queda de la siguiente manera:

**Tabla 4.7**  
*Datos para el eje del motor*

Métrica	símbolo	valor	unidad
Inercia del reductor	$I_{yy,d}$	0.0392	kg m <sup>2</sup>
Velocidad del motorreductor	$\omega_m$	5	rpm
Tiempo de aceleración	$t_m$	0.2	s
Coefficiente de desplazamiento	$f_{d,d}$	1.18	s.u.

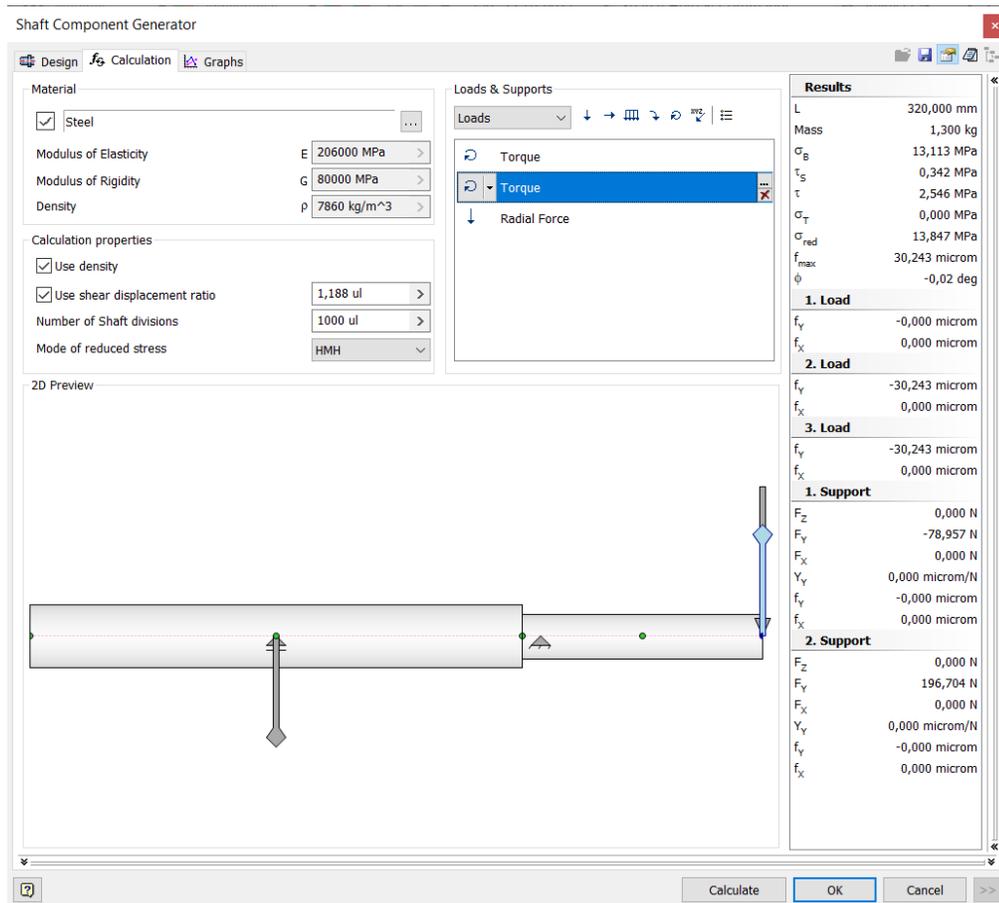
Introduciendo esos valores en las fórmulas, resulta:

$$T_d = 3.96 \text{ N} \cdot \text{m}$$

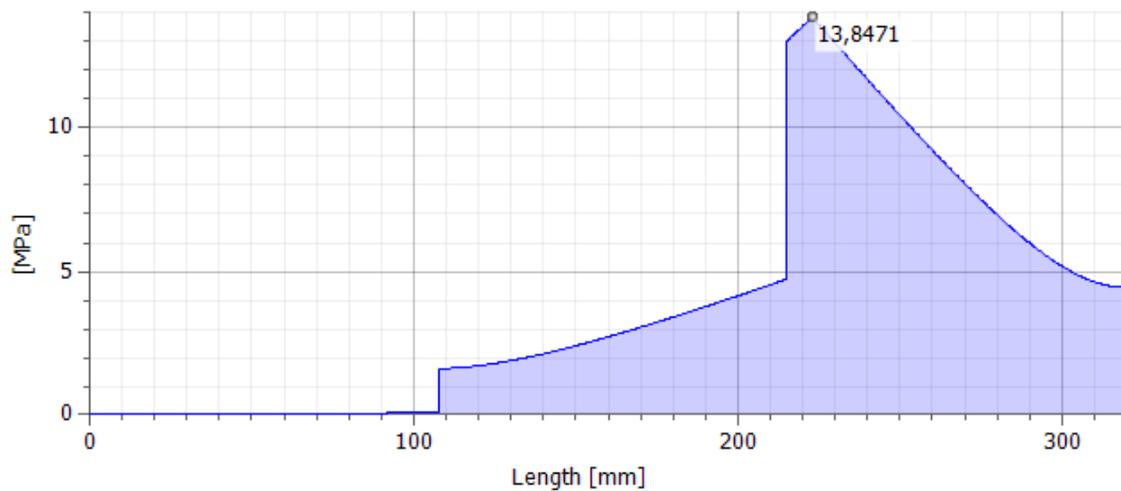
$$d_e = 13.572 \text{ mm}$$

La herramienta de diseño de Autodesk Inventor nos brinda los siguientes resultados:

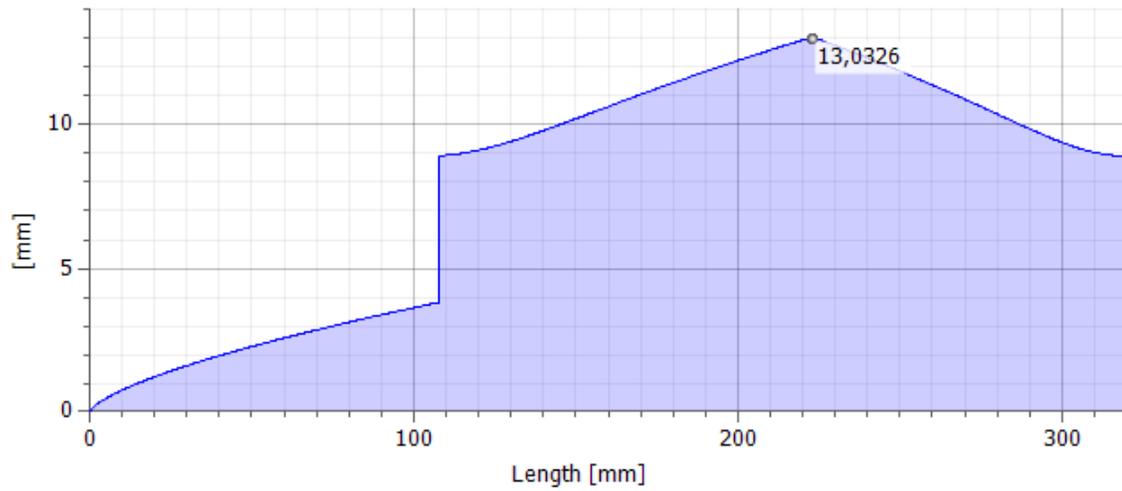
**Figura 4.23**  
Cálculo de eje en Inventor – Eje de motor



**Figura 4.24**  
Tensión reducida – Eje de motor

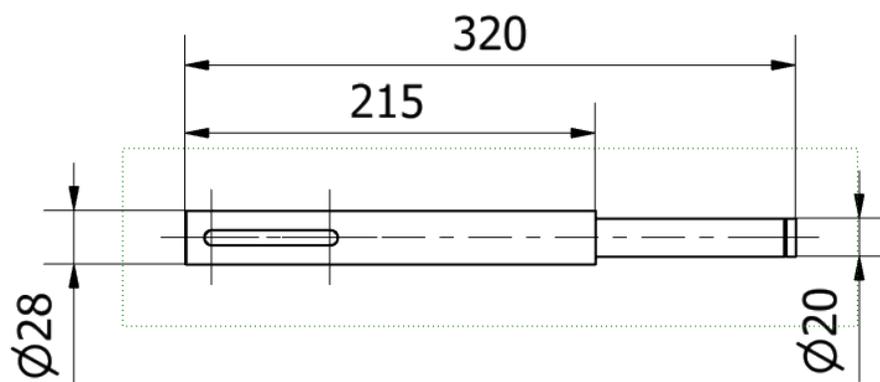


**Figura 4.25**  
*Diámetro ideal – Eje de motor*



$$e_e = \frac{13.572 - 13.0326}{13.0326} = 4.14\% \text{ (Admisible)}$$

**Figura 4.26**  
*Dimensiones del eje del motor*



### 4.1.3. Diseño del sistema de formado de empaques

#### Diseño del subsistema de tracción

#### Dimensionamiento de bandas y poleas

A diferencia de los cálculos anteriores, para este caso en específico se parte de un sistema de bandas y poleas sincronizadas, ya que es necesario el movimiento preciso, sin deslizamiento del empaque.

Por tanto, el modelo de cálculo del mismo queda definido de la siguiente manera, empezando desde la definición de factores de diseño (Autodesk, 2021):

$$C_{pa} = \begin{cases} 0 & 1.00 < 1/i < 1.25 \\ 0.1 & 1.25 \leq 1/i < 1.75 \\ 0.2 & 1.75 \leq 1/i < 2.50 \\ 0.3 & 2.50 \leq 1/i < 3.50 \\ 0.4 & 3.50 \leq 1/i \end{cases} \quad (52)$$

$$1.1 \leq k_1 \leq 1.3 \quad (53)$$

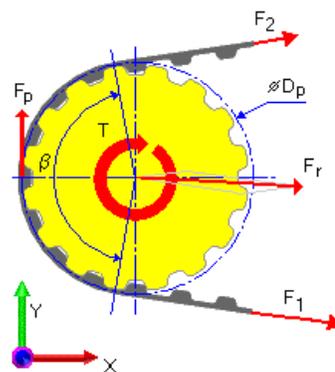
$$k_z = \begin{cases} 1 & z_c \geq 6 \\ 1 - \frac{1}{5}(6 - z_c) & z_c < 6 \end{cases} \quad (54)$$

$$0.96 \leq \eta \leq 0.98 \quad (55)$$

Una vez definidos los factores de diseño, el siguiente paso es el cálculo de proporciones de fuerza en cada polea (Autodesk Inc., 2021):

**Figura 4.27**

*Diagrama de cuerpo libre de una polea sincronizada*



$$F_1 = F_{Tmax} = k_1 F_p + F_c \quad (56)$$

$$F_2 = F_1 - F_p \quad (57)$$

$$F_p = \frac{P}{v} \quad (58)$$

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos(\beta)} \quad (59)$$

$$F_c = mv^2 \quad (60)$$

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas, se procede a definir las fórmulas que determinan el método de comprobación de resistencia de la banda (Autodesk Inc., 2021):

$$P_r = (k_z T_a - vm^2)vC_l \quad (61)$$

$$T_a = T_{a0} \left( \frac{B}{B_0} \right)^{1.14} \quad (62)$$

$$m = m_0 \left( \frac{B}{B_0} \right) \quad (63)$$

$$C_{pr} = \frac{P_r}{P} < C_p \quad (64)$$

Con estos valores, se parte de poleas sincronizadas del tipo T10x32, y una distancia de centro de 235mm (considerando que ambas poleas son las mismas). Las poleas en sí serán 37T10x25, lo que significa que, al ser de radios iguales, tendrán en contacto la mitad de los dientes cada una. Por tanto, para una velocidad de giro de 120rpm, se obtiene:

$$k_1 = 1.3$$

$$T_p = 10\text{Nm @ 120rpm}$$

$$P = 130\text{W} \rightarrow F_p = 260\text{N}$$

$$m = 0.154 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \rightarrow F_c = 0.038\text{N}$$

$$F_1 = 338.038\text{ N}$$

Que es la fuerza máxima a la que estaría sometida la banda. Con esta fuerza se determinan las fuerzas del eje y factores de la banda:

$$F_2 = 78.038 \text{ N}; F_r = 416.076 \text{ N}$$

$$C_{pr} = 8.573$$

Estos valores indican que la banda resistirá las fuerzas a las que está sometida. Con las consideraciones anteriores, es necesario también definir la eficiencia de la transmisión de potencia y la potencia requerida:

$$P_n = 0.97(P)$$

$$P_n = 134.03 \text{ W}$$

$$T_n = \frac{P_n}{n} = 10.31 \text{ Nm}$$

Se comparan estos cálculos con lo obtenido directamente por la herramienta de diseño de transmisión por bandas sincronizadas de Autodesk Inventor:

**Figura 4.28**

*Herramienta de cálculo de poleas sincrónicas de Autodesk Inventor*

The screenshot shows the 'Synchronous Belts Component Generator' dialog box. The 'Design' tab is active, and the 'Calculation' sub-tab is selected. The 'Type of calculation' is set to 'Strength Check'. Under 'Load', 'Torque, Speed --> Power' is selected. Input values include Power (0,126 kW), Torque (10,000 N m), Speed (120 rpm), Service factor (1,200 ul), and Efficiency (0,970 ul). Under 'Factors', 'Custom' is unchecked, and Teeth in mesh factor is 1,000 ul. Under 'Belt properties', 'Custom' is unchecked, Maximum allowable working tension is 2164,451 N, and Length correction factor is 1,000 ul. Under 'Belt tensioning', Tension factor is 1,300 ul. The 'Results' panel on the right displays the following values:

Results	
v	0,500 mps
f <sub>b</sub>	1,389 Hz
F <sub>p</sub>	251,327 N
F <sub>c</sub>	0,038 N
F <sub>tmax</sub>	326,764 N
F <sub>t</sub>	201,100 N
C <sub>PR</sub>	8,612 ul
Belt	
P <sub>R</sub>	1,082 kW
v <sub>max</sub>	60,000 mps
f <sub>max</sub>	50,000 Hz
m	0,154 kg/m
Pulley 1	
P <sub>x</sub>	1,000 ul
P	0,126 kW
T	10,000 N m
n	120,000 rpm
D <sub>p</sub>	79,577 mm
z <sub>c</sub>	13,000 ul
β	180,00 deg
F <sub>1</sub>	326,764 N
F <sub>2</sub>	75,437 N
F <sub>r</sub>	402,201 N
F <sub>v</sub>	402,201 N
L <sub>f</sub>	235,000 mm
Pulley 2	

Buttons at the bottom include 'Calculate', 'OK', 'Cancel', and '>>'.

$$e_{p,f} = \frac{134.031 - 126}{134.031} = 5.99\% \text{ (Admisible)}$$

Lo que indica que los cálculos son aceptables.

En este sistema también existen 3 poleas sincronizadas usadas en el tensor, sin embargo, es necesario tomar en cuenta que las mismas no estarán cargadas en un alto porcentaje, y añaden una carga despreciable al sistema, por lo que su cálculo y dimensionamiento no será tomado en cuenta más allá de su diámetro primitivo.

### ***Dimensionamiento de engranes***

Para el diseño de este juego de engranes, se usará una relación de conductor a conducido de 1 a 1, lo que significa que la velocidad del engrane conductor la misma a la del conducido. Con esas consideraciones, y basándonos en lo establecido por el estándar AGMA 2001-D04 se obtiene:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hp1}}{\sigma_{H1}} > S_H \quad (65)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hp2}}{\sigma_{H2}} > S_H \quad (66)$$

Que corresponde al factor de seguridad que deben tener los engranes. El cálculo del esfuerzo de contacto ( $\sigma_H$ ) está dado por la ecuación:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_0 K_v K_s \frac{K_H Z_r}{d_w b Z_I}} \quad (67)$$

Que define dicho esfuerzo en función del coeficiente elástico del material ( $Z_E$ ), la fuerza propia del contacto ( $F_t$ ), los factores de sobrecarga ( $K_0$ ), de carga dinámica ( $K_v$ ), factor de tamaño ( $K_s$ ) y de distribución de cargas ( $K_H$ ), del coeficiente superficial debido al picado ( $Z_r$ ), del ancho de cara ( $b$ ), diámetro primitivo ( $d_w$ ) y del coeficiente geométrico debido a la erosión superficial ( $Z_I$ ). El coeficiente elástico está dado por la siguiente fórmula:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} \quad (68)$$

Donde este factor queda definido en función de los módulos de Poisson ( $\nu$ ) y de elasticidad ( $E$ ) de cada material. Ya que se usarán los mismos materiales en ambos engranes, esta fórmula queda definida de la siguiente manera:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{2\pi\left(\frac{1-\nu^2}{E}\right)}} \quad (69)$$

La fuerza tangencial está definida por la siguiente fórmula:

Para el caso de engranajes rectos, la fuerza tangencial está definida por:

$$F_t = \frac{6P}{\pi\omega d_w} \quad (70)$$

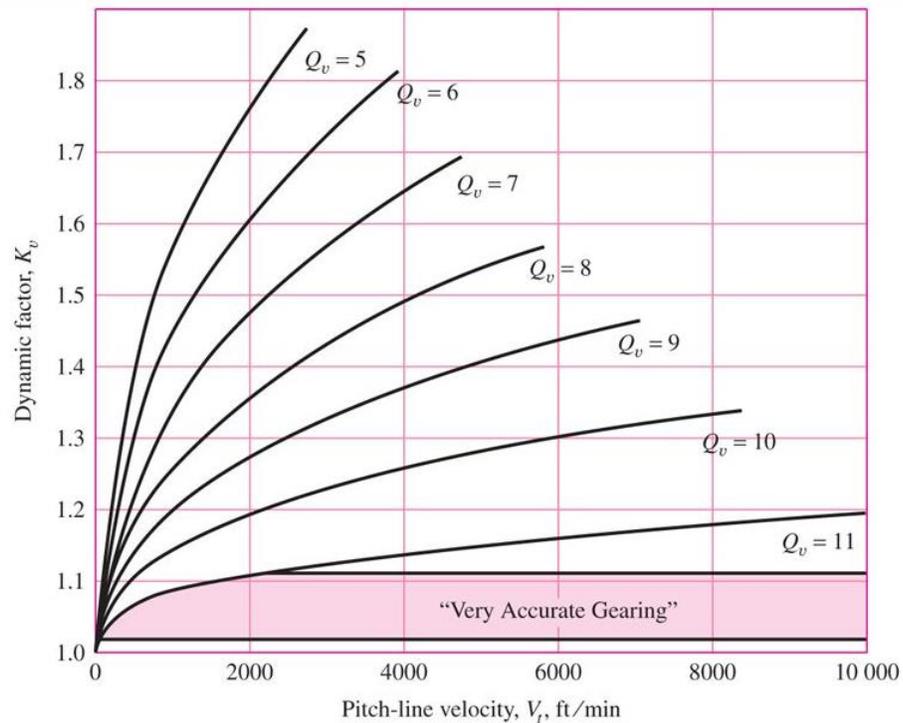
El factor de sobrecarga, según el estándar AGMA utilizado, está dado por la siguiente tabla:

**Tabla 4.8**  
*Factor de sobrecarga en engranes*

Fuente de energía	Carga en la máquina		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque pesado	1.50	1.75	2.25

Una vez obtenido este valor, el factor de carga dinámica se define en función de la siguiente figura, para un valor de precisión del engrane, y la velocidad del engrane:

**Figura 4.29**  
Factor de carga dinámica en engranes



El factor de tamaño depende de muchos parámetros, tales como la longitud de engranes, ángulo de presión, corrección unitaria, entre otros. Generalmente, se toma como 1 o menor, dependiendo de si el engrane tiene medidas relativamente estandarizadas.

El factor de distribución de la carga está dado en función al contacto de los dientes, ya que la carga es mayor al inicio en el engrane conducido, y mayor al final en el conductor, tomando en cuenta la punta que entra primero en contacto. Esto se define en función de condiciones de soporte, las cuales se definen empíricamente. Debido a la contradicción que ello representa, se utilizará otro método con una mayor convención, obtenido de tablas usadas por varios programas:

**Tabla 4.9***Factor de distribución de carga en engranes*

Condición de soporte	Ancho de cara			
	≤50	150	225	≥400
Montaje rígido y engranajes precisos	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos	1.60	1.70	1.80	2.00
Contacto incompleto de caras			>2.00	

Finalmente, el cálculo pasa a los coeficientes superficial y geométrico por la erosión. El coeficiente de estado superficial se define por la tabla a continuación

**Tabla 4.10***Coefficiente de estado superficial por erosión*

Estado superficial	$Z_R$
Defectos de acabado en la superficie	1.25
Esfuerzos residuales	1.25
Combinación de ambas	1.5

Mientras que el coeficiente geométrico por erosión, a diferencia del anterior, está definido por la fórmula a continuación:

$$Z_I = \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{2m_n} \frac{i}{i+1} \quad (71)$$

Definiendo dicho factor en función del ángulo de presión ( $\alpha$ ), el factor de compartición de cargas ( $m_n$ ) y la relación de velocidades ( $i$ ).

La resistencia admisible al fallo por erosión superficial está dada en función de factores de fabricación, tratamientos térmicos, calidad de los procesos de manufactura, microestructura del material, tensiones residuales, limpieza superficial y la composición del material.

Sin embargo, tomando en cuenta factores para el diseño de engranes con una resistencia de  $10^7$  ciclos (o vida infinita), cargas unidireccionales y una confianza del 99%, se obtiene la siguiente tabla:

**Tabla 4.11**

Tensión de contacto admisible según material/tratamiento

Material		Tratamiento térmico	Tensión de contacto admisible, N/mm <sup>2</sup>
Acero		Endurecido interno	600 – 1200
		Endurecido por llama o inducción	1170 – 1310
		Carburizado y endurecido	1205 – 1345
			1240 – 1895
		Nitrado	1035 – 1205 1070 – 1240
2.5% cromo (sin aluminio)		Nitrado	1070 – 1305
Nitralloy 135M			1070 – 1345
Nitralloy N			1185 – 1415
2.5% cromo (sin aluminio)			1215 – 1490
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Fundición	345 – 415
	Clase 30		450 – 520
	Clase 40		520 – 585
Fundición dúctil ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	530 – 635
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	530 – 635
	Grado 100-70-03		635 – 770
	Grado 120-90-02		710 – 870
Bronce		Fundición en moldes de arena	205
	ASTM B-148 aleación 954	Tratamiento a altas temperaturas	450

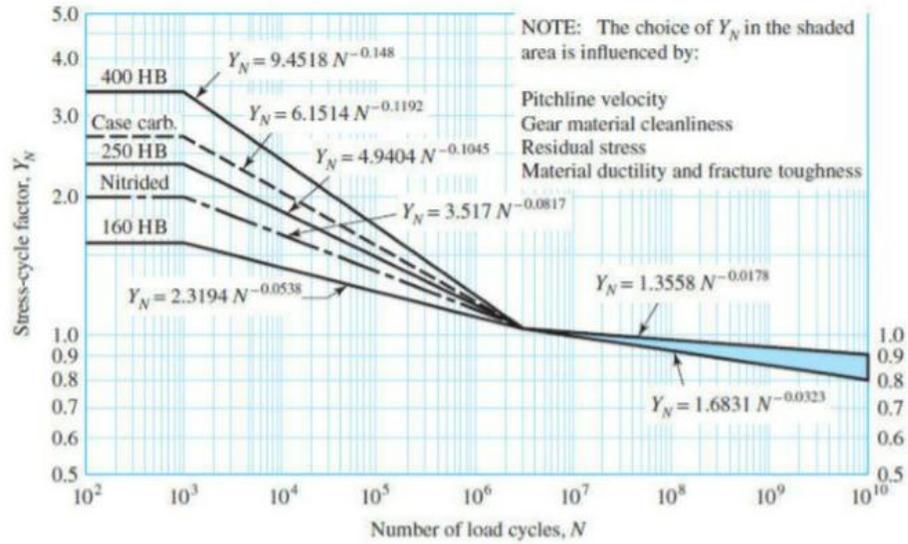
La tensión de contacto admisible también puede definirse con la siguiente fórmula:

$$\sigma_{Hadm} = \sigma_{HP} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \quad (72)$$

Que está definida en función de factores de duración del engrane ( $Z_N$ ), factor de dureza ( $Z_W$ ), factor de temperatura ( $Y_\theta$ ) y factor de confianza ( $Y_Z$ ).

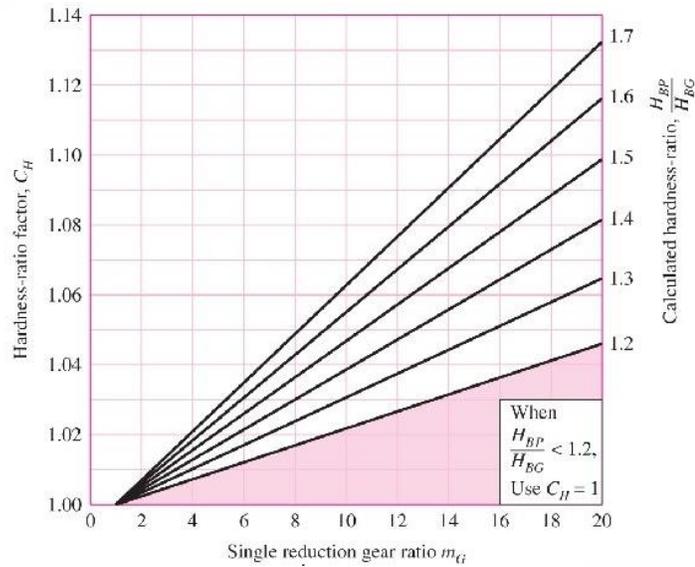
El factor de duración del engrane se obtiene de gráficas como la que se presenta a continuación:

**Figura 4.30**  
Factor de duración de engranes



El factor de dureza en engranes se define por la siguiente figura:

**Figura 4.31**  
Factor de dureza en engranes



El factor de confiabilidad se define en función de los valores de la siguiente tabla:

**Tabla 4.12**  
*Factor de confiabilidad en engranes*

Confiabilidad del proceso	$Y_z$
99.99%	1.5
99.9%	1.25
99%	1
90%	0.85
50%	0.70

Finalmente, el factor de temperatura se define en función de la siguiente ecuación:

$$Y_\theta = \frac{460 + T}{620} \quad (73)$$

Una vez finalizado el proceso de cálculo de resistencia del engrane en función del picado o erosión, es necesario verificar que el engrane también resista los esfuerzos de flexión del diente.

Con esas consideraciones, se obtiene:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fp1}}{\sigma_{F1}} > S_F \quad (74)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fp2}}{\sigma_{F2}} > S_F \quad (75)$$

Los cuales son los factores de seguridad de flexión o rotura en el diente, definidos en función de la tensión de flexión admisible en el diente ( $\sigma_{Fp}$ ), tensión de flexión máxima en el diente ( $\sigma_F$ ) y factor de seguridad de flexión ( $S_F$ ).

La tensión de flexión máxima en el diente se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_F = F_t K_0 K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (76)$$

Es decir, se define en función de la fuerza propia del contacto ( $F_t$ ), los factores de sobrecarga ( $K_0$ ), de carga dinámica ( $K_v$ ), factor de tamaño ( $K_s$ ) y de distribución de cargas ( $K_H$ ), además del ancho de cara ( $b$ ) tal como en el caso anterior. Sin embargo, aquí se añade el factor del espesor del engrane ( $K_B$ ), el módulo transversal ( $m_t$ ) y el factor geométrico de resistencia a la flexión ( $Y_J$ ).

El factor de espesor del engrane se define en función de las siguientes fórmulas:

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (77)$$

$$m_B = t_R/h_t \quad (78)$$

Donde la relación entre diente y base ( $m_B$ ) está dada por el cociente entre el espesor del engrane a la base ( $t_R$ ) y la altura del engrane a la base ( $h_t$ ).

Adicionalmente, se puede tomar de la siguiente gráfica:

**Figura 4.32**  
Factor de espesor del engranaje

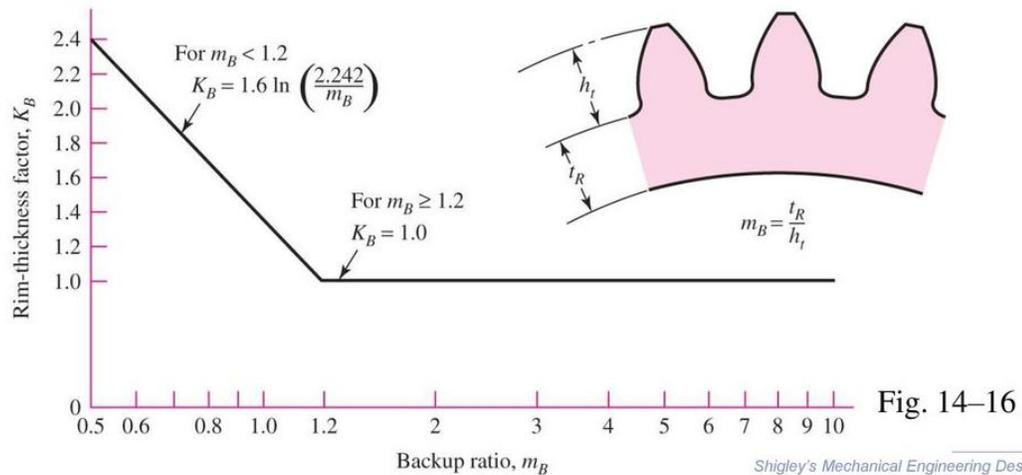


Fig. 14-16

Shigley's Mechanical Engineering Design

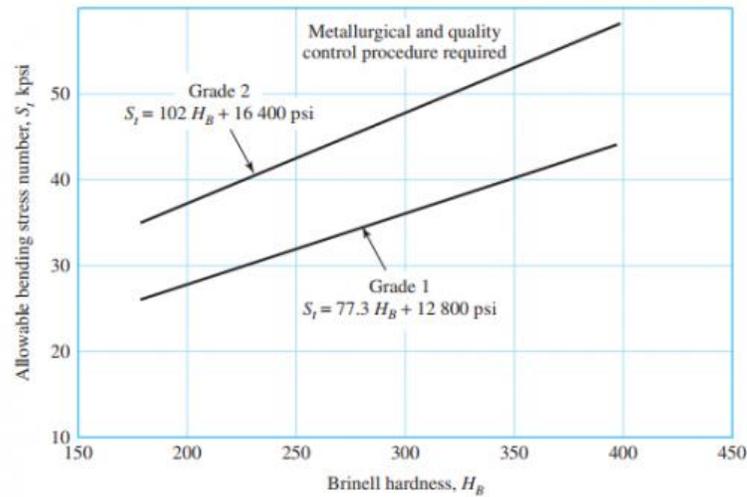
El módulo transversal se define en función de las siguientes ecuaciones:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (79)$$

Donde el módulo normal ( $m_n$ ) y el ángulo de hélice del engrane ( $\beta$ )

El esfuerzo admisible está dado en función de la siguiente gráfica:

**Figura 4.33**  
Esfuerzo de flexión admisible



De igual manera, su valor puede tomarse de la siguiente tabla:

**Tabla 4.13**  
Tensión de flexión admisible según material/tratamiento

Material		Tratamiento térmico	Tensión de flexión admisible, $N/mm^2$
Acero		Endurecido interno	182 – 394
		Endurecido por llama o inducción	310 – 380 150
		Carburizado y endurecido	380 – 515
		Nitrado	237 – 364
Nitalloy 135M		Nitrado	248 – 379
Nitalloy N			248 – 379
2.5% cromo (sin aluminio)			266 – 446
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Fundición	34.5
	Clase 30		59
	Clase 40		90
Fundición dúctil ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	150 – 230
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	150 – 230
	Grado 100-70-03		185 – 275
	Grado 120-90-02		215 – 305
Bronce		Fundición en moldes de arena	39.5
	ASTM B-148 aleación 954	Tratamiento a altas temperaturas	165

Todos estos factores son considerados en el cálculo realizado por Autodesk Inventor según el estándar AGMA 2001-D04:2005 (Autodesk Inc., 2021)

Los valores para la transmisión de potencia de estos engranes son:

**Figura 4.34**  
Herramienta de cálculo de engranes cónicos de Autodesk Inventor

The screenshot shows the 'Bevel Gears Component Generator' dialog box with the 'Calculation' tab selected. The 'Method of Strength Calculation' is set to 'ANSI/AGMA 2001-D04:2005'. The 'Loads' section includes input fields for Power (128.35 W for Gear 1, 0.126 kW for Gear 2), Speed (120 rpm for Gear 1, 120.00 rpm for Gear 2), Torque (10,214 N m for Gear 1, 10,009 N m for Gear 2), and Efficiency (0.980 ul). The 'Material Values' section shows both gears are made of 'A576-1045' with allowable bending stress (193.0 MPa), allowable contact stress (660.0 MPa), modulus of elasticity (206000 MPa), and Poisson's ratio (0.300 ul). The 'Required Life' is set to 1000000 hr. The 'Results' table on the right lists various forces and factors for both gears.

Results	
$F_t$	335,660 N
$F_n$	357,202 N
$v$	0,382 mps
$n_{E1}$	18381,627 rpm
Gear 1	
$F_{r1}$	86,387 N
$F_{r2}$	86,387 N
$F_{a1}$	86,387 N
$F_{a2}$	86,387 N
$k_f$	1,219 ul
$k_n$	3,540 ul
Gear 2	
$F_{r1}$	86,387 N
$F_{r2}$	86,387 N
$F_{a1}$	86,387 N
$F_{a2}$	86,387 N
$k_f$	1,219 ul
$k_n$	3,540 ul

De estos cálculos se destacan los siguientes valores:

$$T_1 = 10.214 \text{ Nm}$$

$$P_1 = 128.35 \text{ W}$$

$$k_{f1} = k_{f2} = 1.219$$

Lo que quiere decir que el juego de engranajes cónicos resistirá la potencia necesaria. A continuación, realizamos los mismos pasos para el conjunto de engranes que saldrán del motorreductor:

**Figura 4.35**

*Herramienta de cálculo de engranes helicoidales de Autodesk Inventor*

The screenshot shows the 'Spur Gears Component Generator' dialog box. The 'Method of Strength Calculation' is set to 'ISO 6336:1996'. The 'Loads' section shows input for Gear 1 and Gear 2:

	Gear 1	Gear 2
Power (P)	261,94 W	0,257 kW
Speed (n)	120 rpm	120,00 rpm
Torque (T)	20,845 N m	20,428 N m
Efficiency (η)	0,980 ul	

The 'Material Values' section shows both gears are made of A576-1045. The 'Required Life' (L<sub>h</sub>) is set to 100000 hr. The 'Results' panel on the right displays the following values:

Results	
F <sub>t</sub>	435,277 N
F <sub>r</sub>	168,595 N
F <sub>a</sub>	-158,428 N
F <sub>n</sub>	492,940 N
v	0,602 mps
n <sub>E1</sub>	16260,156 rpm
Gear 1	
S <sub>H</sub>	1,267 ul
S <sub>F</sub>	21,516 ul
S <sub>Hst</sub>	3,089 ul
S <sub>Fst</sub>	48,146 ul
Gear 2	
S <sub>H</sub>	1,267 ul
S <sub>F</sub>	21,516 ul
S <sub>Hst</sub>	3,089 ul
S <sub>Fst</sub>	48,146 ul

De donde destacamos los siguientes datos:

$$T_1 = 20.845 \text{ Nm}$$

$$P_1 = 261.94 \text{ W}$$

$$S_{H1} = S_{H2} = 1.267$$

Lo que indica que los engranes resistirán la potencia de transmisión, y que la caja reductora debe tener un torque a la salida de mínimo 20.845 Nm @ 120 rpm.

### Selección de reductor y motor

Con los datos de la sección anterior, y en función de los cálculos realizados en el sistema de dosificación, tenemos:

**Tabla 4.14**

*Características de reductor – sistema de formado*

Característica	Dato/Valor
Modelo	NMRV040-80
Reducción	1:5
Tipo de carcasa	Monolítica
Posiciones de fijación	M1, M4, M5
Eficiencia	0,95
Factor de servicio en la prueba	0.985
Factor correctivo de carga	1,25
Nivel de presión acústica	68 dBA

**Figura 4.36**

*Imagen del motorreductor*



Definiendo el torque de entrada en función de los factores correctivos, tenemos:

$$T_i = \frac{F_{CL}(T_o)}{K_S \eta_r i_r} \quad (80)$$

Evaluando los factores de la tabla 4.14 en (80), tenemos:

$$T_i = \frac{1.25(20.845 \text{ Nm})}{0.985(0.95)(5)}$$

$$T_i = 5.569 \text{ Nm}$$

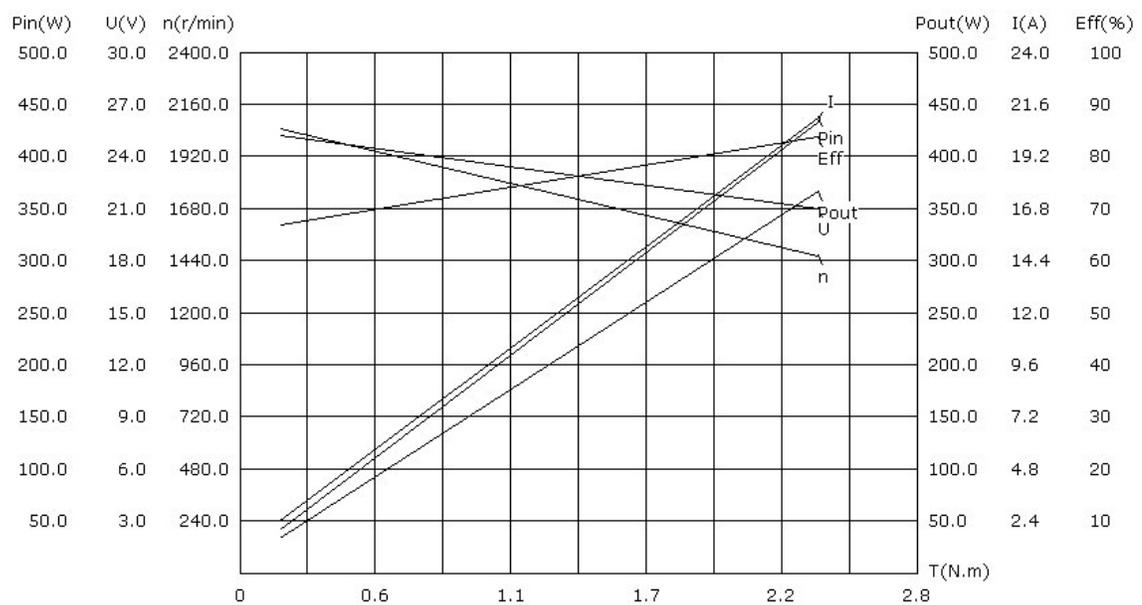
Es decir, el motor tiene que desarrollar un torque de 5.569 Nm @ 600 rpm en la entrada del dosificador.

La potencia del motor sería de:

$$P_m = 349.906 \text{ W}$$

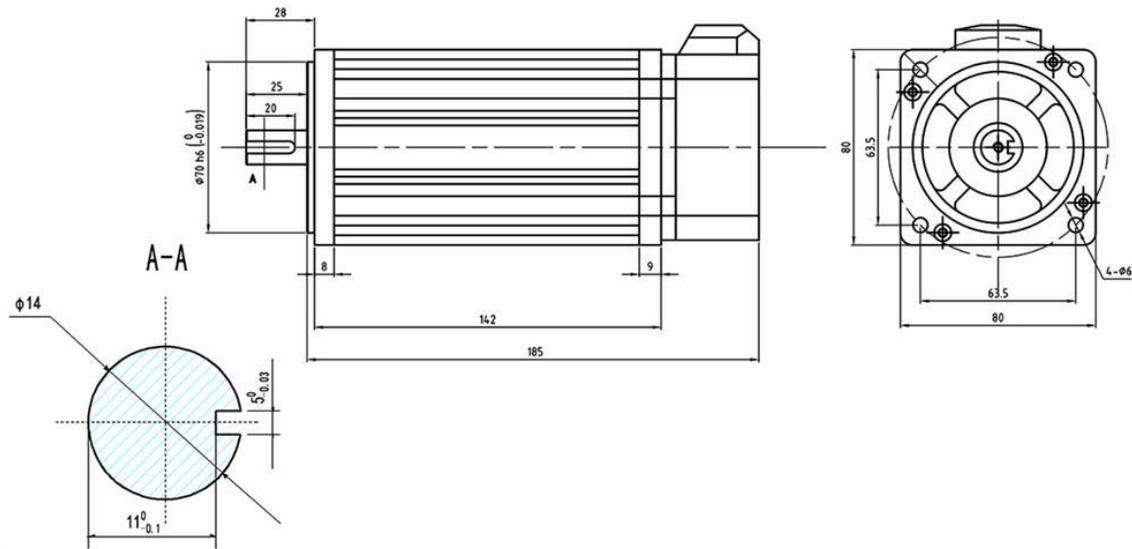
Es decir, requerimos un motor de al menos 0.5 hp de potencia. En el mercado nacional existen servos de 0.4 kW (0,5 hp), con características de torque y velocidad similares a las requeridas en esta aplicación:

**Figura 4.37**  
Curvas características de motor



De las curvas características tenemos que el motor en cuestión (ATO-80AS0204-15) es un NEMA 34 capaz de soportar la carga requerida. Adicionalmente, con un aumento de la intensidad puede dar mayor potencia, y se aumenta el rendimiento de la misma al llegar lo más cercano a la potencia máxima de salida (500 W)

**Figura 4.38**  
Diagrama del motor – sistema de formado



#### **Dimensionamiento de ejes de transmisión**

En adición a las fórmulas establecidas anteriormente para el dimensionamiento de ejes, es necesario considerar que debido a la geometría de la transmisión de potencia (engranes helicoidales y engranes cónicos) los ejes estarán sometidos a cargas axiales, radiales y tangenciales. Por tanto, el esfuerzo reducido, por tanto, queda definido por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_T)^2 + \alpha(\tau^2 + \tau_S^2)} \quad (81)$$

En esta ecuación se tiene la influencia de esfuerzo cortante puro ( $\tau_S$ ), esfuerzo cortante de torsión ( $\tau$ ), esfuerzo de tracción/compresión ( $\sigma_T$ ) y esfuerzo de flexión ( $\sigma_B$ ), además de un factor de amplificación de los esfuerzos cortantes ( $\alpha$ ), igual a 3 para HMM y 4 para Tresca-Guest.

Los esfuerzos listados en la formula se indican a continuación:

$$\sigma_B = \frac{M_B(z)}{W_B(z)} \quad (82)$$

$$\tau_S = \frac{T(z)}{A(z)} \quad (83)$$

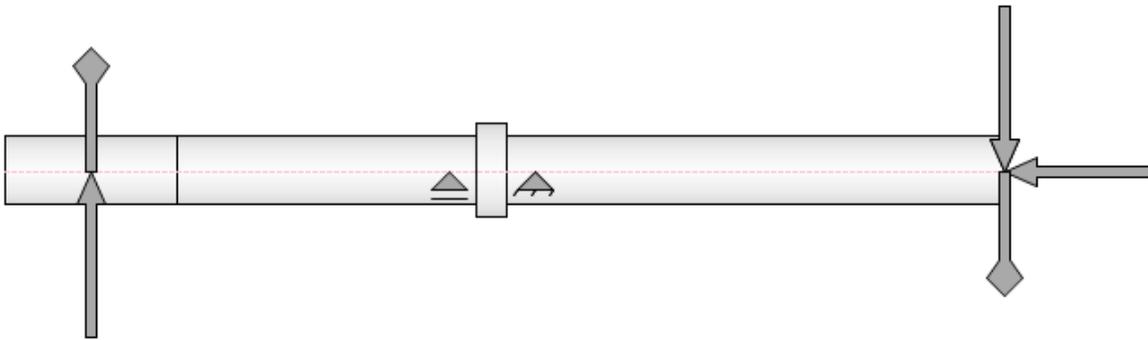
$$\tau = \frac{M_T(z)}{W_T(z)} \quad (84)$$

$$\sigma_T = \frac{F_z(z)}{A(z)} \quad (85)$$

Definiendo dichas ecuaciones en función de cada momento y fuerza presentada en una determinada posición a lo largo del eje (z), así como el área transversal del mismo (A)

Tomando en cuenta el eje de transmisión transversal, se obtiene la siguiente geometría:

**Figura 4.39**  
*Geometría del eje de transmisión transversal*



Por tanto, el valor de los esfuerzos en función de esta geometría estarían dados por:

$$\sigma_{xx} = \frac{M_B(x)}{W_B(x)} + \frac{F_x(x)}{A(x)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_T(x)}{W_T(x)} + \frac{T(x)}{A(x)}$$

Dada la geometría del eje, el mayor esfuerzo estará localizado en el concentrador de esfuerzos ubicado en la manzana del eje, en el lado del diámetro menor. Es necesario resolver este sistema como una viga hiperestática, por lo que las fuerzas y momentos resultantes son:

$$T_x = 2530 \text{ N}; M_T = 5 \text{ Nm}$$

$$M_B = 52,80 \text{ Nm}; F_x = 0$$

Por tanto, es posible eliminar la componente de tracción en ese punto. Con esas consideraciones, las ecuaciones resultan en lo siguiente:

$$\sigma_{xx} = 67.521 \text{ MPa}; \tau_{xy} = 9.785 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{67.521^2 + 3(6.225^2 + 3.243^2)}$$

$$\sigma_{VM} = 55.607 \text{ MPa}$$

$$d = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{2}{\pi \times 50 \text{ MPa}}\right) \sqrt{(1.5M_B)^2 + 0.75(1.5T)^2}} = 22.224 \text{ mm}$$

Autodesk inventor se vale de estas mismas ecuaciones para calcular diámetros de ejes en función de su carga y uso. Por tanto, se obtiene:

**Figura 4.40**  
*Cálculo de eje transversal en Autodesk Inventor*

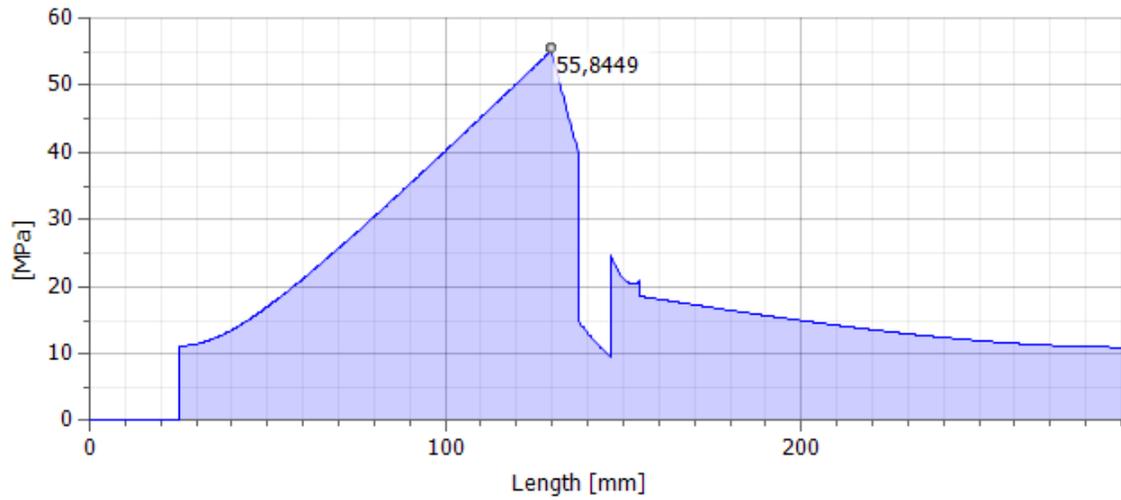
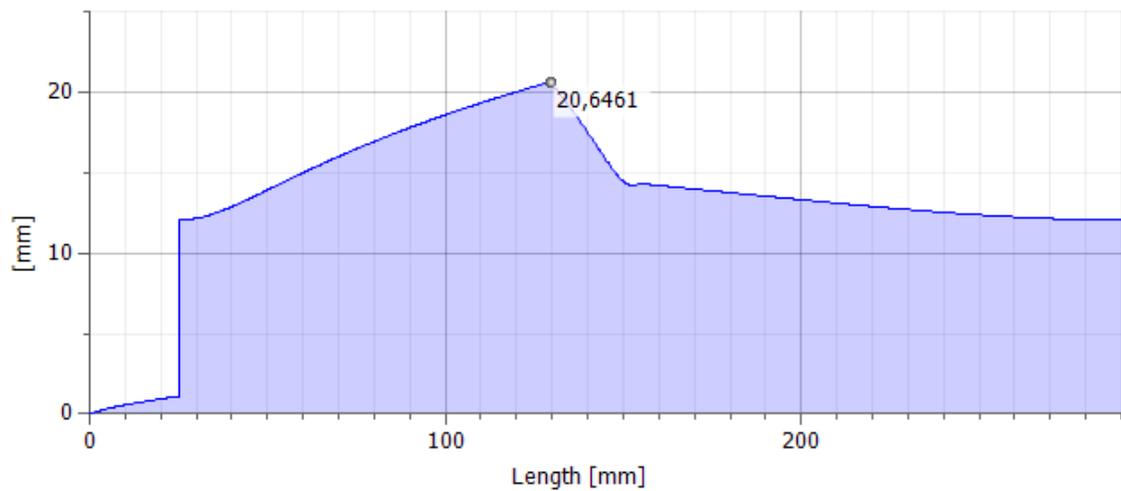
The screenshot shows the Autodesk Inventor Shaft Component Generator interface. The window is titled "Shaft Component Generator" and has tabs for Design, Calculation, and Graphs. The interface is divided into several sections:

- Material:** Includes a "User material" checkbox and input fields for Modulus of Elasticity (E: 206000 MPa), Modulus of Rigidity (G: 80000 MPa), and Density (rho: 7860 kg/m^3).
- Calculation properties:** Includes checkboxes for "Use density" and "Use shear displacement ratio" (1,188 ul), a "Number of Shaft divisions" field (1000 ul), and a "Mode of reduced stress" dropdown (HMH).
- 2D Preview:** A central area showing a 2D cross-section of a shaft with various loads and supports applied.
- Loads & Supports:** A list of applied loads and supports, including Torque, Radial Force, and Axial Force.
- Results:** A table of calculated values for loads and supports.

The Results panel displays the following data:

Parameter	Value
L	291,500 mm
Mass	0,741 kg
$\sigma_B$	53,887 MPa
$\tau_S$	5,595 MPa
$\tau$	6,366 MPa
$\sigma_T$	0,275 MPa
$\sigma_{red}$	55,845 MPa
$f_{max}$	162,274 microm
$\phi$	0,12 deg
<b>1. Load</b>	
$f_Y$	-0,478 microm
$f_X$	-122,141 microm
<b>2. Load</b>	
$f_Y$	-0,478 microm
$f_X$	-122,141 microm
<b>3. Load</b>	
$f_Y$	54,615 microm
$f_X$	-0,196 microm
<b>4. Load</b>	
$f_Y$	54,615 microm
$f_X$	-0,196 microm
<b>5. Load</b>	
$f_Y$	54,615 microm
$f_X$	-0,196 microm
<b>1. Support</b>	
$F_Z$	0,000 N
$F_Y$	475,976 N
$F_X$	2097,900 N
$Y_Y$	0,000 microm/N
$f_Y$	-0,000 microm

Del informe liberado por el programa, se destacan las siguientes gráficas, que definen tanto el esfuerzo reducido (o esfuerzo de Von mises) así como el diámetro ideal para un eje de sección variable, permitiéndonos elegir el diámetro adecuado:

**Figura 4.41***Tensión reducida – Eje transversal***Figura 4.42***Diámetro ideal – Eje transversal*

$$e_{e,t} = \frac{22.531 - 22.1241}{22.1241} = 1.84\% \text{ (Admisible)}$$

Lo que indica que los cálculos son adecuados, y el eje resistirá la carga requerida.

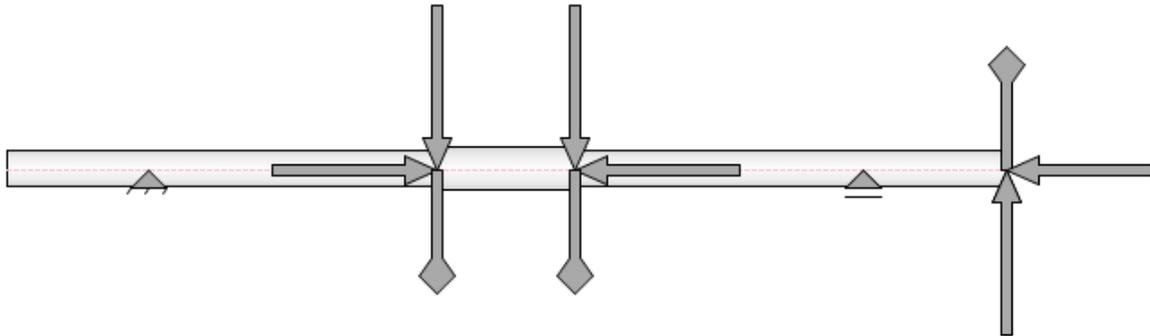
Para el cálculo del eje longitudinal, se usan los siguientes datos:

$$F_{x,t} = F_{x,l}$$

$$2T_t = T_l$$

Es decir, se transmiten las fuerzas tangenciales y longitudinales entre engranes. Con esto, se obtiene la siguiente geometría:

**Figura 4.43**  
*Geometría del eje de transmisión longitudinal*



Una de las consideraciones más importantes en este eje es la definición correcta tanto de torques como de cargas axiales y radiales. De esto, se obtiene los siguientes momentos y cargas en el punto más vital:

$$T_x = 25.95 \text{ N}; M_T = 20.428 \text{ Nm}$$

$$M_B = 18 \text{ Nm}; F_x = 0$$

Y de estos, se obtiene los siguientes esfuerzos:

$$\sigma_{xx} = 22.946 \text{ MPa}; \tau_{xy} = 13.021 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{22.946^2 + 3(13.021^2)}$$

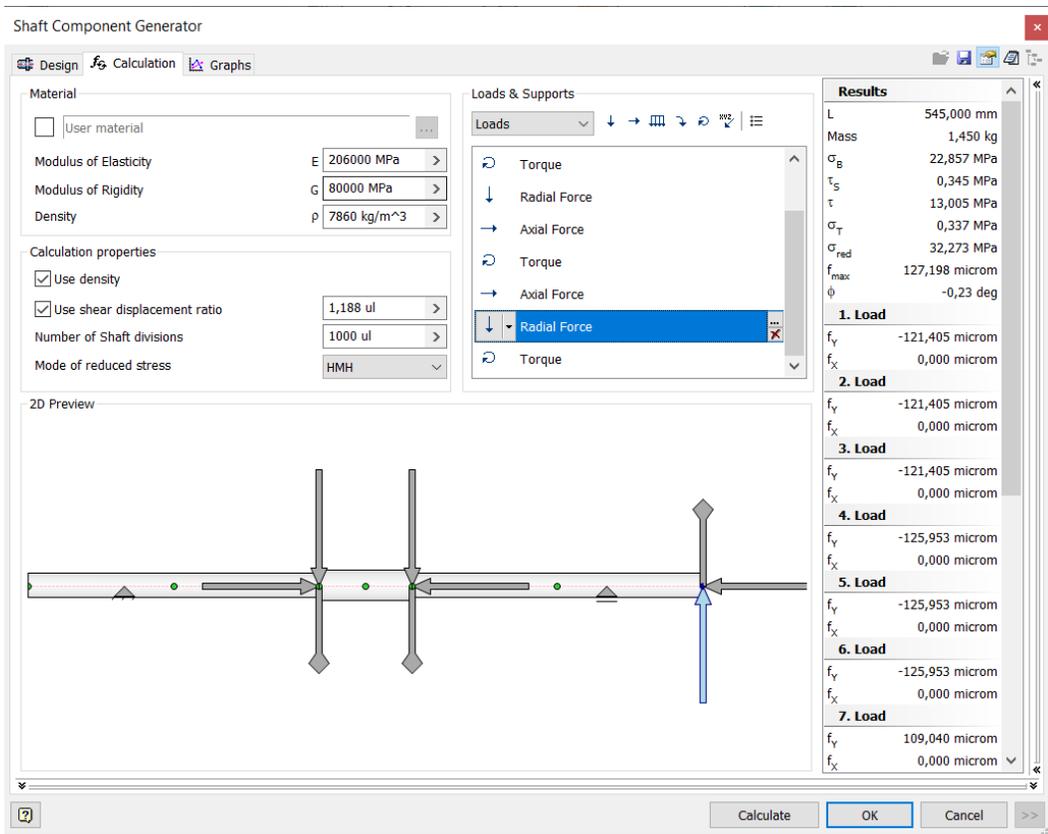
$$\sigma_{VM} = 32.173 \text{ MPa}$$

Y con el valor del esfuerzo de Von Mises, se procede a calcular el diámetro ideal:

$$d = 17.266$$

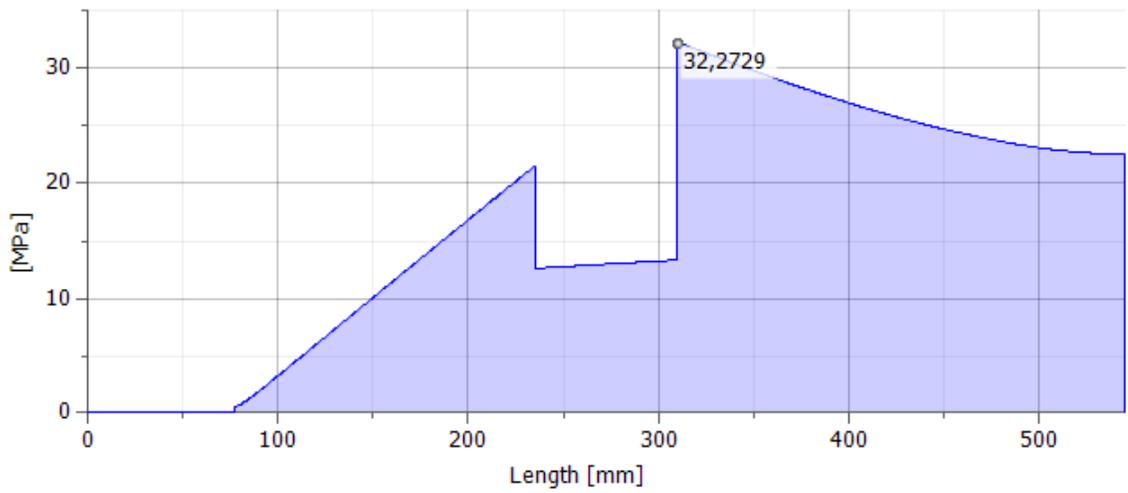
Se comprueba estos datos utilizando la herramienta de Autodesk inventor para ejes:

**Figura 4.44**  
*Cálculo de eje longitudinal en Autodesk Inventor*

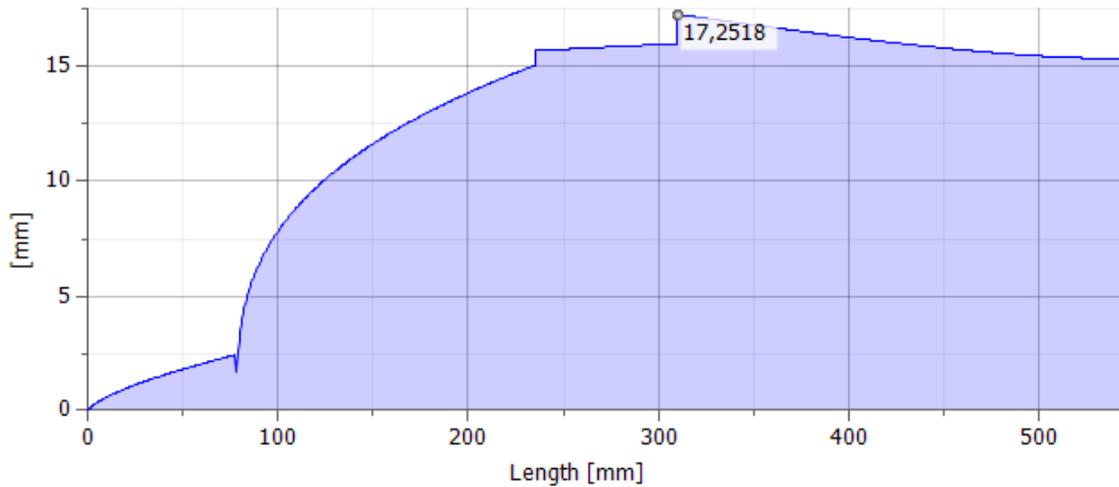


Tomando la carga axial y radial de los engranes cónicos, junto a la carga axial y radial del engrane helicoidal que recibe poder de la caja, se obtienen las siguientes gráficas:

**Figura 4.45**  
*Tensión reducida – Eje longitudinal*



**Figura 4.46**  
*Diámetro ideal – Eje longitudinal*



$$e_{e,l} = \frac{17.2518 - 17.266}{17.2518} = 0.08\% \text{ (Admissible)}$$

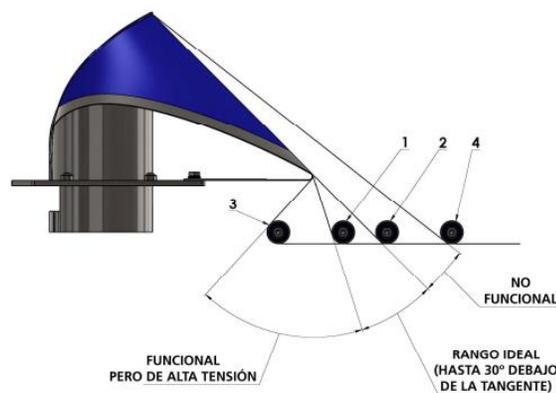
### Diseño del subsistema de distribución

#### *Dimensionamiento de rodillos*

Se aconseja que el rodillo tensor que estará más cerca de la manga formadora no tenga un ángulo mayor a  $30^\circ$  bajo la tangente del formador, ya que de lo contrario existirá una sobretensión en ese punto, generando un estiramiento e incluso la rotura del empaque, además de provocar efectos adversos sobre el sellado. (Greener Corporation, 2013)

**Figura 4.47**

*Rangos de ángulo entre manga y rodillo*



Tomando en cuenta la máxima longitud de empaque (200 mm) en función de la manga formadora más grande disponible en el mercado nacional (r58), son necesarios rodillos que den la longitud adecuada. Por tanto, se eligen de entre los rodillos disponibles en el mercado, rodillos de una longitud efectiva de 575mm

**Figura 4.48**  
*Rodillos de rotación libre*



Este tipo de rodillos tienen un recubrimiento flexible, y rodamientos para permitir su libre rotación sin que esto afecte al apoyo de los mismos. Se utiliza un mecanismo similar en los rodillos transductores, considerando que estos tienen un conjunto de celdas de carga, en una configuración de puente de Wheatstone.

**Figura 4.49**  
*Rodillo transductor de tensión*



El último roller a dimensionarse es el roller maestro, o roller conductor de desembobinado. Es el rodillo en el que irá depositado el empaque, por lo tanto, es necesario que el mismo, a diferencia de los anteriores, esté instalado en una configuración en voladizo, con la finalidad de permitir la carga y descarga del material de empaque. Este tipo de rollers generalmente son de uretano para este tipo de aplicaciones, y además tienen dimensiones de diámetro estándar, por lo que se necesita que los mismos mantengan tracción sobre el rollo del empaque, cuyas dimensiones interiores son similares.

**Figura 4.50**

*Rodillo de desembobinado en voladizo*



#### ***Dimensionamiento de freno/soporte***

Para el dimensionamiento del freno, es necesario conocer la fuerza máxima de tensión que debe soportar el empaque, además de la fricción esperada entre los rodillos de deslizamiento libre. Con estas consideraciones, y en función de las propiedades mecánicas del film a utilizar, es posible determinar un valor adecuado para el freno del rodillo de almacenamiento.

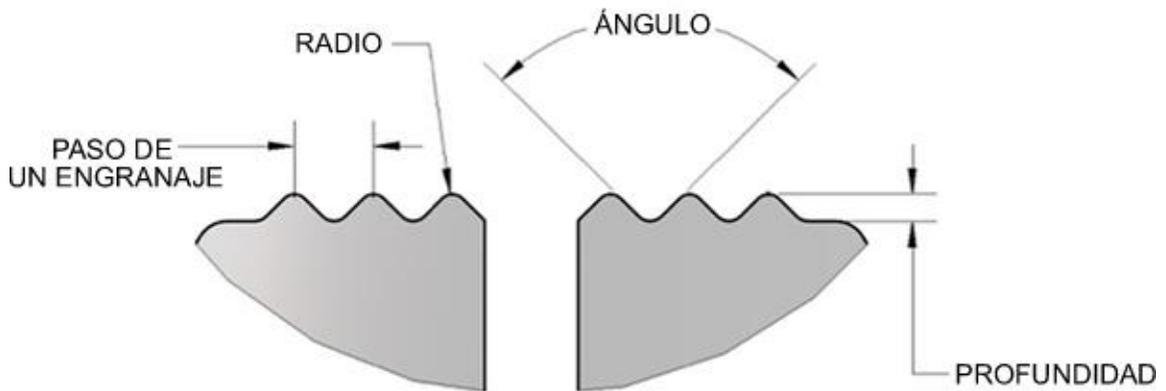
#### ***4.1.4. Diseño del sistema de sellado y corte***

##### **Diseño de mordazas**

Para el diseño de mordazas es necesario tomar ciertas consideraciones en cuenta, entre ellas el área de contacto que tendría el empaque, la longitud del mismo y el espesor del empaque. Estas consideraciones nos permiten determinar el tamaño promedio que debería tener el patrón

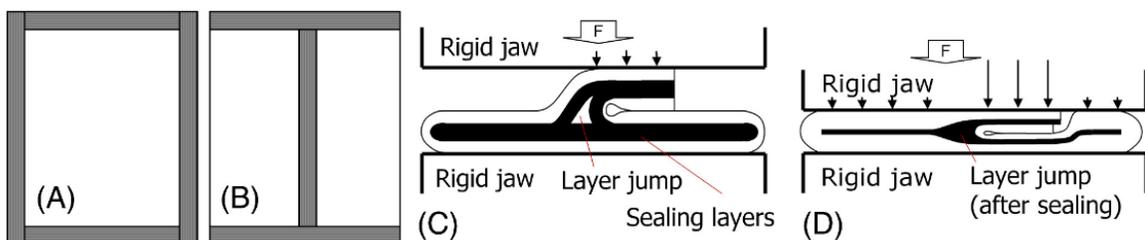
de serrado, ya que las mismas deben tener ciertos radios y pasos con la finalidad de asegurar un sellado hermético, y evitar que los esfuerzos sobre el empaque lleven a la rotura del mismo.

**Figura 4.51**  
*Dimensiones importantes de mordazas de sellado*



Bajo recomendaciones de fabricantes de mordazas de sellado, se aconseja tener un ángulo de entre  $30^\circ$  y  $45^\circ$ , ya que de lo contrario las mordazas no proporcionarán un sello hermético. En ciertas aplicaciones (como el sellado vertical en nuestro caso) se admite el uso de mordazas con caras planas.

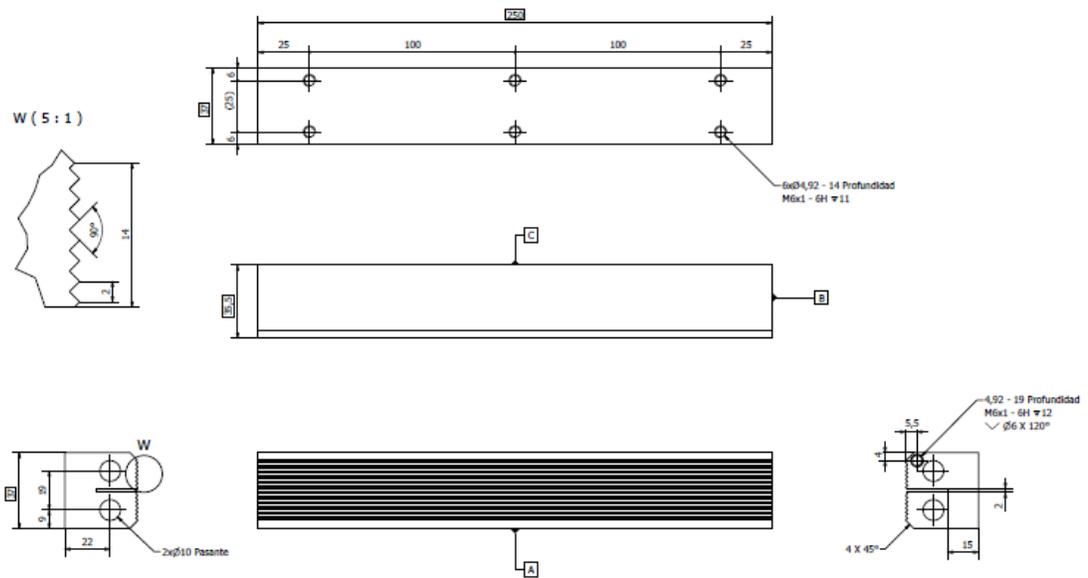
**Figura 4.52**  
*Sellado de empaques con temperatura y presión*



*Nota.* En la figura indicada se visualizan empaques con doble costura vertical (A), empaques con formado cilíndrico y una sola costura (B), la parte en contacto con las mordazas previo al sellado (C) y después de la aplicación de temperatura y presión (D).

Con estas consideraciones, la geometría de la mordaza sería la siguiente:

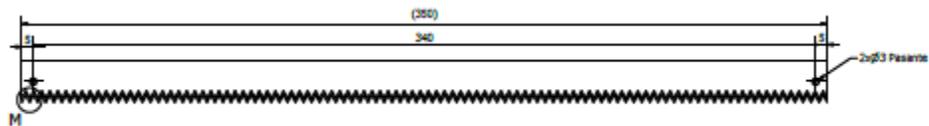
**Figura 4.53**  
Dimensiones generales de la mordaza



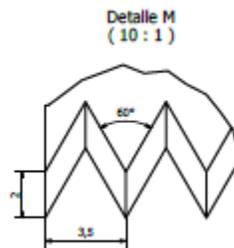
**Diseño de la cuchilla de corte**

Basándonos en cuchillas disponibles en el mercado para estas aplicaciones, la misma queda de la siguiente forma:

**Figura 4.54**  
Dimensiones generales de la cuchilla de corte



**Figura 4.55**  
Patrón de dentado de la cuchilla de corte



### Diseño de placas de soporte

Las placas de soporte van a actuar como vigas, soportando cargas de flexión y esfuerzos cortantes. Por tanto, los esfuerzos que se ejercen sobre las mismas estarían dados en función de las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{xy} = \frac{V_y(x)Q}{I_z h_{pf}} \rightarrow \tau_{xy} = \frac{3V_y}{2A_t} \left(1 - \frac{y^2}{c^2}\right) \quad (86)$$

$$\sigma_{xx} = \frac{M_z(x)\bar{y}}{I_z} \rightarrow \sigma_{xx} = \frac{M_z(x)t}{2I_z} \quad (87)$$

Con el fin de encontrar el valor máximo de la tensión de Von Mises, utilizamos las ecuaciones:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_{xx} + \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 4\tau_{xy}^2}}{2}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_{xx} - \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 4\tau_{xy}^2}}{2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (88)$$

Cabe destacar que el esfuerzo  $\sigma_2$  es nulo para esta aplicación, ya que se considera el estado de esfuerzos de la placa en un plano.

Una vez realizados estos cálculos, procedemos al cálculo de resistencia a fatiga, en función del esfuerzo mayor.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (89)$$

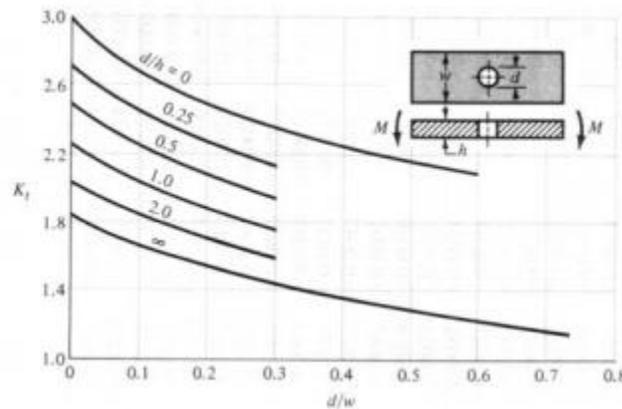
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (90)$$

$$\sigma_{max} = k_t \sigma_{VM} \quad (91)$$

El factor de concentración de esfuerzos se obtiene de la siguiente figura, que describe a dicho factor en función del diámetro del orificio sometido a esfuerzos, y las dimensiones de la placa:

**Figura 4.56**

*Factores de concentración de esfuerzos teóricos,  $K_t$*



Una vez calculados los esfuerzos máximo, mínimo, medio y alternante, es necesario calcular la resistencia a la fatiga, dada en función de factores de confiabilidad ( $C_R$ ), tamaño ( $C_D$ ), acabado superficial ( $C_S$ ), material ( $C_M$ ) y tipo de esfuerzo ( $S_{be}$ ). Si comparamos este caso al caso anterior (en el que el elemento era un eje), es necesario calcular un área aparente, y un factor de corrección para la misma. Este factor, para el caso específico de placas (al no ser una sección cilíndrica) puede considerarse para el 95% del área a ser analizada. Por tanto, definiéndola en función del área transversal de la sección rectangular, tenemos:

$$D_e(b, h) = 0.808\sqrt{A_t} \quad (92)$$

Adicionalmente, es necesario considerar que, para esta aplicación, el tipo de esfuerzo es un esfuerzo generado por un momento flector, el cual tiene su propio factor de corrección en función de lo definido en la figura 3.47. Con estos factores, se compara el esfuerzo resultante al esfuerzo medio y alternante, y se determina si la misma resistirá siempre y cuando estos sean menores al mismo.

### Diseño de la placa de soporte frontal

Para el diseño de la misma, consideraremos los siguientes datos:

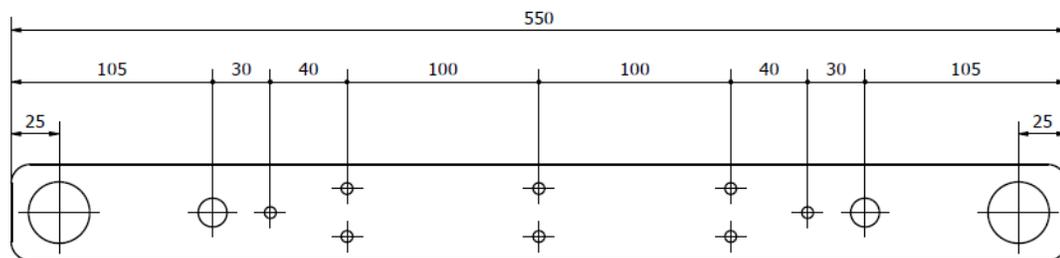
**Tabla 4.15**

*Datos de diseño – placa de soporte frontal*

Métrica	símbolo	valor	unidad
Fuerza ejercida	$F_{as}$	900	N
Fuerza del muelle		450	N
Longitud de la mordaza	$l_m$	250	mm
Distancia entre ejes	$d_{e1e2}$	500	mm
Peso de componentes	$W'_{mf}$	2,181	Kgf

**Figura 4.57**

*Dimensiones de la placa frontal*



Con esos datos, realizamos el diagrama de cuerpo libre:

**Figura 4.58**

*Diagrama de cuerpo libre - placa frontal*



Consideramos los dos apoyos en los que se fijará la placa a los ejes como empotramientos (es decir, se restringe todo grado de libertad) mientras que los apoyos donde va la mordaza, por su disposición, serán considerados como apoyos de corredera en el eje y (es decir, se restringe rotación y desplazamiento en el eje x).

Una vez realizado el mismo, procedemos con los cálculos de la viga hiperestática:

**Tabla 4.16***Coordenadas de juntas – placa frontal*

Etiqueta	X (mm)	Y (mm)
N1	0	0
N2	25	0
N3	75	0
N4	215	0
N5	335	0
N6	475	0
N7	525	0
N8	550	0

**Tabla 4.17***Condiciones de frontera – placa frontal*

Etiqueta	X (mm)	Y (mm)	Rotación (kN/mm)
N1	Libre	Libre	Libre
N2	Libre	Reacción	Reacción
N3	Libre	15N/mm	Reacción
N4	Reacción	Libre	Reacción
N5	Reacción	Libre	Reacción
N6	Libre	15N/mm	Reacción
N7	Libre	Reacción	Reacción
N8	Libre	Libre	Libre

**Tabla 4.18***Miembros – placa frontal*

Etiqueta	Longitud	Inicio	Final
M1	25	N1	N2
M2	50	N2	N3
M3	140	N3	N4
M4	120	N4	N5
M5	140	N5	N6
M6	50	N6	N7
M7	25	N7	N8

**Tabla 4.19***Propiedades de sección – placa frontal*

Variable	Valor	Unidad
Área de la sección	300	mm <sup>2</sup>
Inercia	900	mm <sup>4</sup>
Módulo de Young	205000	MPa

**Tabla 4.20**  
*Cargas distribuidas por miembro – placa frontal*

Miembro	Magnitud (N/mm)	Inicio	Final
M3	2.4	75	140
M4	2.4	0	120
M5	2.4	0	65

*Nota.* Las distancias se miden a partir del nodo donde empieza el miembro.

Por la disposición de la viga, es necesario recurrir al análisis de elementos finitos para hacer el cálculo de las mismas. En base a lo obtenido de RISA 2D, tenemos:

**Tabla 4.21**  
*Deflexiones – placa frontal*

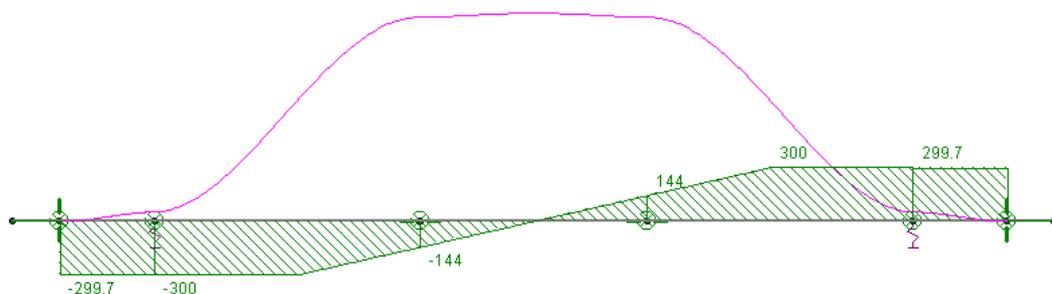
Miembro	Sección	Posición (mm)	$\delta_x$ (mm)	$\delta_y$ (mm)
M1	1		0	20
	2		0	20
	3		0	20
	4		0	20
M2	1		0	20
	2		0	20
	3		0	20
	4		0	20
M3	1		0	20
	2		0	20.027
	3		0	20.076
	4		0	20.101
M4	1		0	20.101
	2		0	20.102
	3		0	20.102
	4		0	20.101
M5	1		0	20.101
	2		0	20.076
	3		0	20.027
	4		0	20
M6	1		0	20
	2		0	20
	3		0	20
	4		0	20
M7	1		0	20
	2		0	20
	3		0	20
	4		0	20

**Tabla 4.22**  
Reacciones – placa frontal

Miembro	Sección	Posición (mm)	F. Cortante (N)	Momento (N/mm)
M1	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0
M2	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0
M3	1		-300	20.215
	2		-300	6.215
	3		-256	-7.381
	4		-144	-16.715
M4	1		-144	2.88
	2		-48	-.96
	3		48	-.96
	4		144	2.88
M5	1		144	-16.715
	2		256	-7.381
	3		300	6.215
	4		300	20.215
M6	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0
M7	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0

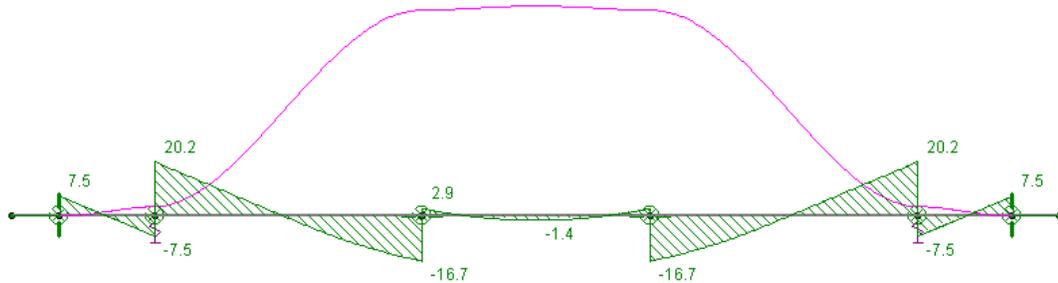
*Nota.* Los resultados nos muestran una fuerza cortante máxima de 300 N y un momento flector máximo de 20215 N/mm.

**Figura 4.59**  
Diagrama de fuerza cortante con curva de deflexión - placa frontal



**Figura 4.60**

Diagrama de momentos con curva de deflexión – placa frontal



Una vez obtenidos los valores, obtenemos los momentos y fuerzas cortantes máximas en función de los resultados arrojados por la simulación:

$$I_{z,pf} = 3037.5 \text{ mm}^4; A_{t,pp} = 450 \text{ mm}^2$$

Una vez obtenidos esos valores, usamos las ecuaciones establecidas con anterioridad, obteniendo:

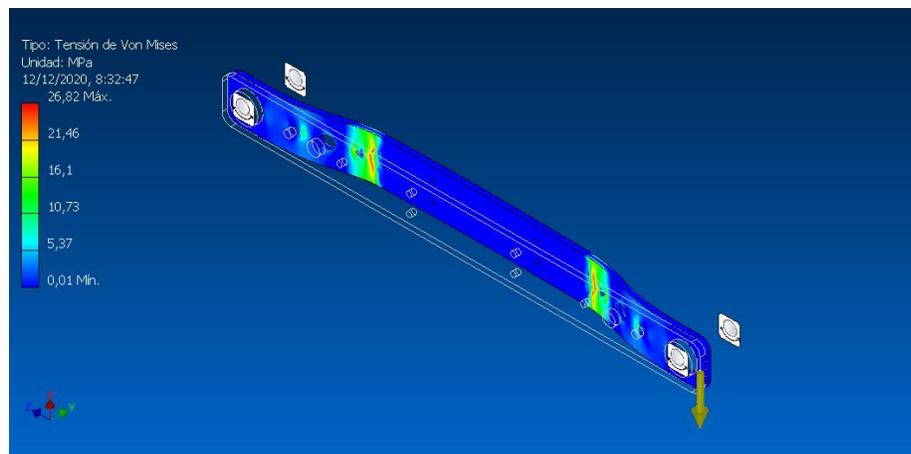
$$\sigma_{VM,pf} = \sqrt{\sigma_{xx,pf}^2 + 3\tau_{xy,pf}^2}$$

$$\sigma_{VM,pf}(y = 4.5) = \sigma_{xx,pf}$$

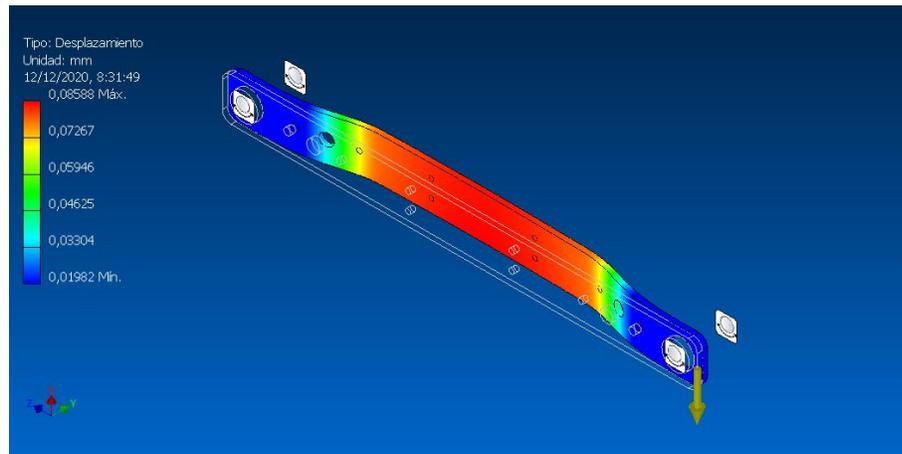
$$\max(\sigma_{VM,pf}) = 29,94 \text{ MPa @ } x = 0; y = 4,5$$

**Figura 4.61**

Simulación estática, tensión de Von Mises – placa frontal



**Figura 4.62**  
*Simulación estática, desplazamiento – placa frontal*



$$\max(\sigma_{VM,pf}) = 26,82 \text{ MPa}$$

$$e_{pf} = \frac{26,82 - 24,47}{26,82} = 8.76\% \text{ (Admisible)}$$

Una vez realizados estos cálculos, procedemos al cálculo de resistencia a fatiga, en función del esfuerzo mayor.

Evaluando las ecuaciones (16), (17) y (18) para la placa frontal, tenemos

$$k_t(d/w = 0.4, d/h > 2) = 1.32$$

$$\sigma_{max,pf} = 1.32\sigma_{VM,pf} = 35.403 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min,pf} = 0$$

$$\sigma_{m,pf} = \sigma_{a,pf} = 17,7012 \text{ MPa}$$

Con los factores de concentración de esfuerzos considerados, tenemos:

$$S_u = 400 \text{ MPa}; D_{e,pf} = 21.213 \text{ mm}; C_D = 0.897$$

$$S_{e,pf} = (0.9)(0.56)(0.897)(0.814)(0.5)(400) \text{ [MPa]}$$

$$S_{e,pf} = 73,6 \text{ MPa} > \sigma_{a,pf}, \sigma_{max,pf}$$

Por tanto, se verifica que la placa en cuestión resistirá el esfuerzo a fatiga, con una vida media infinita.

**Diseño de la placa de soporte posterior**

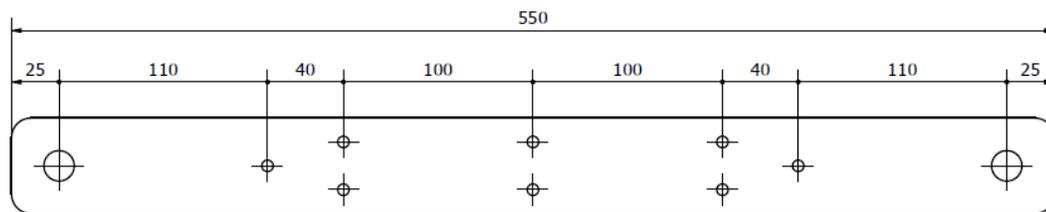
**Tabla 4.23**

*Datos de diseño – placa de soporte posterior*

Métrica	Símbolo	valor	unidad
Fuerza ejercida	$F_{as}$	900	N
Fuerza de muelle	$F_{ms}$	450	N
Largo de la mordaza	$l_m$	250	mm
Distancia entre ejes	$d_{e1e2}$	500	mm
Distancia entre resortes	$d_{ms}$	350	mm
Peso de componentes	$W'_{mf}$	2,181	Kgf

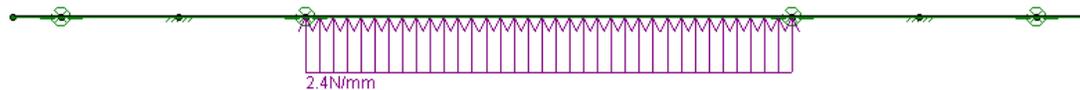
**Figura 4.63**

*Dimensiones – placa posterior*



**Figura 4.64**

*Diagrama de cuerpo libre – placa posterior*



**Tabla 4.24**

*Coordenadas de juntas – placa posterior*

Etiqueta	X (mm)	Y (mm)
N1	25	0
N2	100	0
N3	215	0
N4	335	0
N5	450	0
N6	525	0
N7	525	0
N8	550	0

**Tabla 4.25***Condiciones de frontera – placa posterior*

Etiqueta	X (mm)	Y (mm)	Rotación (kN/mm)
N1	Libre	Libre	Libre
N2	Reacción	Libre	Reacción
N3	Reacción	Reacción	Reacción
N4	Reacción	Libre	Reacción
N5	Reacción	Libre	Reacción
N6	Reacción	Reacción	Reacción
N7	Reacción	Libre	
N8	Libre	Libre	Libre

**Tabla 4.26***Miembros – placa posterior*

Etiqueta	Longitud	Inicio	Final
M1	25	N1	N2
M2	60	N2	N3
M3	65	N3	N4
M4	250	N4	N5
M5	65	N5	N6
M6	60	N6	N7
M7	25	N7	N8

**Tabla 4.27***Propiedades de sección – placa posterior*

Variable	Valor	Unidad
Área de la sección	300	mm <sup>2</sup>
Inercia	900	mm <sup>4</sup>
Módulo de Young	205000	MPa

**Tabla 4.28***Cargas distribuidas por miembro – placa posterior*

Miembro	Magnitud (N/mm)	Inicio	Final
M4	2.4	0	250

*Nota.* Las distancias se miden a partir del nodo donde empieza el miembro.

**Tabla 4.29***Deflexiones – placa posterior*

Miembro	Sección	Posición (mm)	$\delta_x$ (mm)	$\delta_y$ (mm)
M1	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0

Miembro	Sección	Posición (mm)	$\delta_x$ (mm)	$\delta_y$ (mm)
M2	4		0	0
	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
M3	4		0	0
	1		0	0
	2		0	.01
	3		0	.028
M4	4		0	.037
	1		0	.037
	2		0	.041
	3		0	.041
M5	4		0	.037
	1		0	.037
	2		0	.028
	3		0	.01
M6	4		0	0
	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
M7	4		0	0
	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0

*Nota.* Los resultados nos muestran una deflexión máxima de 0.041 mm.

**Tabla 4.30**  
*Reacciones – placa posterior*

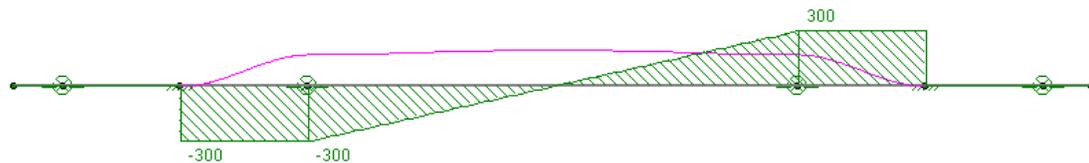
Miembro	Sección	Posición (mm)	F. Cortante (N)	Momento (N/mm)
M1	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0
M2	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0
M3	1		-300	9750
	2		-300	3250
	3		-300	-3250
	4		-300	-9750
M4	1		-300	12500
	2		-100	-4166.667

Miembro	Sección	Posición (mm)	F. Cortante (N)	Momento (N/mm)
M5	3		100	-4166.667
	4		300	12500
	1		300	-9750
	2		300	-3250
	3		300	3250
M6	4		300	9750
	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
M7	4		0	0
	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0

Los resultados nos muestran una fuerza cortante máxima de 300 N y un momento flector máximo de 12500 N/mm.

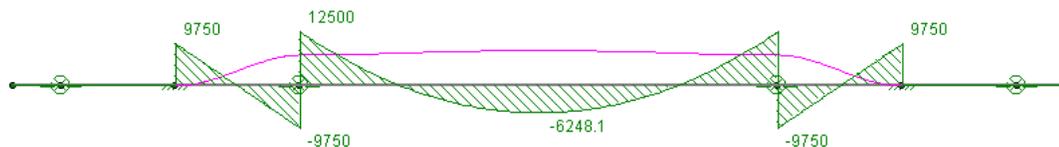
**Figura 4.65**

*Diagrama de fuerza cortante con curva de deflexión - placa posterior*



**Figura 4.66**

*Diagrama de momentos con curva de deflexión - placa posterior*



$$I_{z,pp} = 900 \text{ mm}^4; A_{t,pp} = 300 \text{ mm}^2$$

De la misma manera que en el caso anterior, obtenemos las ecuaciones que definen los esfuerzos en la placa posterior:

$$\max(\tau_{xy,pp}) = \frac{3V_{y,pp}}{2A_{t,pp}} \left( 1 - \frac{y_{pp}^2}{c_{pp}^2} \right)$$

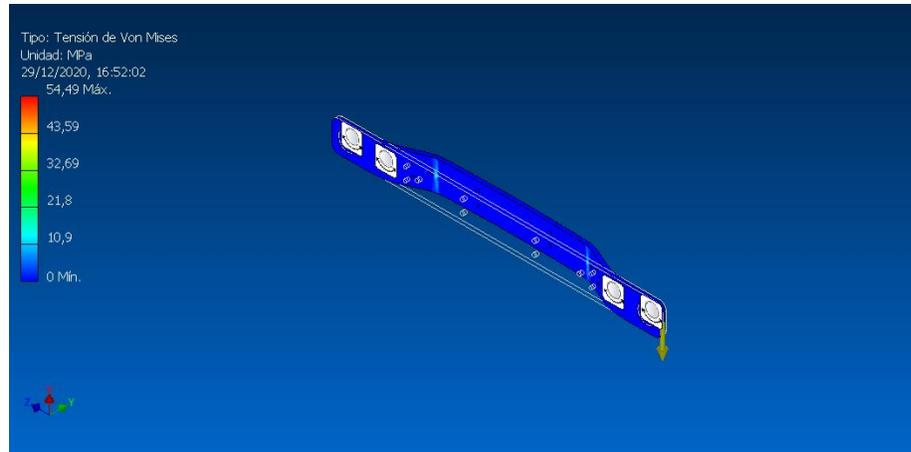
$$\max(\sigma_{xx,pp}) = \frac{M_{z,pp}(x)t_{pp}}{2I_{z,pp}}$$

$$\sigma_{VM,pp}(y = 3) = \sigma_{xx,pp}$$

$$\max(\sigma_{VM,pp}) = 52,08 \text{ MPa @ } x = 150; y = 3$$

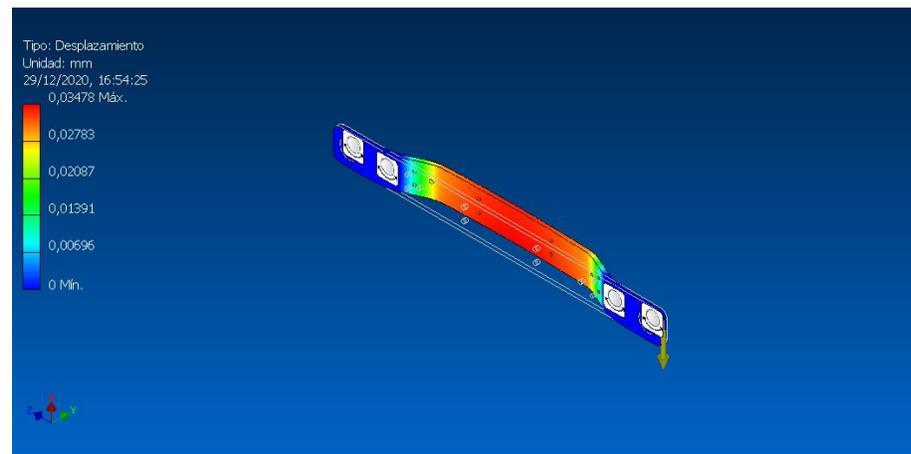
**Figura 4.67**

*Simulación estática, tensión de Von Mises – placa frontal*



**Figura 4.68**

*Simulación estática, desplazamiento – placa frontal*



$$\max(\sigma_{VM,pp}) = 54,49 \text{ MPa}$$

$$e_{pp} = \frac{54,49 - 52,08}{54,49} = 4.42\% \text{ (Admisible)}$$

Cálculos a fatiga:

$$k_t(d/w = 0.64, d/h > 2) = 1.2$$

$$\sigma_{max,pp} = 1.2\sigma_{VM,pp} = 65.388 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min,pp} = 0$$

$$\sigma_{m,pp} = \sigma_{a,pp} = 32.694 \text{ MPa}$$

$$S_u = 400 \text{ MPa}; D_{e,pp} = 19.792 \text{ mm}; C_D = 0.897$$

$$S_{e,pp} = (0.9)(0.56)(0.897)(0.814)(0.5)(400) \text{ [MPa]}$$

$$S_{e,pp} = 73,6 \text{ MPa} > \sigma_{a,pp}, \sigma_{max,pp}$$

Con lo cual se verifica la resistencia de este elemento a la fatiga

### ***Diseño de la placa de soporte de resortes***

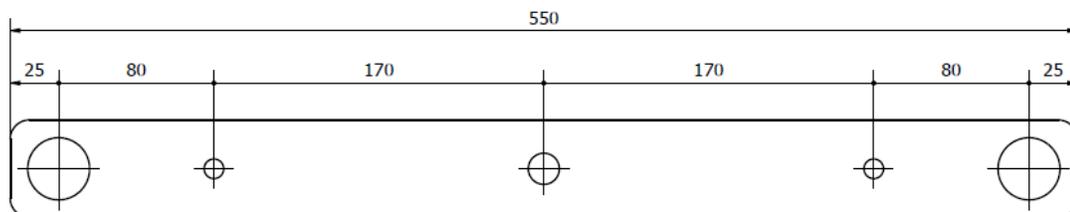
**Tabla 4.31**

*Datos de diseño – placa de soporte de resortes*

Métrica	símbolo	valor	unidad
Fuerza ejercida	$F_{as}$	900	N
Fuerza de muelle	$F_{ms}$	450	N
Largo de la mordaza	$l_m$	250	mm
Distancia entre ejes	$d_{e1e2}$	500	mm
Distancia entre resortes	$d_{ms}$	350	mm
Peso de componentes	$W'_{mf}$	2,181	Kgf

**Figura 4.69**

*Dimensiones – placa de soporte de resortes*



**Figura 4.70***Diagrama de cuerpo libre – placa de soporte de resortes***Tabla 4.32***Coordenadas de juntas – placa soporte de resortes*

Etiqueta	X (mm)	Y (mm)
N1	0	0
N2	25	0
N3	75	0
N4	475	0
N5	525	0
N6	550	0

**Tabla 4.33***Condiciones de frontera – placa soporte de resortes*

Etiqueta	X (mm)	Y (mm)	Rotación (kN/mm)
N1	Libre	Libre	Libre
N2	Reacción	Reacción	Reacción
N3	Libre	Libre	Libre
N4	Libre	Libre	Libre
N5	Reacción	Reacción	Reacción
N6	Libre	Libre	Libre

**Tabla 4.34***Miembros – placa soporte de resortes*

Etiqueta	Longitud	Inicio	Final
M1	25	N1	N2
M2	50	N2	N3
M3	400	N3	N4
M4	50	N4	N5
M5	25	N5	N6

**Tabla 4.35***Propiedades de sección – placa soporte de resortes*

Variable	Valor	Unidad
Área de la sección	300	mm <sup>2</sup>
Inercia	900	mm <sup>4</sup>
Módulo de Young	205000	MPa

**Tabla 4.36***Cargas en apoyos – placa soporte de resortes*

Apoyo	Magnitud (N)	Posición	Eje
N3	300	75	y
N4	300	475	

*Nota.* Las distancias se miden a partir del nodo donde empieza el miembro.

**Tabla 4.37***Deflexiones – placa de soporte de resortes*

Miembro	Sección	Posición (mm)	$\delta_x$ (mm)	$\delta_y$ (mm)
M1	1		0	-20
	2		0	-20
	3		0	-20
	4		0	-20
M2	1		0	-20
	2		0	-20.251
	3		0	-20.717
	4		0	-20.968
M3	1		0	-20.968
	2		0	-20.717
	3		0	-20.251
	4		0	-20
M4	1		0	-20
	2		0	-20
	3		0	-20
	4		0	-20

*Nota.* Los resultados nos muestran una deflexión máxima de 0.968 mm.

**Tabla 4.38***Reacciones – placa de soporte de resortes*

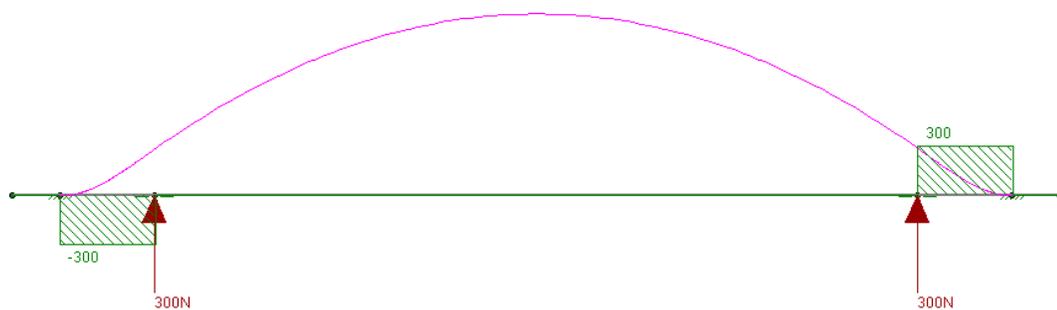
Miembro	Sección	Posición (mm)	F. Cortante (N)	Momento (N/mm)
M1	1	0.00-18.75	0	0
	2	18.75-37.50	0	0
	3	37.50-56.25	0	0
	4	56.25-75.00	0	0
M2	1	75.00-118.75	400	-35000
	2	118.75-162.50	400	-11666.667
	3	162.50-206.25	400	11666.667
	4	206.25-250.00	400	35000
M3	1	250.00-293.75	-400	35000
	2	293.75-337.50	-400	11666.667
	3	337.50-381.25	-400	-11666.667

Miembro	Sección	Posición (mm)	F. Cortante (N)	Momento (N/mm)
M4	4	381.25-425.00	-400	-35000
	1	425.00-443.75	0	0
	2	443.75-462.50	0	0
	3	462.50-481.25	0	0
	4	481.25-500.00	0	0

*Nota.* Los resultados nos muestran una fuerza cortante máxima de 400 N y un momento flector máximo de 35000 N/mm.

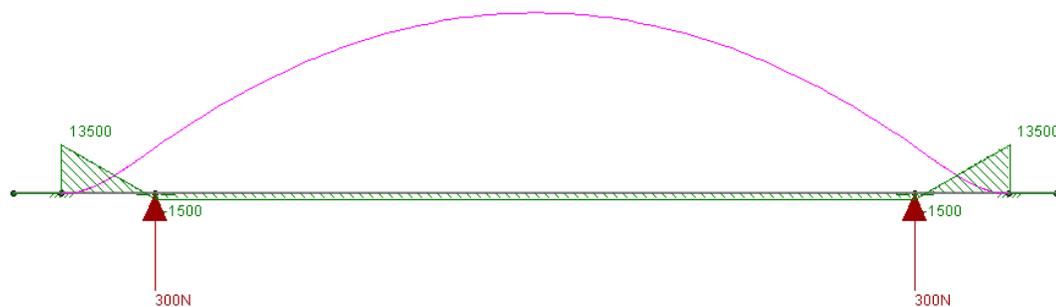
**Figura 4.71**

*Diagrama de fuerza cortante con curva de deflexión - placa soporte de resortes*



**Figura 4.72**

*Diagrama de momentos con curva de deflexión - placa soporte de resortes*



$$I_{z,pr} = 900 \text{ mm}^4; A_{t,pr} = 300 \text{ mm}^2$$

De la misma manera que en el caso anterior, obtenemos las ecuaciones que definen los esfuerzos en la placa posterior:

$$\max(\tau_{xy,pr}) = \frac{3V_{y,pr}}{2A_{t,pr}} \left( 1 - \frac{y_{pr}^2}{c_{pr}^2} \right)$$

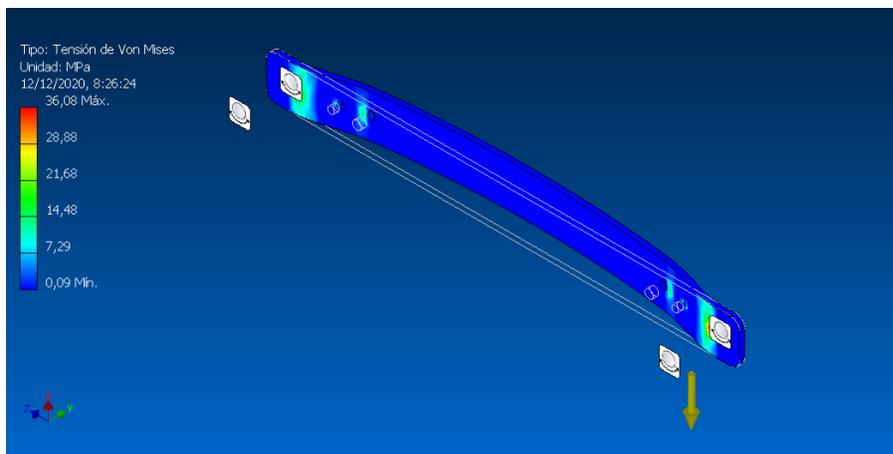
$$\max(\sigma_{xx,pr}) = \frac{M_{z,pr}(x)t_{pr}}{2I_{z,pr}}$$

$$\sigma_{VM,pr}(y = 3) = \sigma_{xx,pr}$$

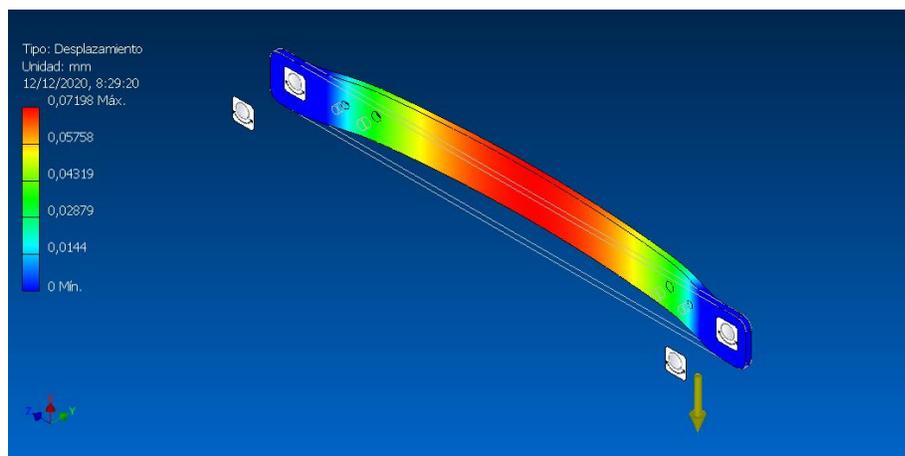
$$\max(\sigma_{VM,pr}) = 33.75 \text{ MPa @ } x = 250; y = 3$$

**Figura 4.73**

*Simulación estática, tensión de Von Mises – placa soporte de resortes*

**Figura 4.74**

*Simulación estática, desplazamiento – placa soporte de resortes*



$$\max(\sigma_{VM,pf}) = 35,08 \text{ MPa}$$

$$e_{pp} = \frac{35.08 - 33.75}{35.08} = 3.79\% \text{ (Admisible)}$$

Cálculos a fatiga:

$$k_t(d/w = 0.64, d/h > 2) = 1.2$$

$$\sigma_{max,pf} = 1.2\sigma_{VM,pf} = 42,096 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min,pf} = 0$$

$$\sigma_{m,pf} = \sigma_{a,pf} = 35,08 \text{ MPa}$$

$$S_u = 400 \text{ MPa}; D_{e,pf} = 19.792 \text{ mm}; C_D = 0.897$$

$$S_{e,pf} = (0.9)(0.56)(0.897)(0.814)(0.5)(400) \text{ [MPa]}$$

$$S_{e,pf} = 73,6 \text{ MPa} > \sigma_{a,pf}, \sigma_{max,pf}$$

Con lo cual se verifica la resistencia de este elemento a la fatiga

### ***Diseño de placa de soportes de vástago***

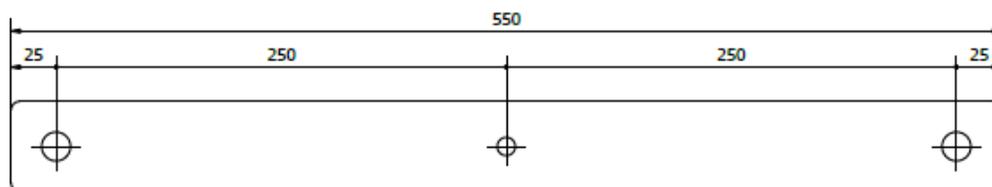
**Tabla 4.39**

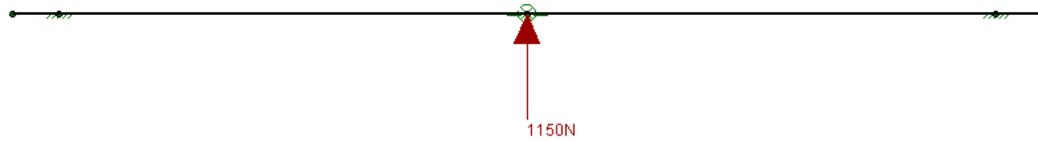
*Datos de diseño – placa de soporte de vástago*

Métrica	símbolo	valor	unidad
Fuerza ejercida máxima	$F_{as}$	1150	N
Largo de la mordaza	$l_m$	250	mm
Distancia entre ejes	$d_{e1e2}$	500	mm
Peso de componentes	$W'_{mf}$	2,181	Kgf

**Figura 4.75**

*Dimensiones – placa de soporte de vástago*



**Figura 4.76***Diagrama de cuerpo libre – placa de soporte de vástago***Tabla 4.40***Coordenadas de juntas – placa soporte de vástago*

Etiqueta	X (mm)	Y (mm)
N1	0	0
N2	25	0
N3	275	0
N4	525	0
N5	550	0

**Tabla 4.41***Condiciones de frontera – placa soporte de vástago*

Etiqueta	X (mm)	Y (mm)	Rotación (kN/mm)
N1	Libre	Libre	Libre
N2	Reacción	Reacción	Reacción
N3	Reacción	Libre	Reacción
N4	Reacción	Reacción	Reacción
N5	Libre	Libre	Libre

**Tabla 4.42***Miembros – placa soporte de vástago*

Etiqueta	Longitud	Inicio	Final
M1	25	N1	N2
M2	250	N2	N3
M3	250	N3	N4
M4	25	N4	N5

**Tabla 4.43***Propiedades de sección – placa soporte de vástago*

Variable	Valor	Unidad
Área de la sección	650	mm <sup>2</sup>
Inercia	135416.666	mm <sup>4</sup>
Módulo de Young	205000	MPa

**Tabla 4.44***Cargas en apoyos – placa soporte de vástago*

Apoyo	Magnitud (N)	Posición	Eje
N3	600	0	y

*Nota.* Las distancias se miden a partir del nodo donde empieza el miembro.

**Tabla 4.45***Deflexiones – placa de soporte de vástago*

Miembro	Sección	Posición (mm)	$\delta_x$ (mm)	$\delta_y$ (mm)
M1	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0
M2	1		0	0
	2		0	.103
	3		0	.296
	4		0	.399
M3	1		0	.399
	2		0	.296
	3		0	.103
	4		0	0
M4	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0

Los resultados nos muestran una deflexión máxima de 0.014 mm.

**Tabla 4.46***Reacciones – placa de soporte de vástago*

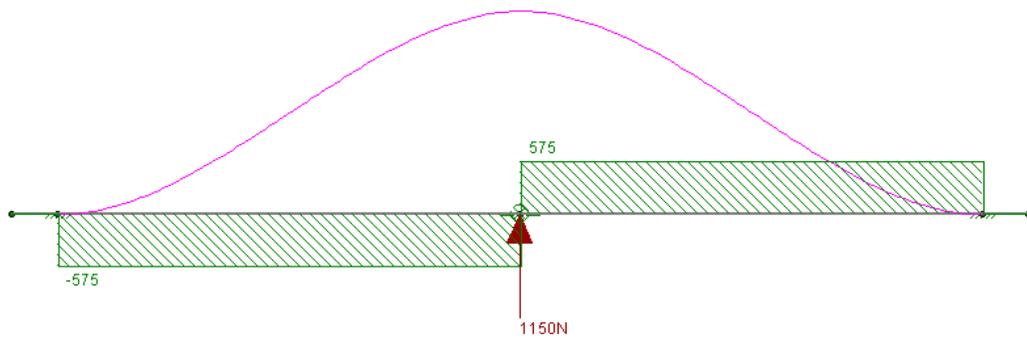
Miembro	Sección	Posición (mm)	F. Cortante (N)	Momento (N/mm)
M1	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0
M2	1		-575	71.875
	2		-575	23.958
	3		-575	-23.958
	4		-575	-71.875
M3	1		575	-71.875
	2		575	-23.958
	3		575	23.958
	4		575	71.875

Miembro	Sección	Posición (mm)	F. Cortante (N)	Momento (N/mm)
M4	1		0	0
	2		0	0
	3		0	0
	4		0	0

Los resultados nos muestran una fuerza cortante máxima de 300 N y un momento flector máximo de 37500 N/mm.

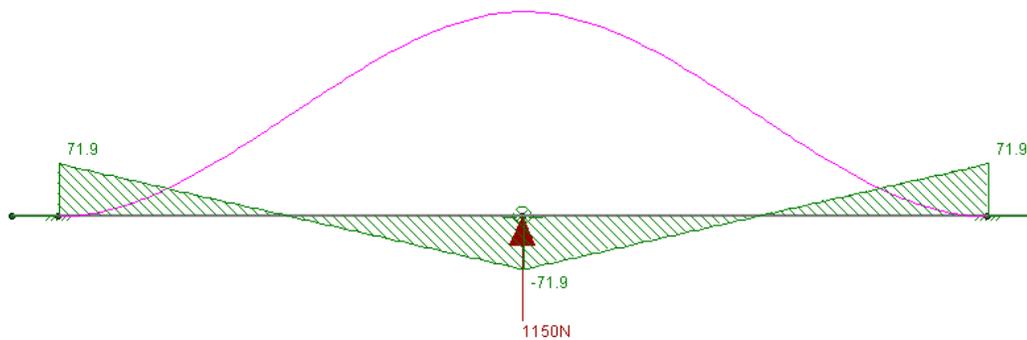
**Figura 4.77**

*Diagrama de fuerza cortante con curva de deflexión - placa soporte de vástago*



**Figura 4.78**

*Diagrama de momentos con curva de deflexión – placa soporte de vástago*



$$I_{z,pv} = 135416.66 \text{ mm}^4; A_{t,pv} = 650 \text{ mm}^2$$

De la misma manera que en los casos anteriores, obtenemos las ecuaciones que definen los esfuerzos en la placa posterior:

$$\max(\tau_{xy,pv}) = \frac{3V_{y,pv}}{2A_{t,pv}} \left( 1 - \frac{y_{pv}^2}{c_{pv}^2} \right)$$

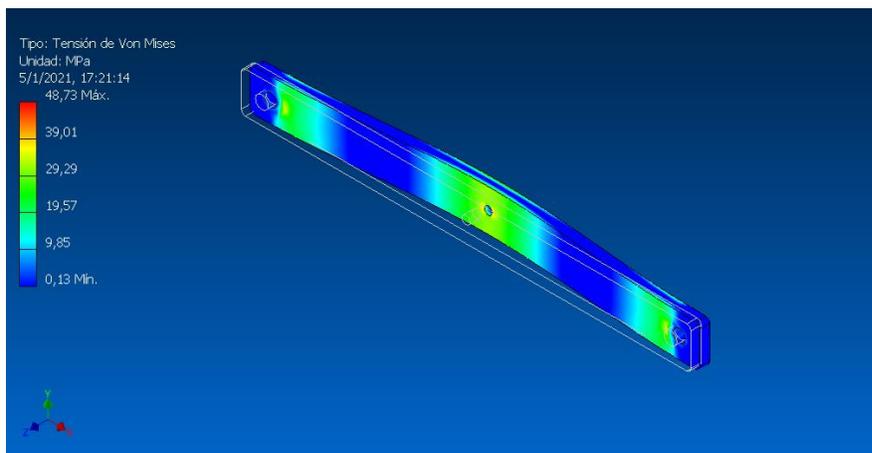
$$\max(\sigma_{xx,pv}) = \frac{M_{z,pv}(x)t_{pv}}{2I_{z,pv}}$$

$$\sigma_{VM,pv}(y = 6,5) = \sigma_{xx,pv}$$

$$\max(\sigma_{VM,pv}) = 53.26 \text{ MPa @ } x = 250; y = 6,5$$

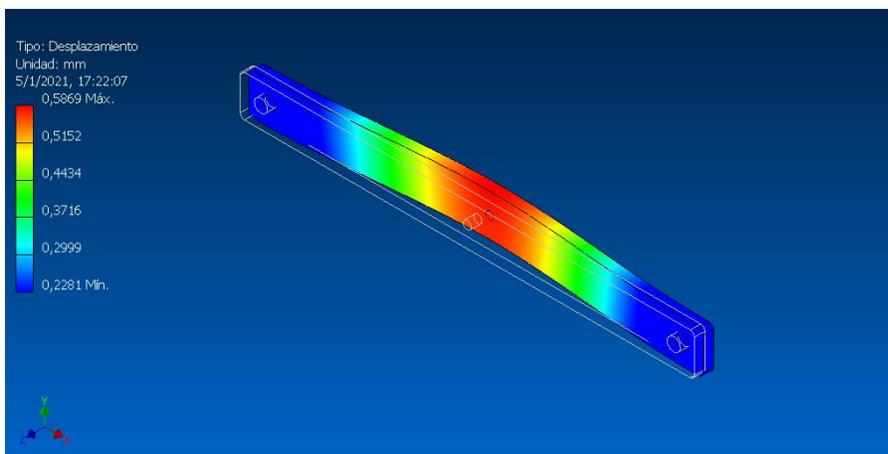
**Figura 4.79**

*Simulación estática, tensión de Von Mises – placa soporte de vástago*



**Figura 4.80**

*Simulación estática, desplazamiento – placa soporte de vástago*



$$\max(\sigma_{VM,pv}) = 48.73 \text{ MPa}$$

$$e_{pv} = \frac{53.26 - 48.73}{48.73} = 9.29\% \text{ (Admisible)}$$

Cálculos a fatiga:

$$k_t(d/w = 0.64, d/h > 2) = 1.2$$

$$\sigma_{max,pv} = 1.2\sigma_{VM,pv} = 42,096 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min,pv} = 0$$

$$\sigma_{m,pv} = \sigma_{a,pv} = 35,08 \text{ MPa}$$

$$S_u = 400 \text{ MPa}; D_{e,pv} = 19.792 \text{ mm}; C_D = 0.897$$

$$S_{e,pv} = (0.9)(0.56)(0.897)(0.814)(0.5)(400) \text{ [MPa]}$$

$$S_{e,pv} = 73,6 \text{ MPa} > \sigma_{a,pv}, \sigma_{max,pv}$$

Con lo cual se verifica la resistencia de este elemento a la fatiga

### Diseño de los ejes de guía

Datos iniciales

**Tabla 4.47**

*Datos de diseño – ejes de guía*

Métrica	símbolo	valor	unidad
Fuerza axial ejercida	$F_{eg}$	900	N
Longitud del eje	$l_{r,eg}$	700	mm
Distancia entre ejes	$d_{e1e2}$	500	mm
Diámetro de la rosca	$d_{r,eg}$	16	mm

Considerando que las fuerzas tangenciales sobre este eje no son considerables, además de ser ejercidas por cojinetes de un material suave, que tenderá a deformarse en el caso de presentarse esfuerzos elevados, es necesario considerar las fuerzas axiales, sobre el eje.

### ***Selección de bocines***

Para la selección de bocines, es necesario considerar dos aspectos importantes, la lubricación de los componentes y las tolerancias de los mismos. Componentes de bronce, ya sea sólido, sinterizado o rolado, tienden a requerir tolerancias más altas, con el fin de eliminar puntos de contacto, y, por tanto, el desgaste producido sobre los mismos. Además, tienden a requerir lubricación, ya sea por medios líquidos como aceites de alta viscosidad, o grasas, debido a la naturaleza casi estática del mecanismo.

Para esta aplicación, se utilizarán cojinetes de deslizamiento fabricados en poliamida PTFE, también conocida como Teflón, la cual es conocida por tener excelentes propiedades mecánicas de resistencia a la fricción, así como evitar la necesidad del uso de lubricantes, a cambio de una vida útil un tanto reducida (en comparación a los cojinetes de bronce sinterizado).

### **Figura 4.81**

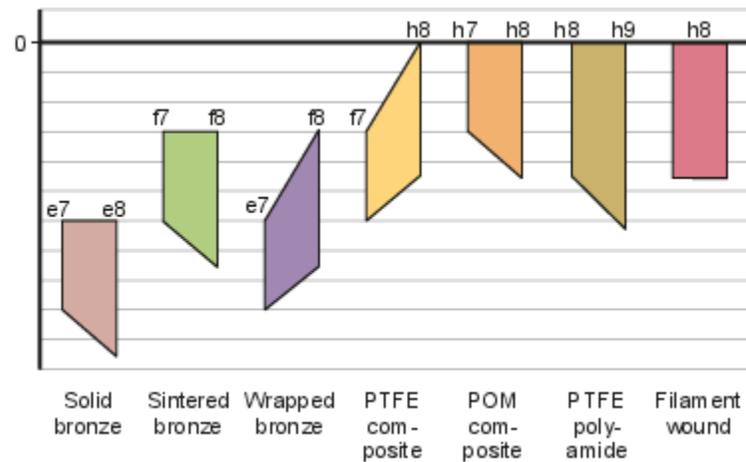
*Cojinete de fricción de Teflón SKF*



Los cojinetes serán maquinados, con el fin de añadir un canal para el uso de bichas para sostenerlos contra las placas existentes en el sistema de sellado, lo cual evitará desplazamientos axiales innecesarios en los mismos.

### **Figura 4.82**

*Tolerancias ISO de ejes recomendadas según material del cojinete*

**Tabla 4.48**

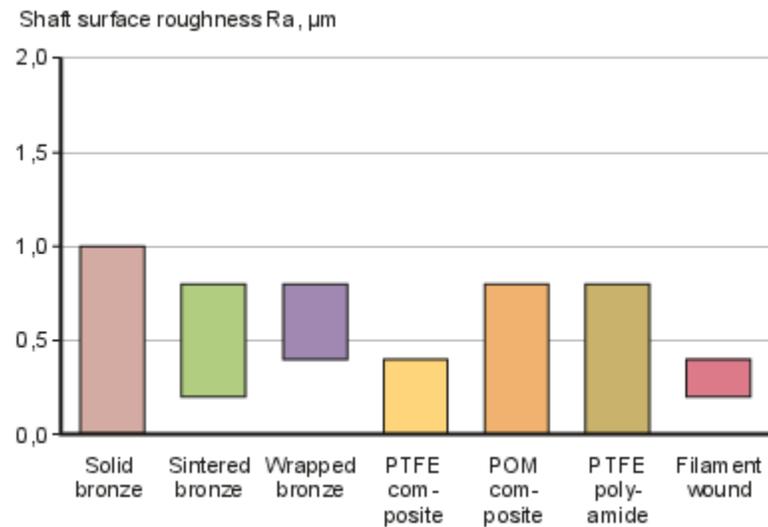
*Acabado superficial según proceso y aplicación*

Dimensionamiento	Clase de Ra	Estado superficial	Procedimiento de fabricación	de	Aplicaciones
Sin sobremedida Para mecanizado y sin arranque de viruta	N12	Basto, eliminación de rebabas	sin Forja	y	Bastidores de máquinas agrícolas Maquinaria agrícola en general
	N11	Basto, rebabas	sin Forja, Fundición Oxicorte de calidad		
Con sobremedida Para mecanizado y sin arranque de viruta	N10	Desbastado	Lima	o	Agujeros avellanados, Ajustes duros Caras de piezas para referencia o apoyo Ajustes deslizantes Correderas Aparataje de medida y control Calibres y piezas especiales de precisión
	N9	Marcas apreciables al tacto y visibles	Torno Fresadora		
	N8	Marcas ligeramente perceptibles al tacto, aunque visibles	Lima, Torno Fresadora con mayor precisión		
	N7	Marcas perceptibles al tacto, aunque visibles	Lima, Torno Fresadora con mayor precisión		
	N6	Acabado muy fino	Preparación previa en torno o fresadora para acabar con rasqueteado, escariado, etc.		
	N5	Acabado muy fino Marcas visibles ni perceptibles al tacto	Preparación previa en torno o fresadora para acabar con rasqueteado, escariado, etc.		
N4	Acabado finísimo,	Acabado final mediante	lapeado,	Calibres y piezas especiales de precisión	
N3	especlar	Acabado final mediante			
N2	especlar	Acabado final mediante			

Dimensionamiento	Clase de Ra	Estado superficial	Procedimiento de fabricación	de Aplicaciones
	N1	Marcas totalmente invisibles	bruñido o rectificado de calidad	

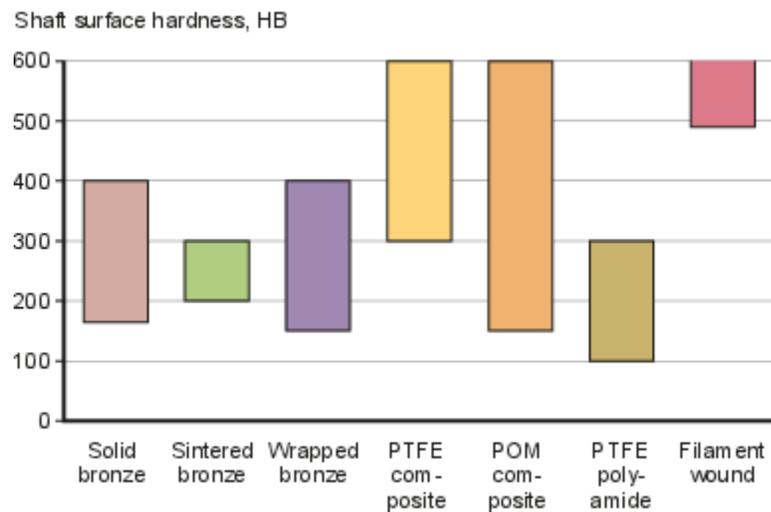
**Figura 4.83**

*Rugosidad superficial recomendada según material del cojinete*



**Figura 4.84**

*Dureza superficial recomendada según material del cojinete*



### Selección de resortes

Para cálculos de resortes, realizaremos dos cálculos, uno a fatiga y uno a carga estática, al máximo de la misma (Martínez, 2013).

La constante de resorte está dada por la siguiente ecuación:

$$K_r = \frac{Gd_c^4}{8D_m^3n_a} \quad (93)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (94)$$

Donde  $d_c$  es el diámetro del conductor,  $D_m$  el diámetro medio, y  $n_a$  el número de espiras activas. La constante de resorte también se puede calcular en función de la fuerza, de manera que:

$$K_r = \frac{F_{max}}{L_l - L_s} \quad (95)$$

Donde  $L_l$  es la longitud libre, y  $L_s$  es la longitud sólida, o longitud comprimida del resorte. Esta fuerza se puede obtener a partir del esfuerzo máximo soportado por el resorte, determinado por la siguiente ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{8WD_m}{\pi d_c^3} F_{max} \quad (96)$$

$$W = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (97)$$

$$C = \frac{D_m}{d_c} \quad (98)$$

Siendo  $W$  el factor de corrección de Wahl. Este factor es importante, ya que nos permite obtener valores de esfuerzos bastante cercanos a la realidad, en función de la geometría del resorte.

Considerando que la máquina estaría sometida a cargas cíclicas, es necesario realizar cálculos de fatiga. Estos cálculos se pueden realizar bajo varios criterios, pero por simplicidad,

utilizaremos el criterio de Goodman. Por tanto, y considerando que el esfuerzo es cortante, tenemos:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3\tau_{max}^2} \quad (99)$$

$$f_{us}k_f S_{ut} = 2\sigma_{VM} \quad (100)$$

Donde el valor de  $f_{us}$  corresponde al factor de utilización del material (generalmente, se calcula como un 90% de utilización) y  $k_f$  corresponde al factor de seguridad en cálculos de fatiga, que para nuestro caso sería de 1.2.

Reemplazando estos factores en (48), reemplazando dicho valor en (47) y resolviendo para comparar a (44), tenemos:

$$\frac{1.08S_{ut}}{2\sqrt{3}} = \frac{8WD_m}{\pi d_c^3} F_{max} \quad (101)$$

Reemplazando (41) en (43), y despejando para (44), tenemos:

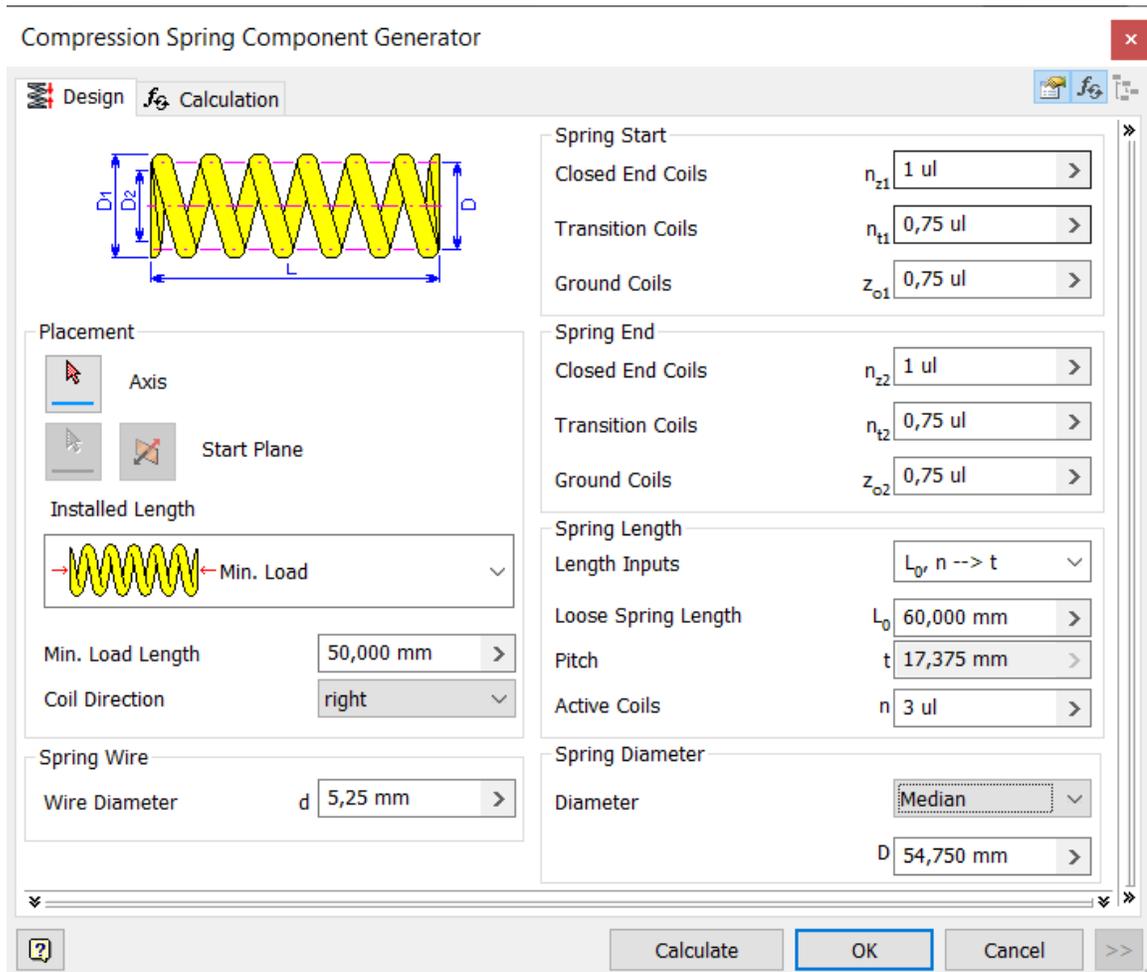
$$\frac{1.08S_{ut}}{2\sqrt{3}} = \frac{8Wd_c}{\pi} \left[ \frac{G(L_l - L_s)}{8D_m^2 n_a} \right] \quad (102)$$

De manera que la ecuación queda expresada en función de factores geométricos, así como de las propiedades del material. Con esta ecuación, podremos corroborar los valores obtenidos de la herramienta de cálculo de Autodesk Inventor.

Esta herramienta nos permite introducir la fuerza y las distancias de desplazamiento requeridas en resortes, y como resultado nos arroja diámetros de conductores, número de espiras activas y dimensiones generales del resorte.

Con las consideraciones de fuerza que se deben ejercer en cada resorte (450 N) y la longitud que los mismos se deben comprimir (20 mm), ingresamos a la herramienta de Autodesk Inventor, la cual nos arrojará dimensiones apropiadas considerando como material un acero estirado y patentado, de primera clase, tenemos:

**Figura 4.85**  
 Generador de muelles de Autodesk Inventor



$$d_c = 5.25 \text{ mm}; D_m = 54.75 \text{ mm}; n_a = 3$$

Con estos parámetros, pasamos a la fórmula establecida anteriormente:

$$\frac{1.08S_{ut}}{2\sqrt{3}} = \frac{8Wd_c}{\pi} \left[ \frac{G(L_l - L_s)}{8D_m^2 n_a} \right]$$

$$S_{ut} \geq 1672,254 \text{ MPa}$$

$$e_{pp} = \frac{1800 - 1692,254}{1800} = 5.98\% \text{ (Admisible)}$$

Lo que verifica el cálculo realizado, e indica que los resortes son adecuados para esta aplicación.

#### 4.1.5. Selección y dimensionamiento de actuadores neumáticos

##### Dimensionamiento de actuadores

Las fuerzas ejercidas por un cilindro neumático están dadas por la ecuación:

$$F_{ac} = 0.85 \times P_{aire} \times A_{ac} \quad (103)$$

$$F_{rc} = 0.85 \times P_{aire} \times A_{rc} \quad (104)$$

Por razones de diseño, la fuerza más importante para el sistema de sellado va a ser la de avance del cilindro, ya que es durante el avance que se ejerce la presión sobre las mordazas, asegurando el empaque. El sistema requiere una fuerza máxima de alrededor de 800 N, por lo tanto, con esas consideraciones, determinamos el cilindro neumático adecuado para el sistema de dosificación:

$$F_{ac1} = 0.85(6 \text{ bar})(A_{ac1})$$

$$A_{ac1} = \frac{620 \text{ N}}{0.85(6 \text{ bar})}$$

$$A_{ac1} = 12.73 \text{ cm}^2$$

$$A_{ac1} = \frac{\pi d_{c1}^2}{4}; d_{c1} = \sqrt{\frac{4A_{ac1}}{\pi}}$$

$$d_{c1} = d_{c2} \geq 3.57 \text{ cm}$$

Por tanto, los cilindros neumáticos del sellador deben tener un diámetro de émbolo mayor a 39mm. Revisando los catálogos de Festo, tenemos cilindros normalizados ADN, ISO 15552 de diámetros mayores a los 40mm en adelante.

Para el vástago de los cilindros, tenemos:

$$d_{v1} = \sqrt[4]{\frac{4F_{ac1}(4Kl_{c1})^2}{\pi^3 E_{acero}}}$$

$$d_{v2} = \sqrt[4]{\frac{64(620 \text{ N})(0.707)^2(80 \text{ mm})^2}{\pi^3(250 \text{ GPa})}}$$

$$d_{v1} \geq 5.94 \text{ mm}$$

Para cilindros de diámetro de émbolo de 40mm ADN, el diámetro del vástago es de 12mm.

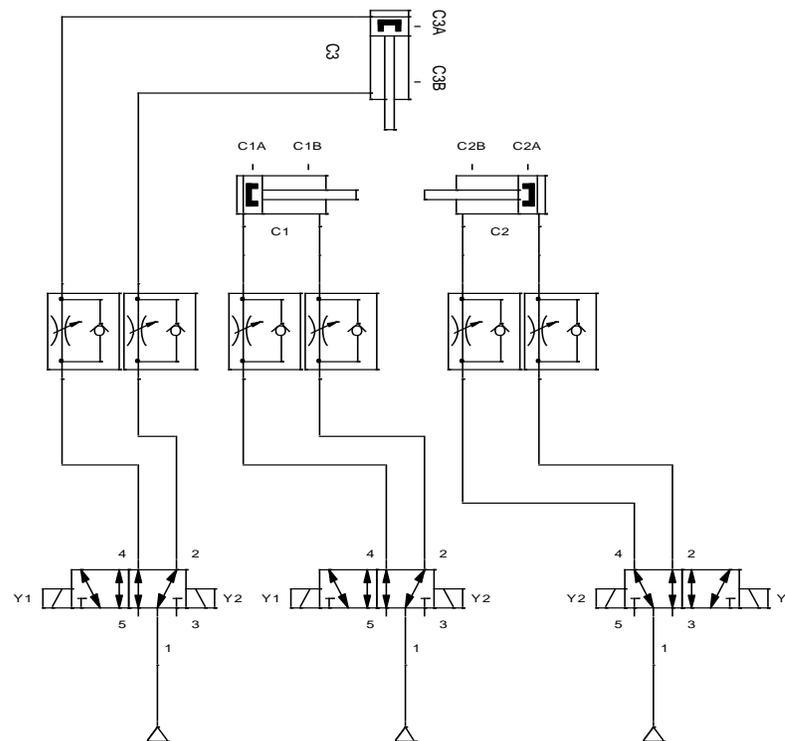
Por tanto, uno de estos cilindros normalizados es suficiente para ejercer la fuerza requerida.

### Simulación en FluidSIM

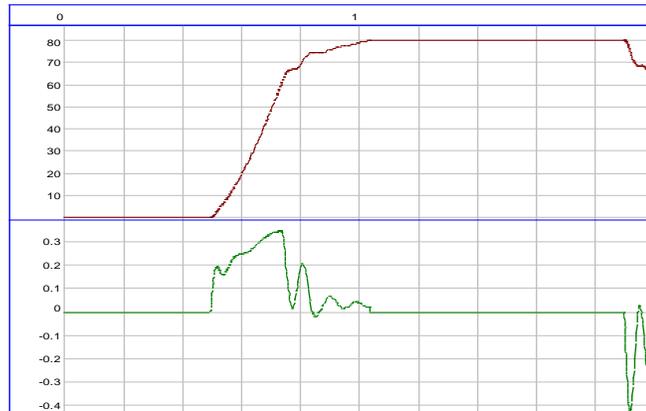
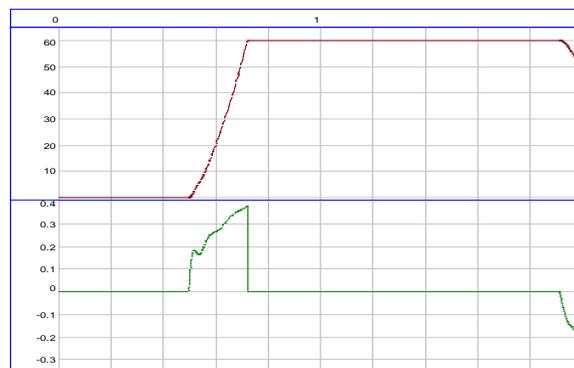
Con estas consideraciones, realizamos una simulación simple, con la finalidad de aproximar el comportamiento de los cilindros en función de las señales que obtenga del PLC, con un ciclo de funcionamiento de 2 segundos.

**Figura 4.86**

*Modelo del sistema de actuadores neumáticos en FluidSIM*

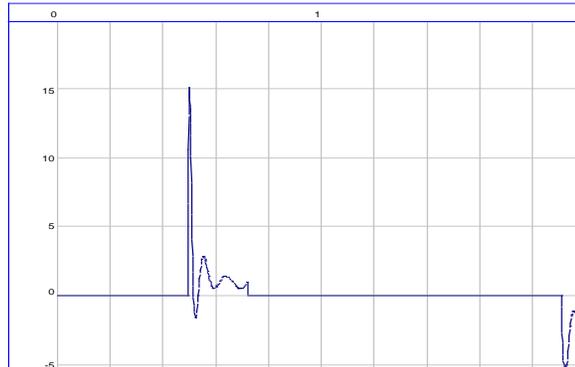


Como consideraciones adicionales, se agrega la carga aplicada sobre el cilindro 1 por el sistema de resortes de la cuchilla, además de los pesos respectivos de cada mordaza.

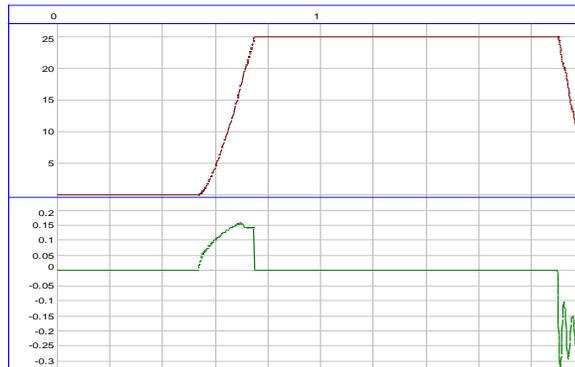
**Figura 4.87***Diagrama de posición/velocidad vs tiempo – cilindro 1***Figura 4.88***Diagrama de aceleración vs tiempo – cilindro 1***Figura 4.89***Diagrama de posición/velocidad vs tiempo – cilindro 2*

**Figura 4.90**

*Diagrama de aceleración vs tiempo – cilindro 2*

**Figura 4.91**

*Diagrama de posición/velocidad vs tiempo – cilindro 3 y 4*

**Figura 4.92**

*Diagrama de aceleración vs tiempo – cilindro 3 y 4*



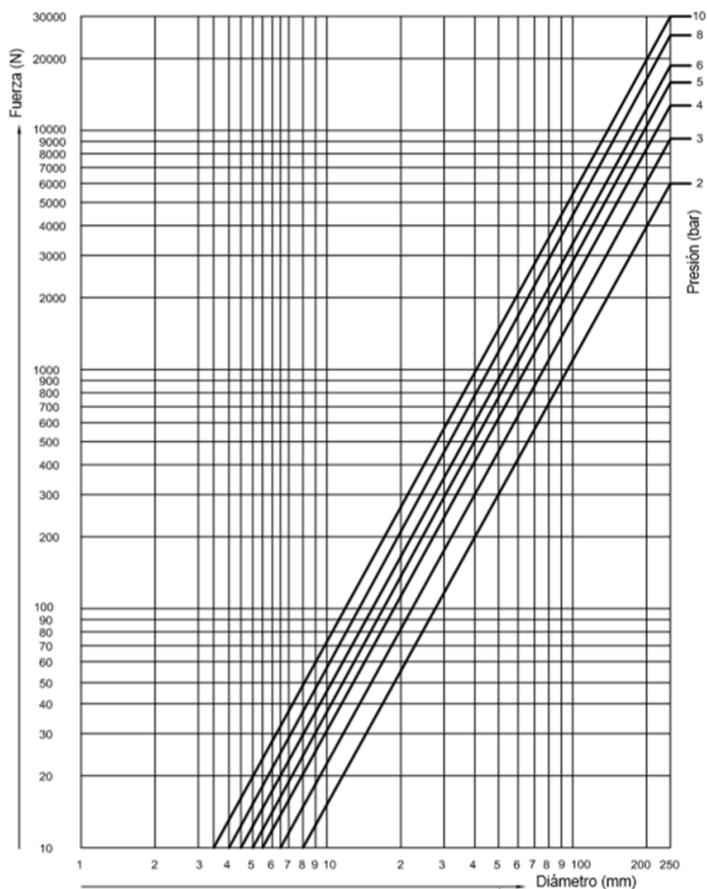
**Tabla 4.49**  
*Fuerzas y energía de impacto*

Diámetro del émbolo		32	40	50	63
Fuerza teórica con 6 bar en avance (N)	S2/S20	483	754	1178	3016
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso (N)	S2/S20	415	633	990	2721
Energía máxima de impacto en las posiciones finales		0.1	0.2	0.5	0.9

*Nota.* Es necesario considerar que variables con vástago de aluminio anodizado reducen la energía admisible en un 10%

Con los valores otorgados por el fabricante en la tabla mostrada, podemos determinar que es adecuado usar un cilindro sobre los 40mm de diámetro de émbolo, debido a la fuerza requerida durante la operación del mismo.

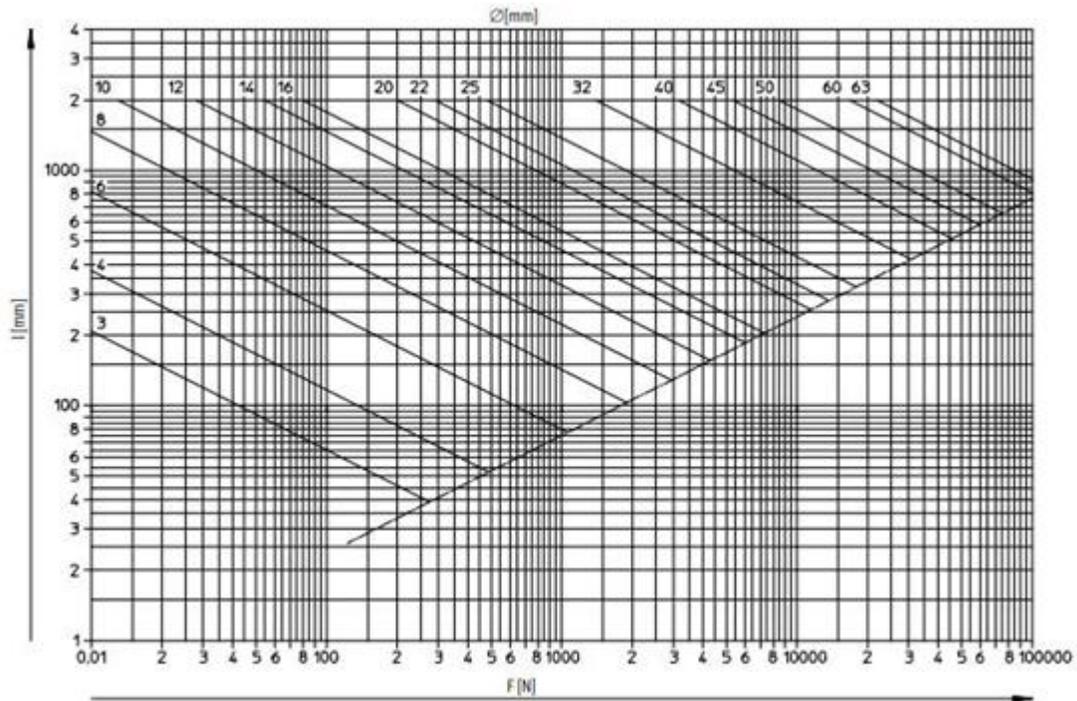
**Figura 4.93**  
*Diagrama fuerza/diámetro para cilindros neumáticos*



Como se muestra en la figura anterior, el diámetro del cilindro 1 y 2, de 40mm, es más que adecuado para la aplicación requerida.

**Figura 4.94**

*Diagrama de pandeo y selección de vástago*



Según lo indicado por Festo (2018), para evitar pandeo en el vástago de un cilindro, es necesario tomar un diámetro mayor o igual al obtenido de esta gráfica. Por tanto, la selección de los cilindros, considerando un vástago para el primer y segundo cilindro de 16mm, es adecuada.

#### **Cálculos de consumo de aire**

Considerando el volumen del cilindro completamente desplegado, así como su presión de operación, tenemos:

$$Q_c = \frac{\pi d_c^2}{4} \times l_c \times \frac{P_{abs} + P_{aire}}{P_{abs}} \quad (105)$$

El consumo de aire debe ser calculado tanto para la carrera de ida como para la carrera de regreso del cilindro neumático:

$$Q_c = \frac{\pi}{4} [d_c^2 + (d_c^2 - d_v^2)] \times l_c \times \frac{P_{abs} + P_{aire}}{P_{abs}} \quad (106)$$

Por tanto, tras reemplazar los valores conocidos en (53) para el primer cilindro, tenemos:

$$Q_{c1} = \frac{\pi}{4} [d_{c1}^2 + (d_{c1}^2 - d_{v1}^2)] \times l_{c1} \times \frac{P_{abs} + P_{aire}}{P_{abs}}$$

$$Q_{c1} = \frac{\pi}{4} (2d_{c1}^2 - d_{v1}^2) \times l_{c1} \times \frac{P_{abs} + P_{aire}}{P_{abs}}$$

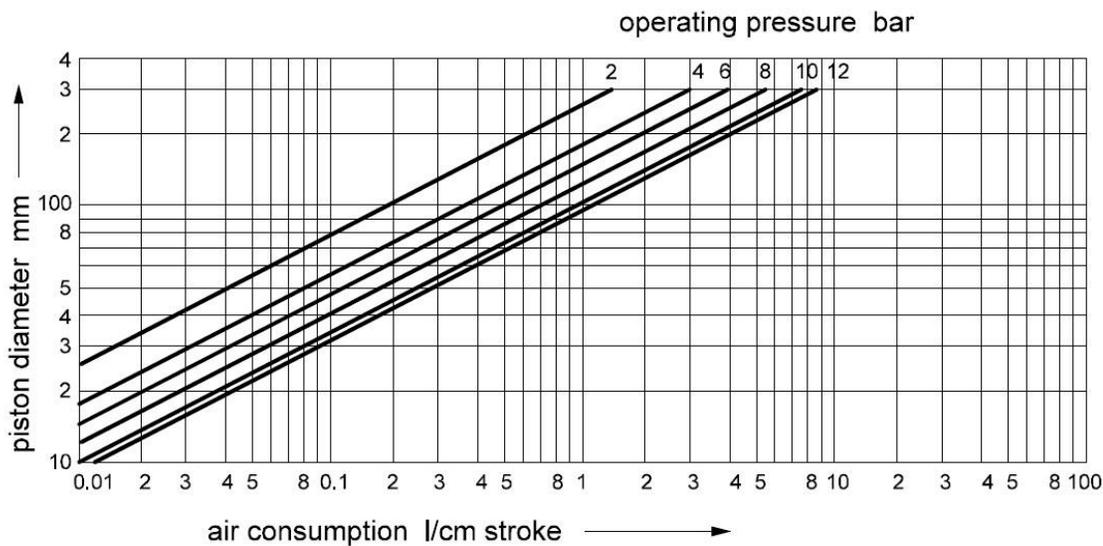
$$Q_{c1} = 0.224 \text{ L/Ciclo}$$

Y los valores del segundo y tercer cilindro, respectivamente, serían:

$$Q_{c2} = 0.168; Q_{c3} = 0.071 [\text{L/Ciclo}]$$

**Figura 4.95**

*Diagrama consumo/diámetro para cilindros neumáticos*



#### Dimensionamiento de compresor

Para dimensionar el compresor, tenemos que considerar la cantidad de ciclos que la máquina estaría realizando con toda la carga, y en función de este número, calcular el volumen de aire consumido en total. Con esas consideraciones, tenemos:

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} + 2Q_{c3} = 0.429 \text{ L/Ciclo}$$

$$Q_t = 30Q_c = 12.882 \text{ L/min}$$

Por lo tanto, necesitamos proporcionar 12.882 L de aire comprimido al sistema durante su accionamiento. Considerando pérdidas, el factor de utilización, y otros factores, tenemos

$$Q_n = Q_t/0.85$$

$$Q_n = 12.882 \text{ L/min}$$

Por lo que un compresor de 13 L/min (o alrededor de 0.5 cfm) es suficiente para esta aplicación.

#### **4.1.6. Diseño del bastidor**

##### **Definiciones previas al cálculo estructural**

##### ***Estándares utilizados***

Para el diseño del bastidor utilizaremos el estándar AISC 360-2016 (Specification for Structural Steel Buildings), para perfiles rolados en caliente.

Para las definiciones de cargas y consideraciones adicionales, utilizaremos el estándar AISI MH16.1-2016 (Specification for the Design, Testing and Utilization of Industrial Steel Storage Racks).

Las soldaduras irán conforme a lo descrito en el estándar AWS D1.1/D1.1M 2020 (Structural Welding Code – Steel).

Las conexiones por pernos estarán diseñadas conforme a lo establecido bajo el estándar AISI S100-2016 (North American Specification for the Design of Cold-Formed Steel Structural Members).

##### ***Definiciones de materiales***

Para el diseño de este bastidor, se utilizará el siguiente material:

Acero ASTM A36/A36M

Tensión de fluencia  $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$

Tensión de rotura  $\sigma_{ut} = 400$  MPa

### **Definiciones de cargas**

Según lo establecido en el estándar AISC 360-2016, podemos usar factores de carga según lo establecido por cada código. Con la finalidad de aproximar las cargas a algo razonable, tomaremos las combinaciones disponibles en el estándar AISI MH16.1. para el método de “Diseño para Esfuerzo Admisible” (ASD), tenemos las siguientes combinaciones:

- Para vigas y conexiones de las mismas:
  - $D + L + P + I$  (Carga viva/de producto/de impacto)
- Para todos los miembros estructurales
  - $D + P$  (Carga muerta)
  - $D + P + L$  (Carga viva)
  - $(1 + 0.14S_{DS})D + (0.85 + 0.14S_{DS})\beta P + 0.7\rho E$  (Carga de gravedad + sísmica)

En contraste, para el método de “Diseño por Factores de Carga y Resistencia” (LRFD), utilizaremos las posibles combinaciones:

- Para vigas y conexiones de las mismas:
  - $1.2D + 1.6L + 1.4P + 1.6I$  (Carga viva/de producto/de impacto)
- Para todos los miembros estructurales
  - $1.4D + 1.2P$  (Carga muerta)
  - $1.2D + 1.4P + 1.6L$  (Carga de gravedad)
  - $(0.9 - 0.2S_{DS})D + (0.9 - 0.2S_{DS})\beta P_{app} + \rho E$

Donde:

- $D$  es la carga muerta
- $L$  es la carga viva (excluyendo el producto a almacenar en la tolva)
- $E$  es la carga sísmica

- $I$  es la carga de impacto sobre las vigas
- $P$  es la carga máxima de producto a ser soportada por la estructura
- $P_{app}$  es la porción de la carga de producto usada para calcular la carga cortante sísmica.
- $\rho$  es el factor de redundancia para cargas sísmicas
- $\beta$  es el coeficiente de carga de producto, 0.7 excepto para levantamiento de cargas, en cuyo caso es de 1.0

Todos los factores de resistencia deben estar en concordancia con la AISI S100 o AISC 360 dependiendo del tipo de elemento estructural usado.

### **Proceso de diseño**

#### ***Cálculos de cargas***

Para realizar los cálculos de las respectivas cargas, es necesario analizar cada aspecto de la máquina. Tenemos que considerar las cargas sobre los soportes de los ejes, motores y componentes en general, así como el peso de los mismos. Las cargas, por niveles, de más alto a más bajo, están dadas por:

- Nivel x
  - Tolva de dosificador
- Nivel x
  - Dosificador
  - Caja reductora y motor de dosificador
- Nivel x
  - Manga formadora
  - Poleas y ejes de dosificador
- Nivel x
  - Sistema de formado de empaques

- Nivel x
  - Sellador horizontal

En función de lo determinado, para cargas muertas, se considera el peso propio de cada sección, más el peso de las placas de soporte estructural. Por tanto, resulta:

$$W_1 = 2.577 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Esta carga es el valor máximo que alcanzará la carga muerta para la tolva de almacenamiento. Para la siguiente sección, resulta:

$$W_{2x} = 71.239 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$W_{2y} = 56.992 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Para la tercera sección, se traslada todo el peso de la manga formadora a la viga del centro, sin apoyos en el eje transversal (y) resultando:

$$W_{3x1} = 31.734 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$W_{3x2} = 84.554 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Para la cuarta sección, tenemos el peso apoyado en las dos vigas en el eje longitudinal (x) de manera equitativa. Por tanto, resulta:

$$W_{4x} = 136.784 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

#### Cargas vivas

Las cargas vivas se aplican únicamente sobre la sección 2 (cargas de motores) y 4 (cargas de motores). Están dadas por:

$$F_m = \frac{1}{2} m g + \frac{4T_m}{A}$$

Donde el valor de A es la distancia entre el eje del motor y el apoyo. Por recomendaciones de fabricantes, también se puede considerar una carga del peso para cargas bajas. Por tanto, resulta:

$$F_{m1} = 79.623 \text{ kgf}$$

$$F_{m2} = 25.625 \text{ kgf}$$

$$F_{m3} = 41.203 \text{ kgf}$$

Traduciendo estas fuerzas a cargas distribuidas, tenemos:

$$W_{2xm} = 39.812 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$W_{2xm} = 31.849 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$W_{4xm} = 66.828 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Cargas de producto

La carga de producto solo se aplica sobre la sección más alta de la estructura, en la tolva de almacenamiento. Asumiendo una capacidad máxima de sobrecarga de 100kg de la tolva, tenemos

$$W_{p1} = 50 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

### ***Cálculos de vigas***

Tomando las cargas de la parte superior, y considerando lo establecido por las normas, partimos de un sistema con vigas doblemente empotradas.

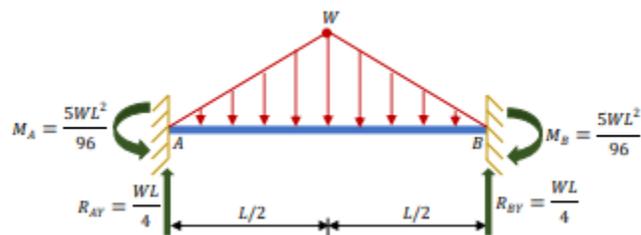
$$M_A = -M_B = \frac{5WL^2}{96} \quad (107)$$

$$R_{zA} = R_{zB} = -\frac{WL}{4} \quad (108)$$

$$\delta_{max} = \frac{7WL^4}{3840EI} \quad (109)$$

**Figura 4.96**

Viga doblemente empotrada con carga triangular



De donde podemos obtener los valores de carga y momentos transmitidos hacia las columnas, así como los valores de fuerzas máximas cortantes.

Además, la deflexión no debe superar  $L/180$  para ninguna de las vigas. Por tanto, ingresando los valores de cargas y combinaciones, tenemos:

$$W = 1.2W_D + 1.6W_L + 1.4W_P$$

**Tabla 4.50**

Cargas y deflexiones en vigas

Viga	Variable	Valor	Unidad
11-14	Momento máximo	3.8069	kgf m
	Fuerza a la columna	18.2731	kgf
	Deflexión máxima	0.3196	mm
21-22	Momento máximo	7.7701	kgf m
	Fuerza a la columna	37.2965	kgf
	Deflexión máxima	0.6524	mm
23-24	Momento máximo	9,7126	kgf m
	Fuerza a la columna	37,2965	kgf
	Deflexión máxima	0.2739	mm
31	Momento máximo	1,9609	kgf m
	Fuerza a la columna	9,4122	kgf
	Deflexión máxima	0,1647	mm
32	Momento máximo	5,2846	kgf m
	Fuerza a la columna	25,3662	kgf
	Deflexión máxima	0,4437	mm
41-42	Momento máximo	14,118	kgf m
	Fuerza a la columna	67,7664	kgf
	Deflexión máxima	1,1854	mm

Posteriormente, se requiere comparar los momentos obtenidos con el momento crítico, definido en función de las fórmulas establecidas en la sección F10 del AISC 360-16:

$$M_n = \begin{cases} \left(1.92 - 1.17 \sqrt{\frac{M_y}{M_{cr}}}\right) M_y & \frac{M_y}{M_{cr}} \leq 1 \\ \left(0.92 - \frac{0.17 M_{cr}}{M_y}\right) M_{cr} & \frac{M_y}{M_{cr}} > 1 \end{cases} \quad (110)$$

$$M_{cr} = 1.25 \left\{ \frac{0.58 E b^4 t C_b}{L_b^2} \left[ \sqrt{1 + 0.88 \left(\frac{L_b t}{b^2}\right)} + 1 \right] \right\} \quad (111)$$

$$M_y = \sigma_y S \quad (112)$$

Donde  $M_{cr}$  es el momento crítico,  $M_y$  es el momento de fluencia, y  $S$  es el módulo de sección. Para esta sección en particular (L30x3), se obtienen los siguientes datos

$$S_x = S_y = 681.5 \text{ mm}^3$$

$$M_y = 170.375 \text{ Nm}$$

$$M_{cr} = \frac{5.285 \times 10^{11} \left(1 + \sqrt{1 + 9.78 \times 10^{-6} L^2}\right)}{1000 L^2} \text{ [N m]}$$

Donde la longitud debe expresarse en milímetros. Por tanto, resulta para una longitud de 1m:

$$M_{cr} = 1509.105 \text{ Nm}$$

Debido a que el ratio entre el momento de fluencia y el momento crítico es menor a 1, se utiliza la primera parte de (110), por lo tanto, el valor del momento nominal de flexión resulta:

$$M_n = 260.142 \text{ Nm} = 26.518 \text{ kgf m}$$

Considerando lo establecido para el cálculo de resistencia de un miembro bajo LRFD, la fórmula se expresa de la siguiente manera:

$$R_u = \phi R_n \quad (113)$$

$$R_u = \frac{M_u}{S_{xx}} \quad (114)$$

$$R_n = \frac{M_n}{S_{xx}} \quad (115)$$

De las ecuaciones listadas, y utilizando un factor de seguridad de 0.90 (según se indica en la sección F1, las ecuaciones resultan de la siguiente manera:

$$R_u = 0.90 \frac{M_n}{S_{xx}}$$

Por tanto, el factor de carga queda expresado de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{M_u}{S_{xx}} / 0.90 \frac{M_n}{S_{xx}}$$

Para cada miembro, se obtienen los siguientes valores:

Viga	Variable	Valor	Unidad
11-14	Momento máximo	3.8069	kgf m
	Momento nominal	26.518	kgf m
	Radio de resistencia	0,1435	n/a
21-22	Momento máximo	7.7701	kgf m
	Momento nominal	26.518	kgf m
	Radio de resistencia	0,2903	n/a
23-24	Momento máximo	9,7126	kgf m
	Momento nominal	26.518	kgf m
	Radio de resistencia	0,3662	n/a
31	Momento máximo	1,9609	kgf m
	Momento nominal	26.518	kgf m
	Radio de resistencia	0,0739	n/a
32	Momento máximo	5,2846	kgf m
	Momento nominal	26.518	kgf m
	Radio de resistencia	0,1992	n/a
41-42	Momento máximo	14,118	kgf m
	Momento nominal	26.518	kgf m
	Radio de resistencia	0,5323	n/a

Por lo que se verifica que todos los miembros resisten las cargas requeridas.

### **Cálculos de columnas**

Para los cálculos en columnas, se toman las fuerzas que se aplican sobre las columnas, según cada sección. Al tomar en cuenta la sección E del código AISC 360, las ecuaciones utilizadas son las siguientes:

$$F_u = \phi F_n \quad (116)$$

Que define las cargas soportables por la columna en función de la fuerza axial a lo largo de la misma. Para definir estas fuerzas, es necesario empezar definiendo la geometría de la columna. Por tanto, tenemos lo siguiente

- Longitudes de columna según pisos
  - $L_{1-2} = 50 \text{ mm}$
  - $L_{2-3} = 465 \text{ mm}$
  - $L_{3-4} = 785 \text{ mm}$
  - $L_{4-5} = 225 \text{ mm}$
  - $L_{5-6} = 400 \text{ mm}$

Con estas longitudes, podemos hacer los respectivos cálculos de carga. Es necesario recalcar que el AISC 360 tiene métodos establecidos para perfiles HSS como los utilizados en este proyecto, por lo que en función de lo establecido en la sección E3 (para cálculos de elementos a compresión no esbeltos, tenemos:

$$F_{cr} = \begin{cases} \left(0.658 \frac{F_y}{F_e}\right) F_y & \frac{F_y}{F_e} \leq 2.25 \\ 0.877 F_e & \frac{F_y}{F_e} > 2.25 \end{cases} \quad (117)$$

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad (118)$$

Donde el radio de giro está dado en función de la inercia y el área. Para una sección HSS cuadrada de 30x3, el radio de giro es de 10.78 mm. Se usa un valor de K=1.5.

Reemplazando los valores de la sección, para la columna más crítica, se obtiene la siguiente tabla:

**Tabla 4.51**  
*Esfuerzo crítico en columnas según altura*

Sección	KL/r	Fe (MPa)	Fcr (MPa)
1-2	6,957	40779,767	249,359
2-3	64,703	471,497	200,244
3-4	109,230	165,442	132,819
4-5	31,308	2013,816	237,342
5-6	55,659	637,184	212,139

Los valores de fuerzas se trasladan de la sección de vigas, y se suman hacia abajo. Por tanto, se obtiene la siguiente tabla:

**Tabla 4.52**  
*Esfuerzo en función de combinaciones de carga*

Sección	Fuerza sumada	Fu (MPa)
1-2	37.2965	12,155
2-3	46.7087	15,223
3-4	72.0749	23,490
4-5	139.8413	45,576
5-6	139.8413	45,576

Para el extremo 4-5, que es el caso con mayor carga, tenemos:

$$F_u \leq \phi F_n$$

$$45.576 \leq 0.75(237.342)$$

$$45.576 \leq 178.007$$

Siendo este el caso más crítico, podemos denotar que la carga en las demás columnas va a ser soportada.

**Dimensionamiento de soldaduras**

Para las soldaduras, utilizaremos juntas precalificadas donde sea posible. Para las vigas, se soldarán las mismas entre sí en la sección que se requiera, con una junta en escuadra.

**Figura 4.97**

*Junta a tope en escuadra*



**Tabla 4.53**

*Detalles de la junta soldada con soldadura en ranura con PJP precalificada*

Proceso de soldadura	Designación de junta	Espesor del metal base (U = ilimitado)		Preparación de la ranura			Posiciones de soldadura permitidas	Tamaño de la soldadura (S)	Notas
		T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	Abertura de la raíz	Tolerancias				
					Según lo detallado (ver 5.4.2.2)	Como ajuste (ver 5.4.2.7)			
SMAW	B-P1a	3	—	R = 0 a 2	+2, -0	±2	Todo	T <sub>1</sub> - 1	b
	B-P1c	6 máx.	—	R = $\frac{T_1}{2}$ mín.	+2, -0	±2	Todo	$\frac{T_1}{2}$	b
GMAW FCAW	B-P1a-GF	3	—	R = 0 a 2	+2, -0	±2	Todo	T <sub>1</sub> - 1	b, e
	B-P1c-GF	6 máx.	—	R = $\frac{T_1}{2}$ mín.	+2, -0	±2	Todo	$\frac{T_1}{2}$	b, e

Ya que estas juntas solo soportarían el peso de la tolva, no es necesario realizar ningún calculo de las mismas.

Para las juntas en filete, es necesario considerar que las mismas actuarían por cortante, por lo que es necesario un dimensionamiento básico en función de lo establecido tanto en la AWS D1.1, como en el AISC 360.

Figura 4.98  
Junta de penetración parcial en filete



Tabla 4.54  
Detalles de la junta de soldadura en filete precalificada

Soldadura en filete (12)  
Junta en T (T)  
Junta en esquina (C)  
Junta traslapada (L)

Proceso de soldadura	Designación de junta	Espesor del metal base $T_1$ o $T_2$	Diseño/Geometría de la junta			Posiciones de soldadura permitidas	Notas
			Abertura de la raíz	Tolerancias			
				Según detalle	Según acoplamiento		
SMAW	TC-F12	< 75	R = 0	+2, -0	5 máx.	Todo	a, b, d
	TC-F12a	> 75			8 máx.		a, b, d
	L-F12	< 75			5 máx.		a, b, c
	L-F12a	≥ 75			8 máx.		a, b, c
GMAW FCAW	TC-F12-GF	< 75	R = 0	+2, -0	5 máx.	Todo	a, b, d
	TC-F12a-GF	≥ 75			8 máx.		a, b, d
	L-F12-GF	< 75			5 máx.		a, b, c
	L-F12a-GF	≥ 75			8 máx.		a, b, c
SAW	TC-F12-S	< 75	R = 0	+2, -0	5 máx.	F, H	a, b, d
	TC-F12a-S	≥ 75			8 máx.		a, b, d
	L-F12-S	< 75			5 máx.		a, b, c
	L-F12a-S	≥ 75			8 máx.		a, b, c

Para estas juntas entre las columnas y vigas, cumplimos con los requerimientos para una junta TC-F12a, con un proceso de soldadura SMAW.

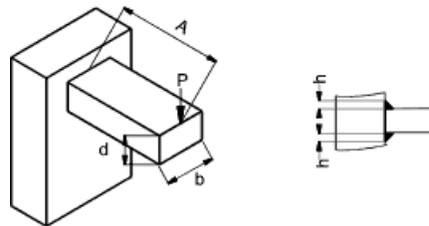
Para verificar la resistencia de la misma, usamos los siguientes datos, para la mayor carga de cortante y momento flector:

$$M_b = 14.118 \text{ kgf m}$$

$$V = 67.7664 \text{ kgf}$$

Tomando en consideración una doble junta en filete, de penetración parcial, tenemos:

**Figura 4.99**  
*Geometría de la soldadura*



$$F_u = \phi F_n \quad (119)$$

El estándar AISC 360 establece que se considere un factor para LRFD de 0.75. La resistencia de la soldadura está dada por la siguiente fórmula

$$\tau = \frac{8.5M_b(d + 2h)}{b[(d + 2h)^3 - d^3]} + \frac{0.71V}{bh} \quad (120)$$

$$F_u = \sqrt{3\tau^2} \quad (121)$$

Para esta soldadura, el valor de  $d$  es 3mm,  $h$  es 3mm,  $b$  es 30mm, y están las cargas respectivas. Por tanto, evaluando la ecuación (120) y trasladando sus resultados a (121), se obtiene:

$$F_u = 85,14 \text{ MPa}$$

Por tanto, se determina que esta junta soportará el esfuerzo aplicado sobre la misma.

La junta de penetración parcial en esquina se hace con fines cosméticos, sin embargo aporta integridad estructural a la unión entre vigas y columnas.

**Figura 4.100**  
*Junta de penetración parcial entre tubo cuadrado y platina*



**Tabla 4.55**  
*Detalles de la junta de soldadura en ranura precalificada*

Soldadura en ranura con bisel abocinado (10)  
 Junta a tope (B)  
 Junta en T (T)  
 Junta en esquina (C)

Proceso de soldadura	Designación de junta	Espesor del metal base (U = ilimitado)			Preparación de la ranura			Posiciones de soldadura permitidas	Tamaño de la soldadura (S)	Notas
		T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	Abertura de la raíz Cara de la raíz Radio de doblado	Tolerancias				
						Según lo detallado (ver 5.4.2.2)	Como ajuste (ver 5.4.2.7)			
SMAW FCAW-S	BTC-P10	5 mín.	U	T <sub>1</sub> mín.	R = 0 f = 5 mín. $r = \frac{3T_1}{4}$ mín.	+2, -0 +U, -0 +U, -0	+3, -2 +U, -2 +U, -0	Todo	5/16 r	e, g, j, l
GMAW FCAW-G	BTC-P10-GF	5 mín.	U	T <sub>1</sub> mín.	R = 0 f = 5 mín. $r = \frac{3T_1}{4}$ mín.	+2, -0 +U, -0 +U, -0	+3, -2 +U, -2 +U, -0	Todo	5/8 r	a, g, j, l, m
SAW	B-P10-S	12 mín.	12 mín.	N/A	R = 0 f = 5 mín. $r = \frac{3T_1}{4}$ mín.	±0 +U, -0 +U, -0	+2, -0 +U, -2 +U, -0	F	5/16 r	g, j, l, m

#### **4.1.7.      *Diseño del sistema de control***

##### **Selección de componentes.**

En función de lo establecido en pasos anteriores, utilizaremos los siguientes componentes:

##### ***Sensores.***

- Dosificador
  - Sensor inductivo de nivel de tolva
  - Sensor capacitivo de detección de posición
  - Sensor capacitivo de caída de tolva
- Formador
  - Sensor óptico de tag para posición de empaque
  - Array de celdas de carga para sensor de tensión
- Sellador
  - Termopares de mordazas
  - Sensores de efecto hall como fines de carrera de cilindros

##### ***Actuadores.***

- Dosificador
  - Servomotor de dosificador
- Formador
  - Servomotor de arrastre de empaque
  - Freno magnético de sistema de tensión
- Sellador
  - Cilindros neumáticos de sellado (activados por electroválvulas)

## Programación de PLC.

### Asignación de variables.

Considerando que el PLC a ser usado tiene un total de x salidas de tipo relé y x salidas transistorizadas (PNP), y tomando en cuenta lo especificado anteriormente, tenemos:

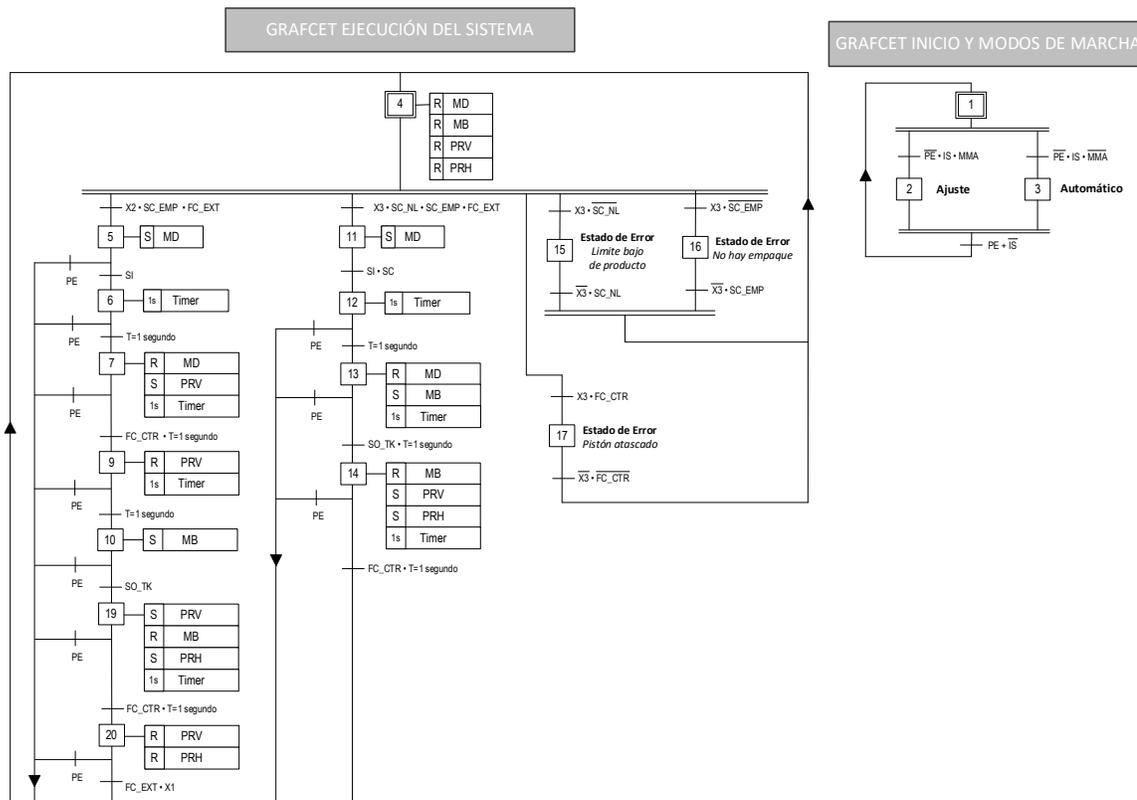
**Tabla 4.56**  
*Asignación de variables para PLC Wecon*

N°	Descripción	Símbolo	Dirección	Tipo	Configuración
1	Botón de INICIO / STOP	IS	X1	Entrada	N.A.
2	Botón de Paro de Emergencia	PE	X2	Entrada	N.A.
3	Switch selector de modos de marcha: Manual / Automático	MMA	X3	Entrada	2 posiciones
4	Sensor Inductivo – Detecta los vasos dosificadores	SI	X4	Entrada	N.A. (PNP)
5	Sensor Capacitivo – Detecta caída del producto al empaque	SC	X5	Entrada	N.A. (PNP)
6	Sensor Capacitivo – Detecta la falta de empaque	SC_EMP	X6	Entrada	N.A. (PNP)
7	Sensor Capacitivo – Detecta el nivel bajo del producto	SC_NL	X7	Entrada	N.A. (PNP)
8	Fin de Carrera Pistones Contraídos	FC_CTR	X10	Entrada	N.A. (PNP)
9	Fin de Carrera Pistones Extendidos	FC_EXT	X11	Entrada	N.A. (PNP)
10	Sensor Óptico de Taca	SO_TK	X12	Entrada	N.A. (PNP)
11	Pistón Resistencia Vertical	PRV	Y6	Salida	N.A.
12	Pistón Resistencia Horizontal	PRH	Y7	Salida	N.A.
13	Pulsos Motor Dosificadora	MD	Y0	Salida	N.A.
14	Control de Dirección Motor Dosificadora	D_MD	Y3	Salida	N.A.
15	Pulsos Motor Banda	MB	Y1	Salida	N.A.
16	Control de Dirección Motor Banda	D_MB	Y4	Salida	N.A.

*Nota.* Es necesario especificar que las salidas rápidas del PLC son transistorizadas, lo que involucra que el accionamiento de las mismas sería inmediato, pero el máximo voltaje que pueden manejar sería limitado, en comparación a otro tipo de salidas, como salidas de control para SSR.

Con las variables definidas para el sistema de control, es necesario establecer un GRAFCET que permitirá definir la lógica para la posterior programación del PLC. Este GRAFCET tiene como secuencias un modo de inicialización (antes llamado modo manual), un modo de producción (antes llamado modo automático), y sus respectivas paradas y señales de emergencia, según los distintos errores que pueden presentarse durante la operación de la máquina.

**Figura 4.101**  
**GRAF CET del sistema de control**



En función a este GRAFCET, es posible definir voltajes de trabajo tanto para sensores como para actuadores, según corresponda.

#### ***Voltajes de trabajo para sensores y elementos de mando***

- Botón de INICIO / STOP (IS):
  - Voltaje: 0 o 12/24 V DC
- Botón de Paro de Emergencia (PE):
  - Voltaje: 0 o 12/24 V DC
- Switch selector de modos de marcha Manual / Automático:
  - Voltaje: 0 o 12/24 V DC
- Sensor Inductivo (SI):
  - Voltaje de alimentación: 12 - 24 V DC

- Voltaje de salida: 0 o 12/24 V DC
- Sensores Capacitivos (SC/SC\_EMP/SC\_NL):
  - Voltaje de alimentación: 12 - 24 V DC
  - Voltaje de salida: 0 o 12/24 V DC
- Fines de Carrera (FC\_CTR/FC\_EXT):
  - Voltaje de alimentación: 12 - 24 V DC
  - Voltaje de salida: 0 o 12/24 V DC

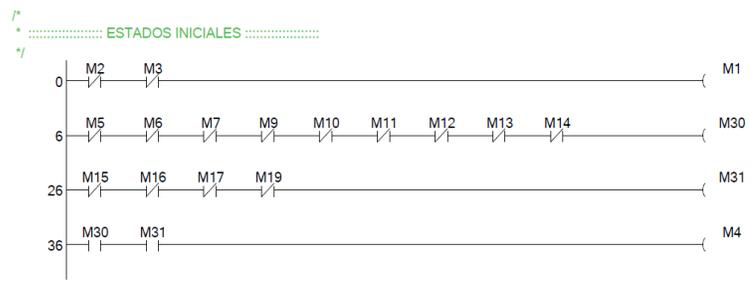
Con estos datos definidos, es posible comenzar con la programación.

### ***Lógica del control***

La programación empieza con la inicialización de todos los componentes. Este es un paso necesario, ya que se requiere saber si existe comunicación con todos ellos, además de colocar los vasos en la posición adecuada para iniciar la dosificación.

**Figura 4.102**

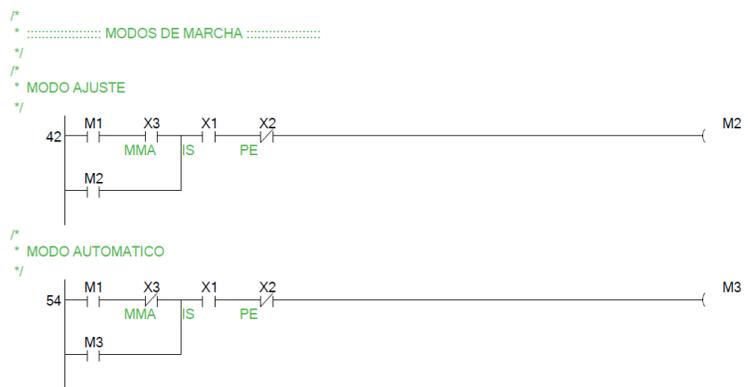
*Seteo de estados iniciales*



Una vez inicializados los componentes, es necesaria la definición de modos de marcha.

Tendremos dos modos de marcha, un modo de ajuste (donde el ciclo no se repite, y es para verificar posiciones del empaque y del dosificador, así como de las mordazas de sellado) y un modo automático (donde el ciclo se repite hasta llegar a un estado de error).

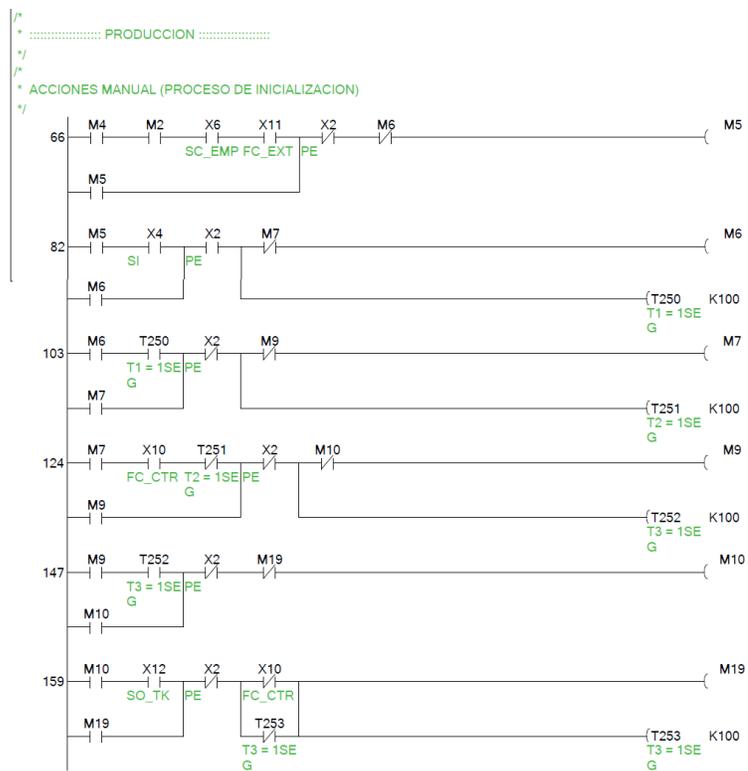
**Figura 4.103**  
*Definición de modos de marcha*



Con los modos de marcha definidos, la programación de la inicialización de la máquina se

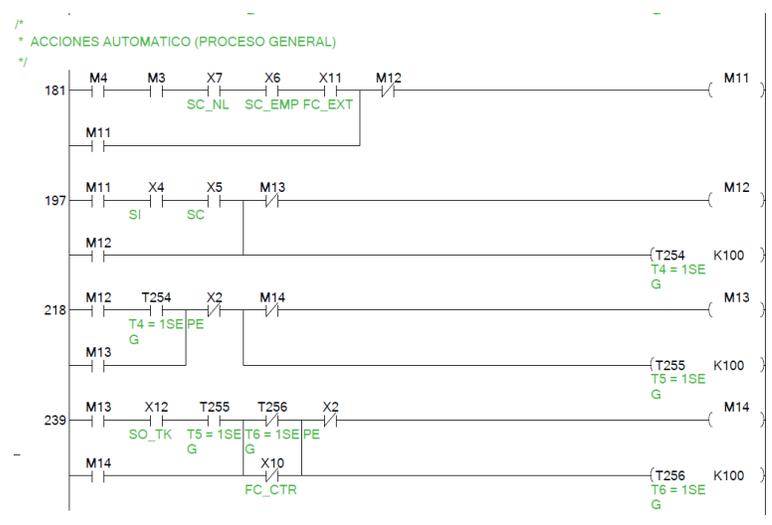
define de la siguiente manera:

**Figura 4.104**  
*Proceso de inicialización – modo manual*



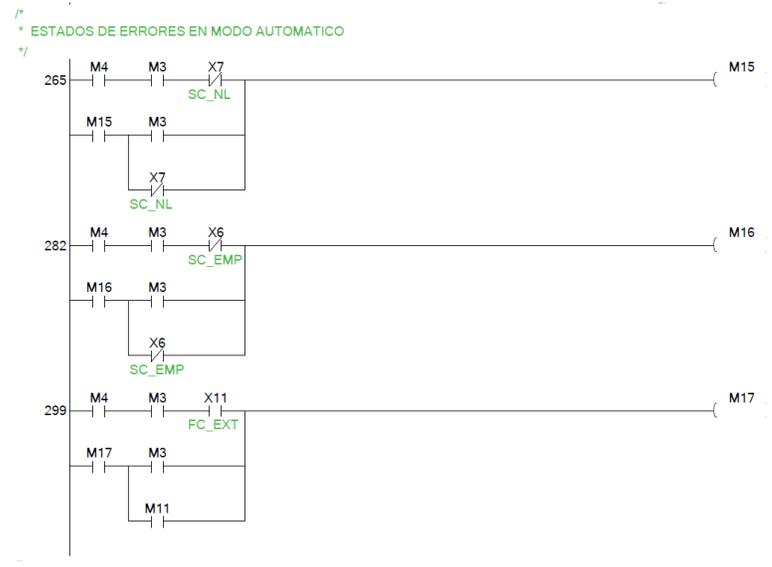
De igual manera, se define la programación del modo de operación automático:

**Figura 4.105**  
*Proceso de producción – modo automático*



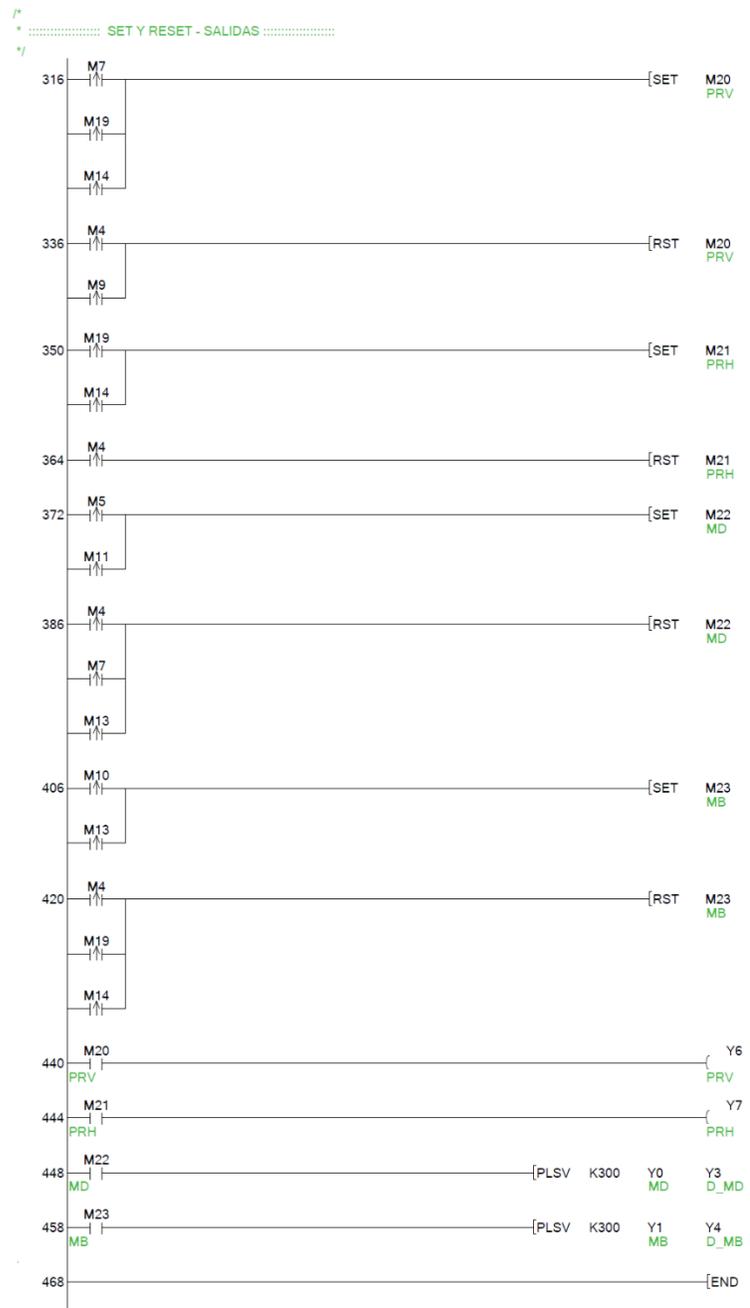
Con estos procesos definidos, es necesario definir estados de error. Estos estados responden a lo definido en el GRAFCET, particularmente a los estados de error 15, 16 y 17.

**Figura 4.106**  
*Estados de error*



Con los estados de error establecidos, el proceso final para terminar la programación es el de seteo y reseteo de salidas, con la finalidad de garantizar que al iniciar la operación, y tras cada operación que lo requiera, cada mecanismo esté en su posición adecuada.

**Figura 4.107**  
Set/reset de salidas



## Diagramas

### Diagrama Causa – Efecto

Una matriz causa efecto es una matriz que compara las acciones de un sensor contra las de un actuador. En esta matriz, podemos definir que actuadores tendrán problemas, y que sensores podrían generarnos un bloqueo de la máquina de presentar algún error.

**Tabla 4.57**

*Matriz causa – efecto*

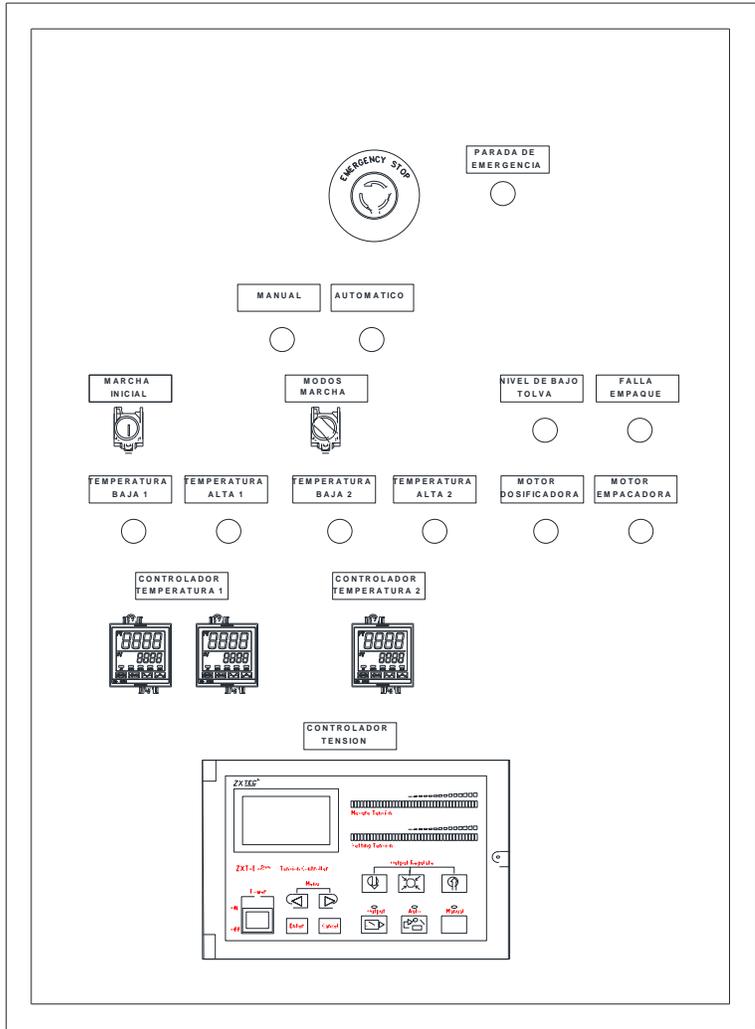
PROYECTO DOSIFICADORA-EMPACADORA MATRIZ DE CAUSA -EFECTO				EFFECTO																							
CAUSA				TAG	Descripción	PANEL CONTROL 1	Tablero de control 1	PLC_WECON	PLC_WECON	PLC_WECON	PLC_WECON	PLC_WECON	PLC_WECON														
Nº	TAG	Descripción	PANEL CONTROL 1	Nº	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	PRV	PRH	MD	D_MD	MB	D_MB
1	IS	Botón con enclavamiento de INICIO / STOP	PLC_WECON	*																							
2	PE	Botón de Paro de Emergencia	PLC_WECON	*																							
3	MMA	Switch selector de modos de marcha: Manual	PLC_WECON	*																							
4	MA	Switch selector de modos de marcha: Automatico	PLC_WECON	*																							
5	SI	Sensor Inductivo – Detecta los vasos dosificadores	PLC_WECON	*																							
6	SC	Sensor Capacitivo – Detecta caída del producto al empaque	PLC_WECON	*																							
7	SC_EMP	Sensor Capacitivo – Detecta la falta de empaque	PLC_WECON	*																							
8	SC_NL	Sensor Capacitivo – Detecta el nivel bajo del producto	PLC_WECON	*																							
9	FC_CTR	Fin de Carrera Pistones Contraídos	PLC_WECON	*																							
10	FC_EXT	Fin de Carrera Pistones Extendidos	PLC_WECON	*																							
11	SO_TK	Sensor Óptico de Taca	PLC_WECON	*																							
<b>Notas</b>				*Estas señales son independiente al controlador WECON																							

Es necesario destacar que de esta matriz de causa y efecto, solo se incluyen las entradas que están yendo al PLC. Para otras alarmas (relacionadas con el controlador de tensión y los termostatos) es necesaria atención del operador, o una expansión del PLC.

### Disposición del tablero´

En función a lo establecido en las secciones anteriores, el tablero tendría la siguiente geometría:

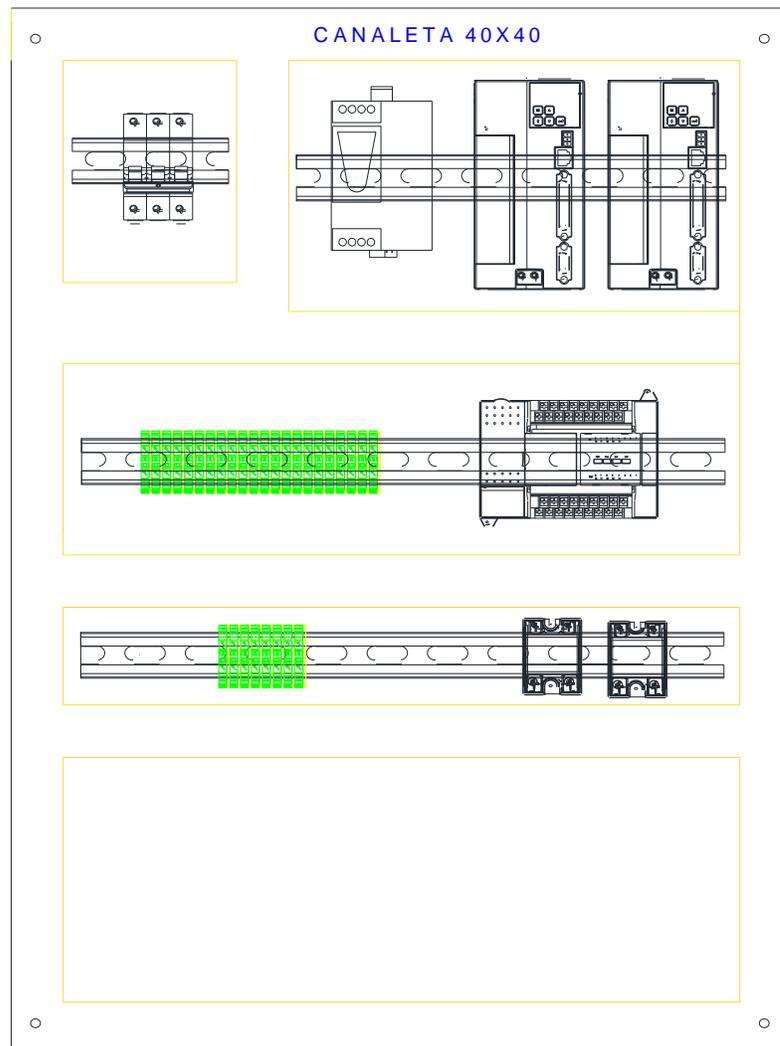
**Figura 4.108**  
*Disposición del tablero de control*



La disposición del tablero está diseñada con posibles expansiones a futuro, incluyendo la posibilidad de implementar un HMI en la región de los modos de marcha, y desplazar ese switch hacia la esquina superior izquierda, dejando ese espacio para una pantalla de ser necesaria.

Por dentro, el tablero tendría la siguiente disposición:

**Figura 4.109**  
*Disposición interna del tablero*

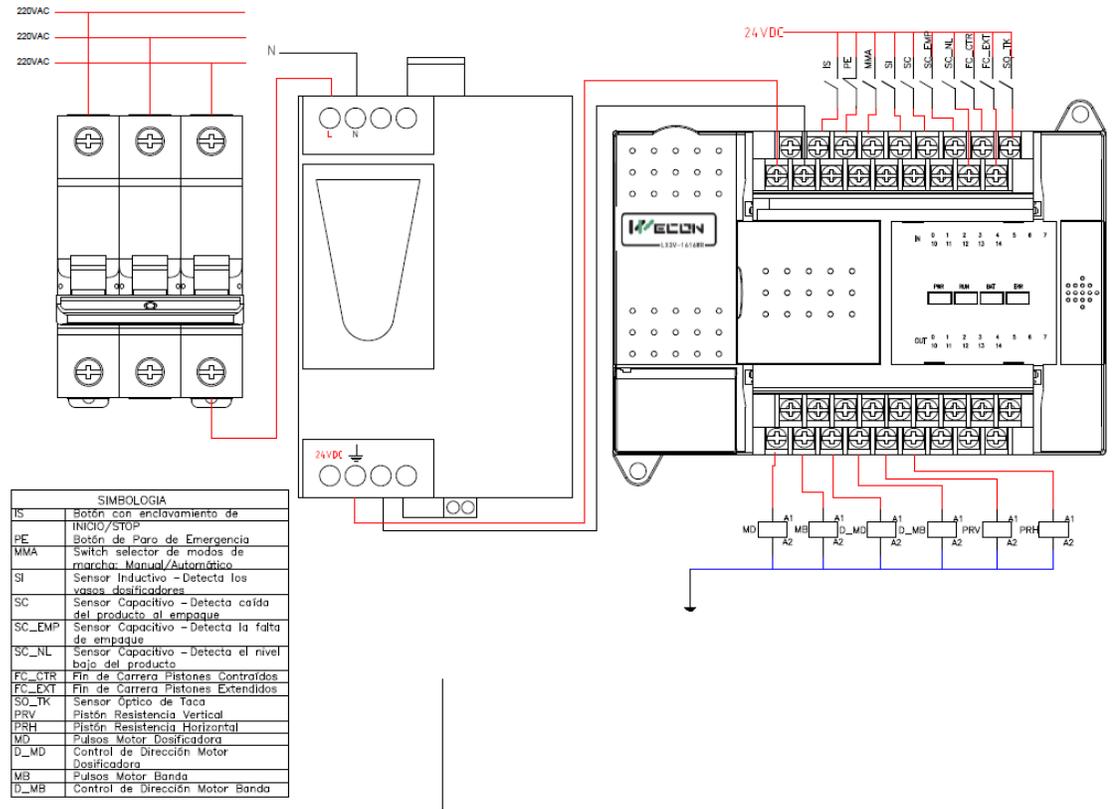


Los elementos en verde son borneras necesarias para las conexiones del tablero, mientras que los demás elementos, en orden desde arriba a la izquierda son el breaker, la fuente de 24V, los drivers de los servos, el PLC y los SSR.

### Conexiones del PLC

El PLC quedaría dispuesto de la siguiente manera:

**Figura 4.110**  
*Diagrama de conexiones del PLC*



#### 4.2. Análisis previo a la optimización

Previo al análisis distinto de cada elemento, es necesario un proceso de optimización con el fin de procurar que cada uno de los análisis se ejecuten de manera correcta, y ahorrar recursos, que resulta en una reducción significativa del proceso de cálculo.

Expertos del sitio de la compañía PTC mencionan que existen cinco áreas a considerar antes de la ejecución de un análisis computacional, sea por FEM, DEM o FVM. Estas áreas son: Idealización, mallado, restricciones, cargas y resultados. (Abbey, 2018)

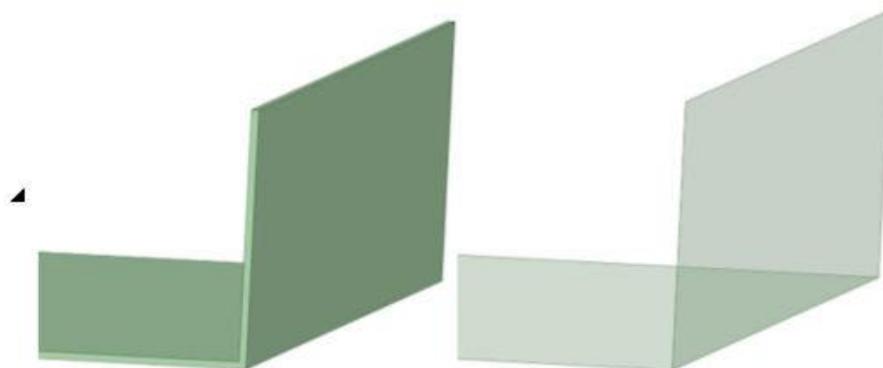
Las acciones que se deben tomar en estas cinco áreas son generalmente las mismas, y entre ellas se destaca:

- Proyectar perfiles y modificar superficies
- Dividir y combinar superficies
- Cortar cuerpos
- Suprimir o eliminar operaciones
- Crear superficies medias
- Crear nueva geometría

Algunas de estas acciones se hacen con el fin de reducir tamaños de malla, o simplificar el modelo de tal manera que la geometría sea más fácil de mallar, sin perder precisión.

#### Figura 4.111

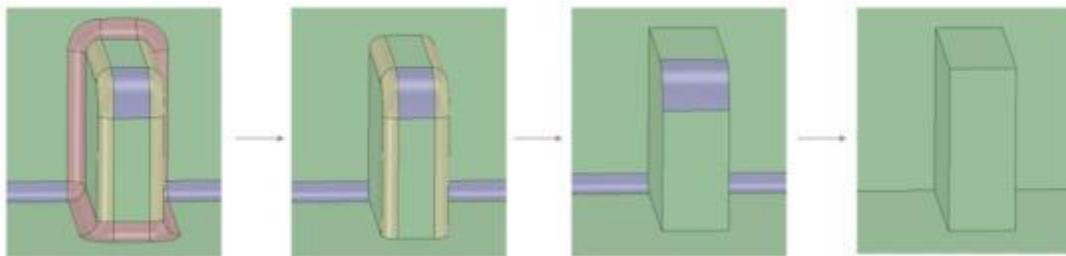
*Reemplazo de un modelo 3D por una*



La generación de la geometría del modelo es uno de los aspectos más difíciles de FEA. Un error común entre los usuarios principiantes de FEA es suponer que un modelo de diseño asistido por computadora (CAD) creado como parte del proceso de diseño del producto se puede conectar directamente a un estudio de FEA. Los modelos CAD de los diseñadores generalmente incluyen detalles tremendos, lo que llevaría horas o días de procesamiento para incorporarlos a un análisis de simulación.

Sin embargo, gran parte de este detalle a menudo es innecesario en FEA. Peor aún, la inclusión de detalles innecesarios en un modelo FEA puede dar como resultado mallas de mala calidad, tiempos de ejecución de simulaciones ineficientes y resultados inexactos. (Ferris, 2020)

**Figura 4.112**  
*Eliminación de redondeos incremental previa al estudio*



Para un analista, comprender cuándo y cómo simplificar un modelo que le pasó un diseñador es una habilidad clave para una simulación FEA efectiva.

#### **4.2.1. Determinación de parámetros a optimizar**

En función de lo establecido anteriormente, optimizaremos los siguientes parámetros:

- Geometría del dosificador
- Dimensiones de la mordaza de sellado horizontal
- Geometría del bastidor
- Geometría de tolvas de dosificación

#### **4.2.2. Determinación de elementos sujetos a la optimización**

Los elementos que estarán sujetos a optimizaciones serán aquellos sometidos a simulaciones fuera de los entornos de Autodesk Inventor. Es decir, tanto los elementos sometidos a análisis térmicos (mordazas y elementos de sujeción de las mismas) así como elementos que sean parte del análisis de elementos discretos para flujo de granos (tolvas, dosificador y elementos pertinentes). Por tanto, buscamos determinar que objetos deberán ser parte de los análisis, y que objetos deberán ser eliminados de los mismos.

En el caso del análisis térmico, es necesario considerar que el mismo estará vinculado a un análisis estático, por lo que es necesario mantener cierta geometría como elementos de conexión, pernos y pasadores, etc. La geometría inicial del mismo es la siguiente:

#### **Figura 4.113**

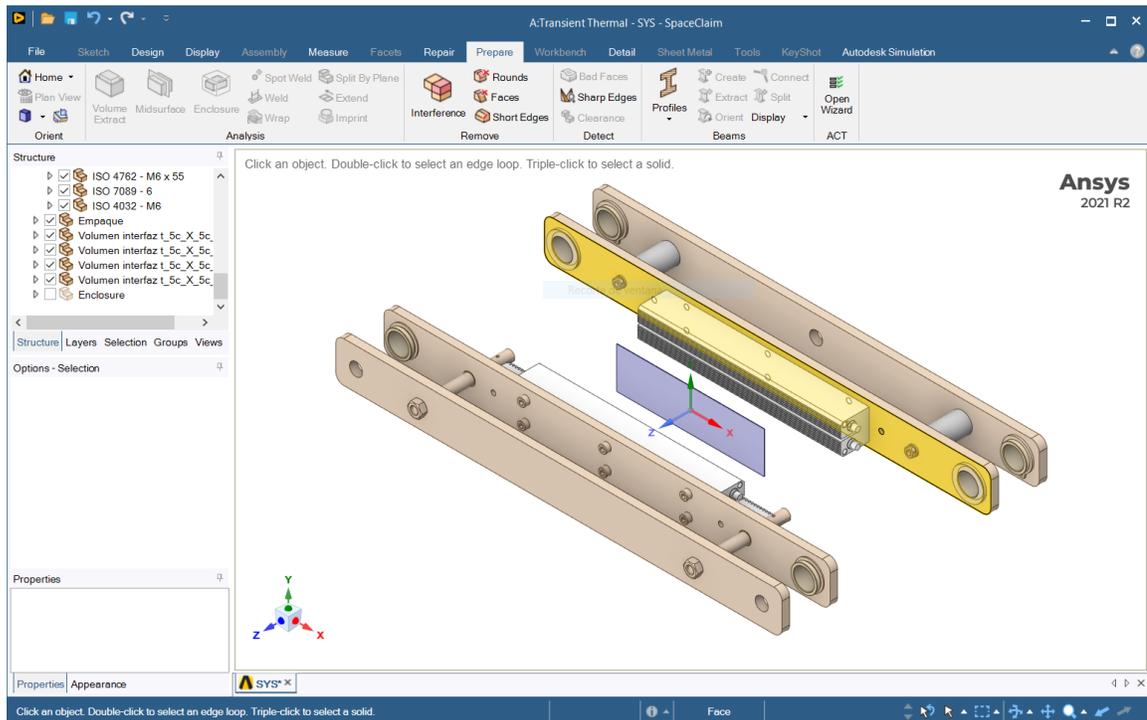
##### *Geometría inicial a considerar en análisis de mordazas*

Entre las consideraciones establecidas para el análisis de mordazas, tenemos que:

- Los ejes de las mordazas, fijaciones del sistema y elementos neumáticos no necesitan ser parte del sistema, ya que se pueden reemplazar con restricciones de pasador y fuerzas.
- Las coberturas fueron analizadas previamente en la etapa de diseño conceptual, y no se requiere de cálculo alguno para las mismas, por lo que tanto las coberturas como los elementos de fijación que las sostienen pueden ser eliminadas.
- Los pernos serán simplificados a pasadores cilíndricos, con la finalidad de reducir el tamaño de la malla en los mismos.
- Se mantendrán los elementos de sujeción de la cuchilla.

Eliminando la geometría que puede ser simplificada con el uso de restricciones, o netamente no necesita ser parte del análisis, tenemos:

**Figura 4.114**  
*Geometría aun no optimizada de las mordazas*



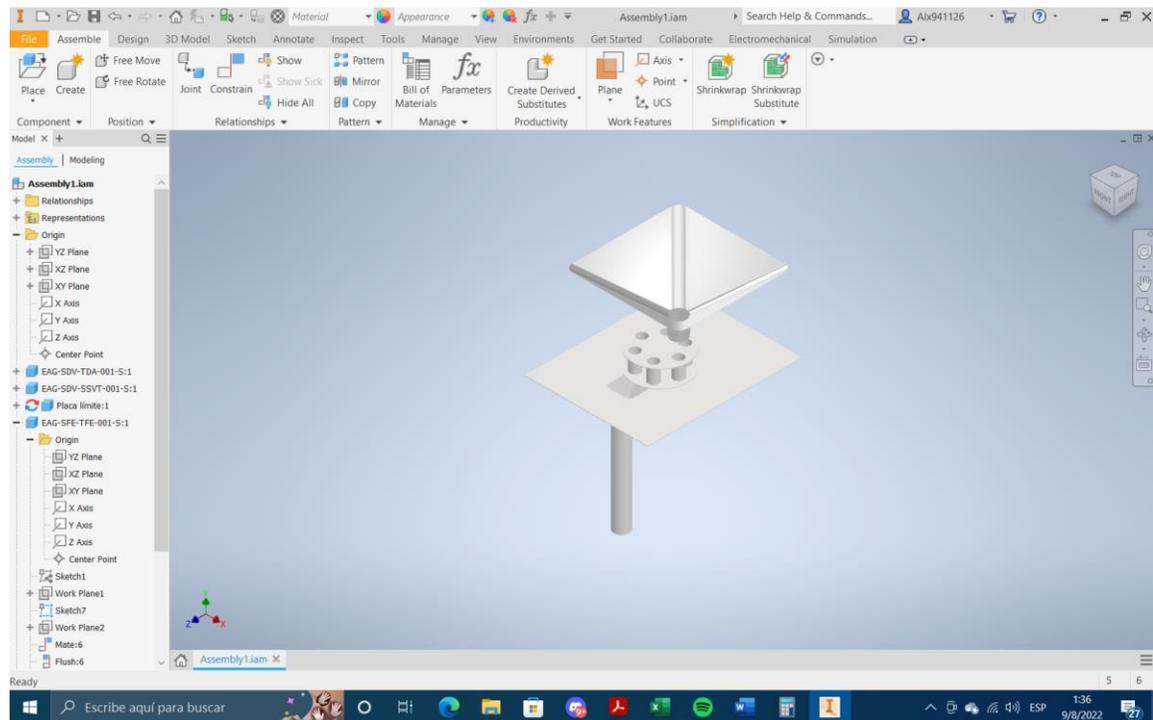
Para el análisis del bastidor, requerimos únicamente el esqueleto de la estructura, así como tamaños de láminas y diafragmas con la finalidad de obtener resultados de la manera más precisa posible.

### 4.3. Proceso de optimización y ajustes

#### 4.3.1. Optimización de componentes mecánicos

Para el análisis de flujo de grano, necesitamos simplificar tanto las tolvas, como el sistema de vasos volumétricos. El proceso se hace usando componentes derivados, así como suprimiendo ciertas operaciones en algunos elementos, mientras que otros por su naturaleza requieren la elaboración de componentes siguiendo las medidas generales (como es el caso de los vasos volumétricos).

**Figura 4.115**  
*Simplificación de sistema de dosificación en Autodesk Inventor*

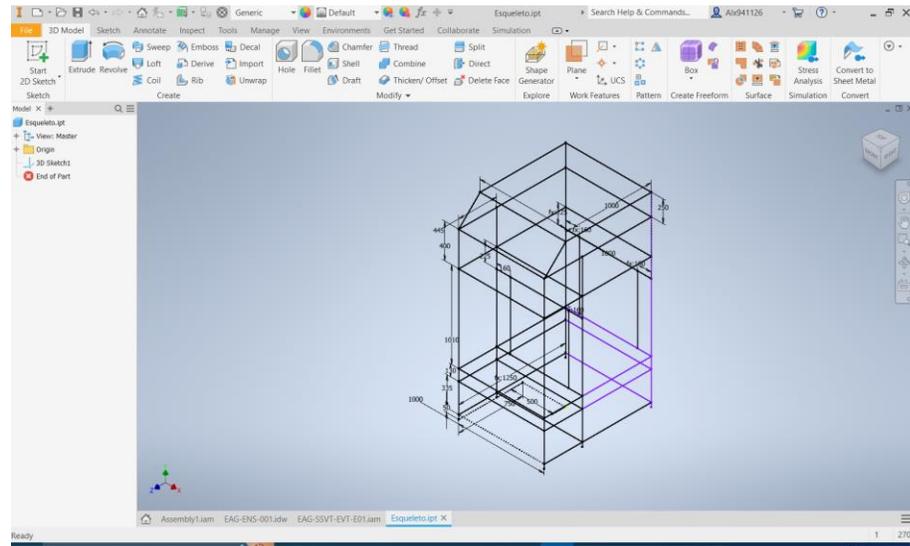


Es necesario destacar que se requiere la inserción de valores de inercia y masa calculados en Autodesk Inventor en Rocky durante las simulaciones de DEM, ya que los mismos pueden ayudar a evitar comportamientos extraños en los sistemas, en especial en las partes móviles. Esto también evita fracturas en los granos.

#### **4.3.2. Optimización del bastidor**

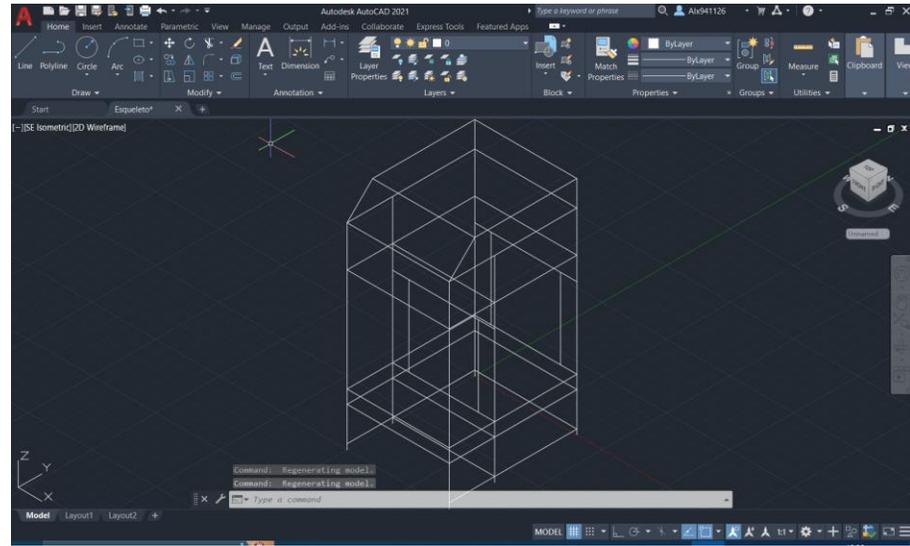
La geometría del bastidor está dada por el componente generador de estructuras de inventor, el mismo que se basa en un boceto 3d para insertar los distintos elementos:

**Figura 4.116**  
*Boceto 3D de la estructura en Autodesk Inventor*



Eliminando geometría de construcción innecesaria, y estableciendo una nueva capa para los puntos de la rejilla de SAP2000, la estructura simplificada se ve de la siguiente forma:

**Figura 4.117**  
*Esqueleto simplificado en AutoCAD*



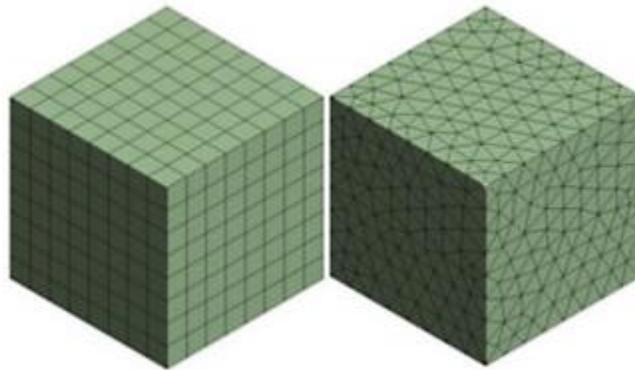
**4.3.3. Modificaciones de conceptos**

Se da un radio a las mordazas, en función del espesor del material, guiándonos en lo establecido por otros fabricante.

#### 4.4. Validación de prototipos

Al determinar si se deben usar elementos hexaédricos o elementos tetraédricos en una configuración de modelo FEA, es importante tener en cuenta la forma general y la complejidad del objeto en sí. La regla general es engranar con elementos hexaédricos si es posible. Los elementos hexagonales generalmente dan como resultado resultados más precisos con recuentos de elementos más bajos que los elementos tetraédricos. Sin embargo, si el objeto contiene ángulos agudos u otras geometrías complejas, puede ser necesario engranar con elementos tetraédricos. (Ferris, 2020)

**Figura 4.118**  
*elementos hexaédricos vs tetraédricos*



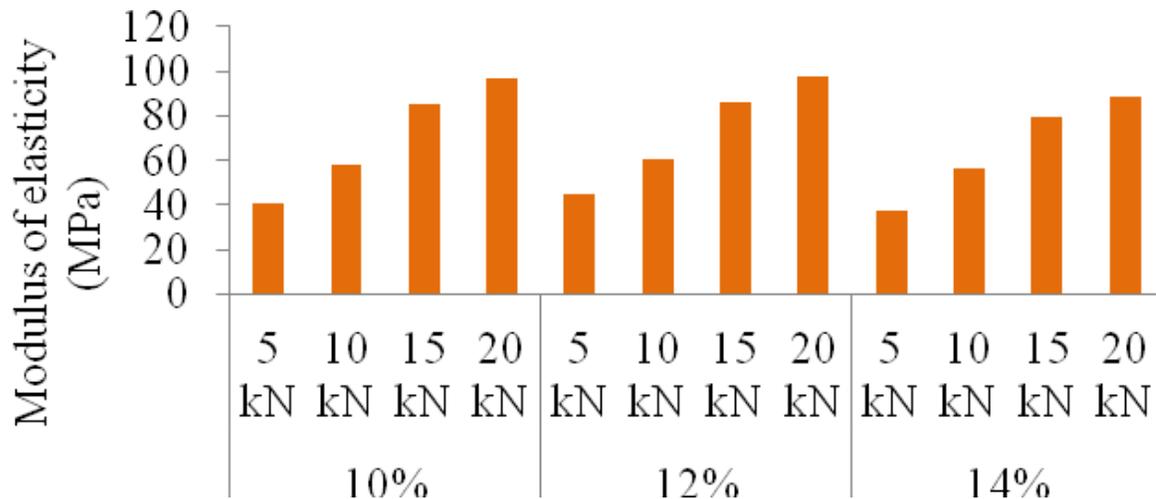
#### 4.4.1. Análisis de flujo de grano en elementos de dosificación

Debido a las limitaciones de ANSYS en lo que concierne a análisis de elementos discretos (tanto en FLUENT como en LS-DYNA), es necesario usar un complemento compatible con el programa. Es por ello que utilizaremos Rocky DEM, de ESSS, en su versión de prueba, que posee la capacidad de crear hasta 10000 partículas. Con esas consideraciones, empezamos el análisis con la geometría simplificada en Inventor, mostrada en la sección anterior.

Para ello, necesitamos primero definir un material a granel en Rocky. Por esto, requerimos ciertas propiedades de granos específicos. Por su flujo y facilidad de simplificar con partículas alargadas, usaremos el arroz y frijol.

El radio de Poisson para el arroz, en función a experimentación en varias publicaciones, varía de 0.15 a 0.35, sin embargo, se ha observado en experimentación un valor promedio de 0.22. Para el frijol, tenemos valores del radio de Poisson de entre 0.14 y 0.29, con un promedio de 0.23. El módulo de elasticidad del arroz varía de 105 MPa a 59 MPa, con un promedio de 86 MPa. Para el frijol, tenemos un módulo de elasticidad de entre 41 MPa a 97 MPa, con un promedio de 77 MPa (Neto, Nascimento, Marques, & Costa, 2016)

**Figura 4.119**  
Módulo de elasticidad en granos de frijol



La densidad del sólido como tal en los granos de arroz también depende de muchos factores, variando de  $1.17 \text{ g/cm}^3$  a  $1.41 \text{ g/cm}^3$ , pero en promedio tiene una densidad de  $1.27 \text{ g/cm}^3$ . (Nádvorníková, Banout, Herák, & Verner, 2018)

Para el frijol, la densidad varía según la especie. Sin embargo, considerando especies endémicas de Latinoamérica, tenemos densidades de sólido de entre  $1.34 \text{ g/cm}^3$  y  $1.31 \text{ g/cm}^3$  con un valor promedio de  $1.32 \text{ g/cm}^3$ . (Gupta, Chhabra, Liu, Bakshi, & Sathe, 2018)

**Figura 4.120**

*Definición de material a granel en Rocky DEM*

The screenshot shows the 'Data Editors' window for a material named 'Frijol'. The properties are as follows:

Property	Value	Unit
Name	Frijol	
Use Bulk Density	<input type="checkbox"/>	
Density	1320	kg/m3
Bulk Density	792	kg/m3
Young's Modulus	7.7e+07	N/m2
Thermal Conductivity	0	W/m.K
Specific Heat	0	J/kg.K
Poisson's ratio	0,23	-

Para un grano de arroz con una humedad relativa del 18%, y una especie endémica de Asia, el coeficiente de restitución está alrededor de 0.457. (Wang, y otros, 2021)

El coeficiente de fricción estática y dinámica, para el contacto de arroz en tolvas de acero, está determinado en 0.1755 y 0.1101 respectivamente. (Correa, Silva, Jaren, Afonso, & Arana, 2007)

Para el frijol, tenemos valores de coeficientes de restitución promedio de 0.621, mientras que tenemos coeficientes de fricción estática y dinámica de 0.1777 y 0.3485. (Horabik, y otros, 2017)

**Figura 4.121**  
*Ingreso de valores de contactos en Rocky DEM*

Materials Interactions	
Frijol	AISI 316
<b>Momentum</b>	
Static Friction:	0,1777
Dynamic Friction:	0,3485
Tangential Stiffness Ratio:	1
<b>Restitution</b>	
Restitution Coefficient:	0,621

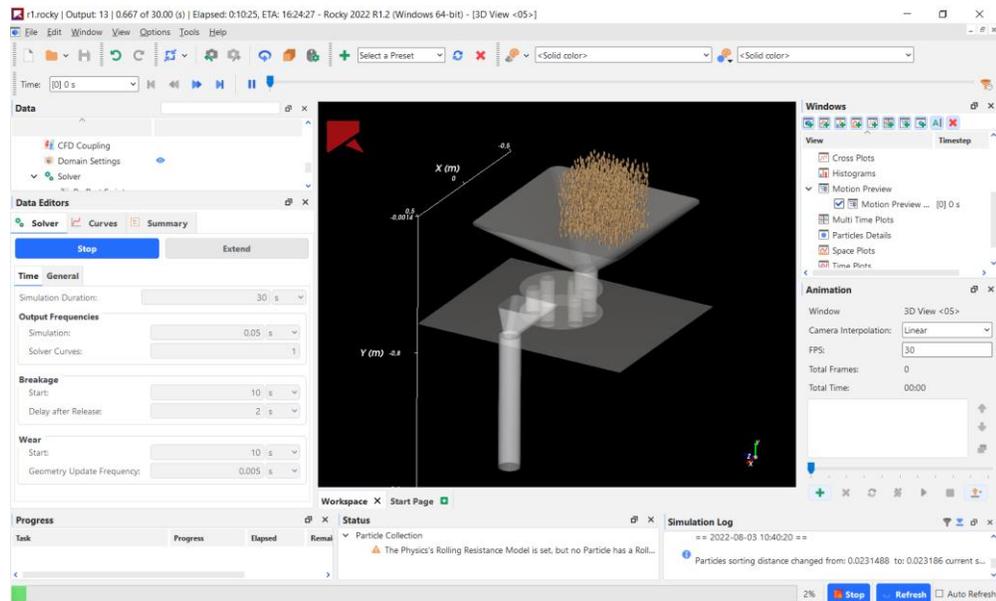
Para la definición del grano, usaremos un elemento poliédrico, con un diámetro equivalente de 0.15cm, y una relación de aspecto de 2.40 vertical y 0.77 de profundidad.

Para el material de equipo, utilizaremos las propiedades del AISI 316, con un radio de Poisson, de 0.265, una densidad de 8000 kg/m<sup>3</sup> y un módulo de Young de 190 GPa. Las propiedades de contacto se establecen las mismas que en los granos.

A continuación, importamos la geometría. Una vez importada la geometría es necesario definir 2 cosas: un volumen donde se insertarán las partículas en el sistema, y una restricción de movimiento. Una vez hecho esto, el programa automáticamente se hará cargo de detectar los contactos.

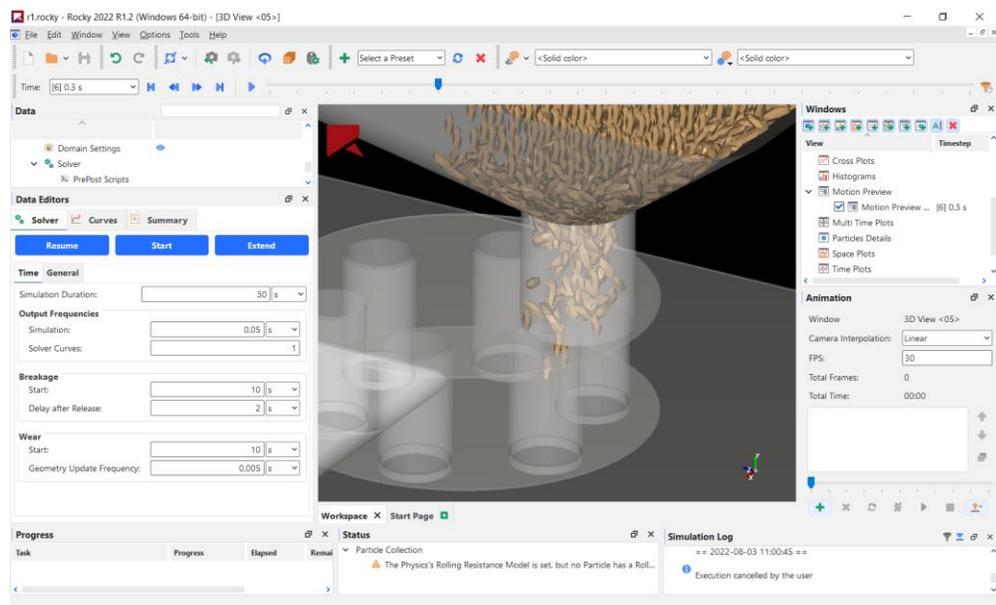
Se establecerá un volumen de generación de 32 L (0,4x0,4x0,4 m<sup>3</sup>), con un desfase de 0.23m con la finalidad de determinar si el ángulo de ambas tolvas está en lo adecuado para permitir el flujo libre del grano. Adicionalmente, se dará una rotación de 5 rad/s al conjunto dosificador volumétrico, con la finalidad de definir si esta es adecuada para permitir el llenado de los vasos por gravedad.

**Figura 4.122**  
Estado inicial de la simulación de flujo de grano ( $t=0$  s)



Establecemos un tiempo de ejecución de 30 segundos, sin embargo, considerando que el volumen llenaría completamente algunos vasos, un tiempo de aproximadamente unos 15-20 segundos sería suficiente, llegando desde la posición inicial hasta el inicio del vaso en  $t=0.3$ s:

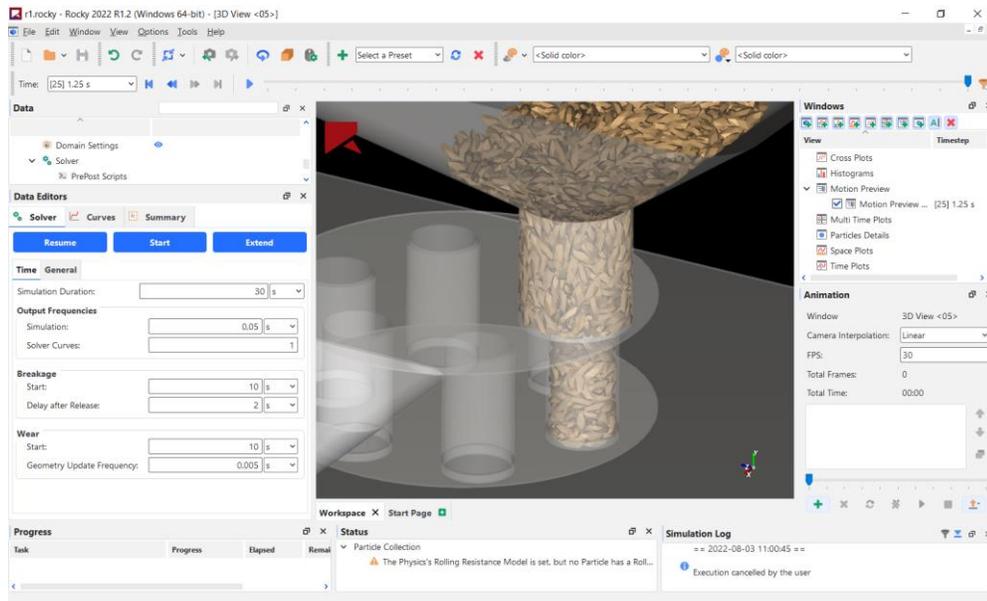
**Figura 4.123**  
Inicio del llenado de vasos ( $t=0.3$  s)



El proceso de llenado completo de los vasos finaliza en  $t=1.25$  s:

**Figura 4.124**

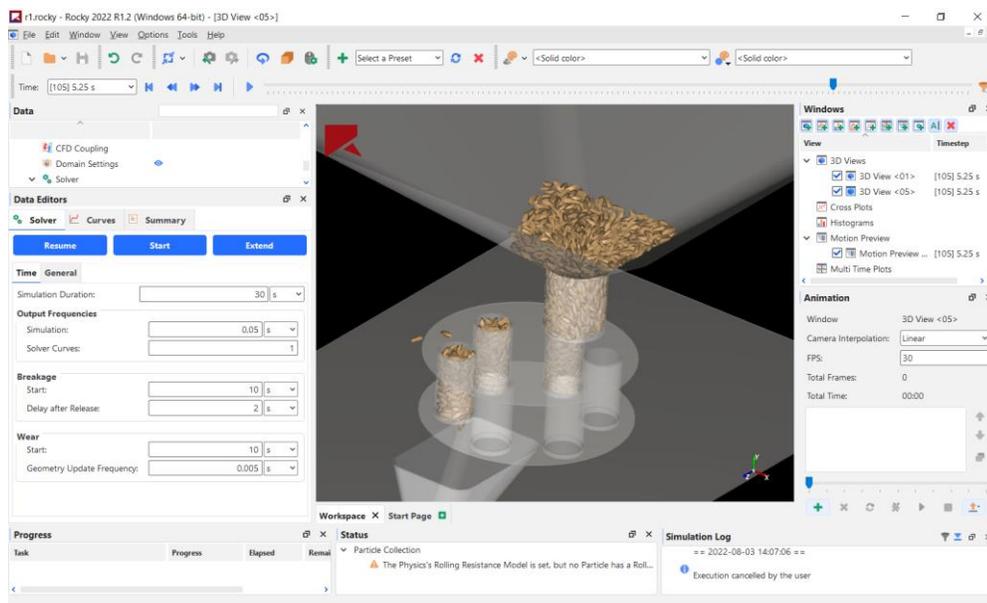
*Final del llenado del primer vaso ( $t=1.25$  s)*



El siguiente tiempo importante es el tiempo de descarga, tiempo en el cual los vasos inician con este proceso ( $t=5.25$  s):

**Figura 4.125**

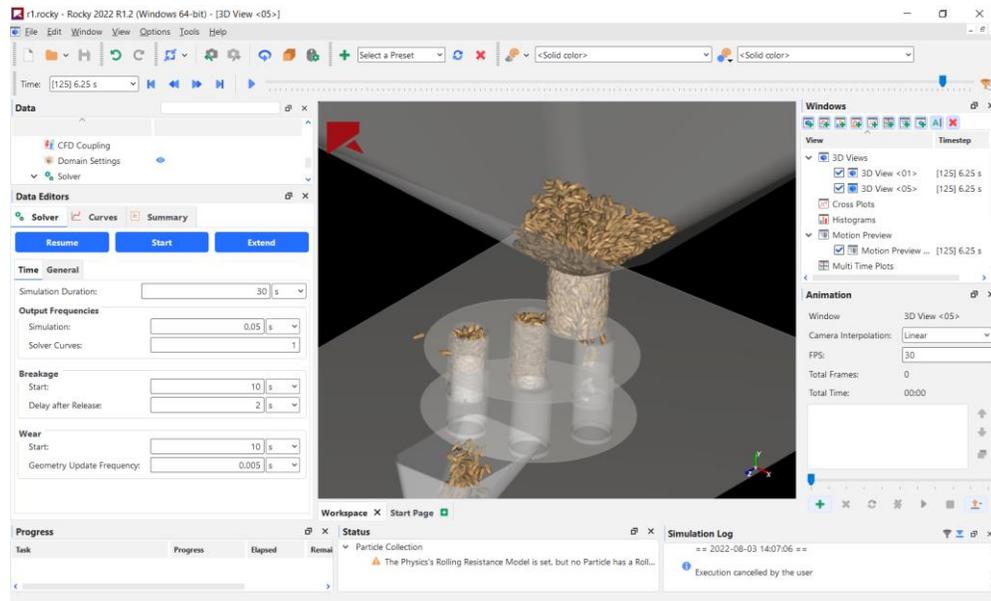
*Inicio de la descarga del primer vaso ( $t= 5.25$  s)*



Y el tiempo de finalización de descarga ( $t= 6.25$  s):

**Figura 4.126**

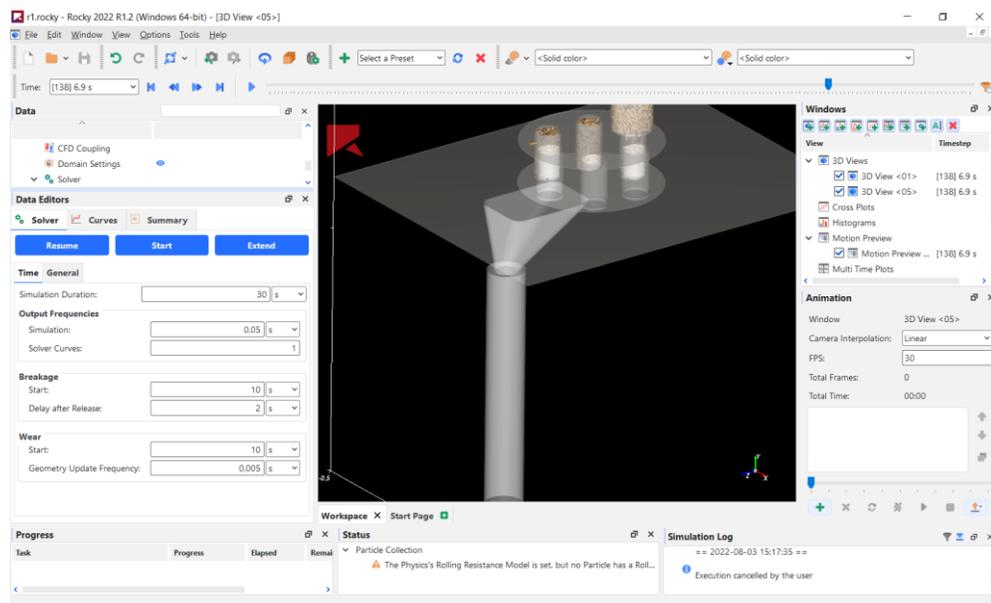
*Finalización de la descarga del primer vaso ( $t= 6.25$  s)*



Estos dos tiempos nos permiten regular la velocidad del dosificador. El siguiente tiempo importante es el tiempo de caída del grano hacia debajo de las mordazas de sellado horizontal:

**Figura 4.127**

*Final del flujo de grano por el ducto del formador ( $t=6.9$  s)*



Posteriormente, los ciclos de funcionamiento permiten determinar qué tan rápido se vaciará la dosificadora al volumen más amplio de dosificado, y de esta manera estimar tiempos de operación.

$$t_f = 1,25 - 0,30 = 0,95 \text{ s}$$

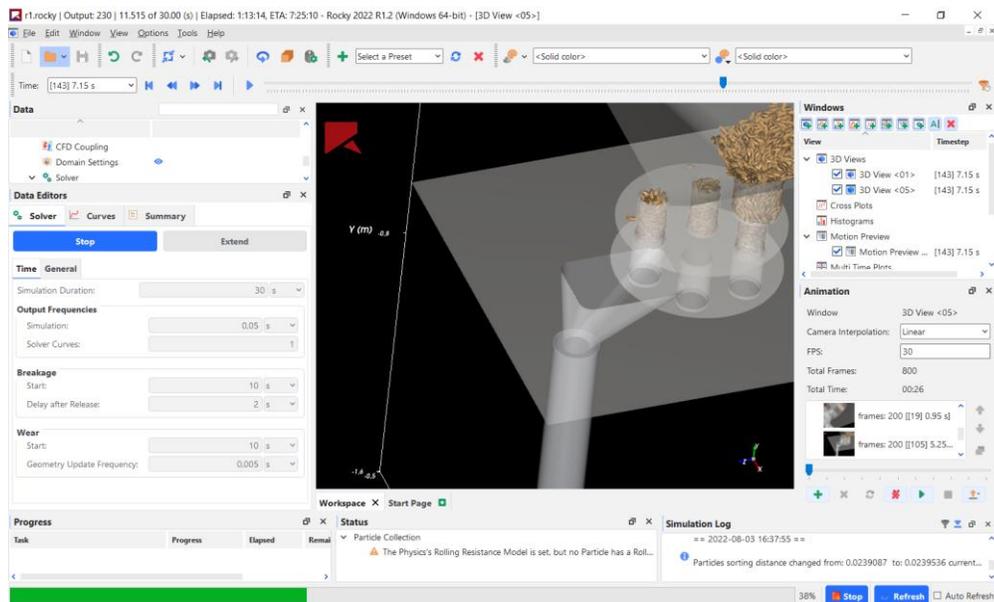
$$t_d = 6,25 - 5,25 = 1,00 \text{ s}$$

$$t_{so} = 6,9 - 5,25 = 1,65 \text{ s}$$

Valores que corresponden al tiempo de llenado mínimo ( $t_f$ ), tiempo de vaciado mínimo ( $t_d$ ) y tiempo de apertura de sello máximo ( $t_{so}$ ). Estos valores respectivamente serán analizados en la siguiente sección y definidos en las variables requeridas del sistema de automatización.

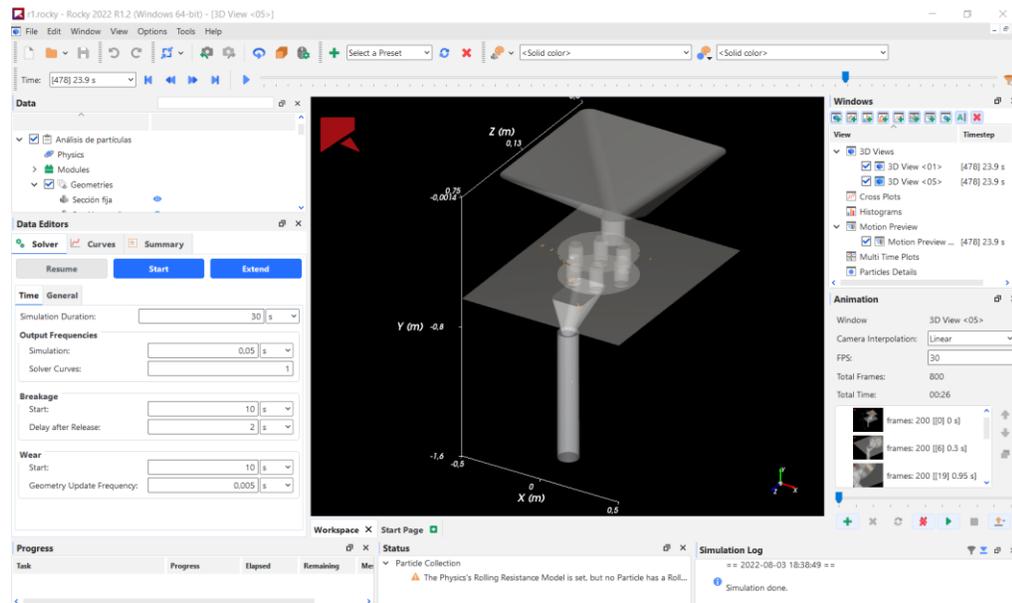
Continuando con la simulación, verificamos que los resultados se repiten:

**Figura 4.128**  
*Inicio del flujo de grano del segundo vaso*



La simulación toma un total de 8 horas en ser resuelta, generando 2573 granos, y dando resultados de cero a partir de  $t=24.4$  s.

**Figura 4.129**  
*Vaciado total del sistema ( $t=24.4$  s)*



#### 4.4.2. *Análisis de transferencia de calor durante sellado*

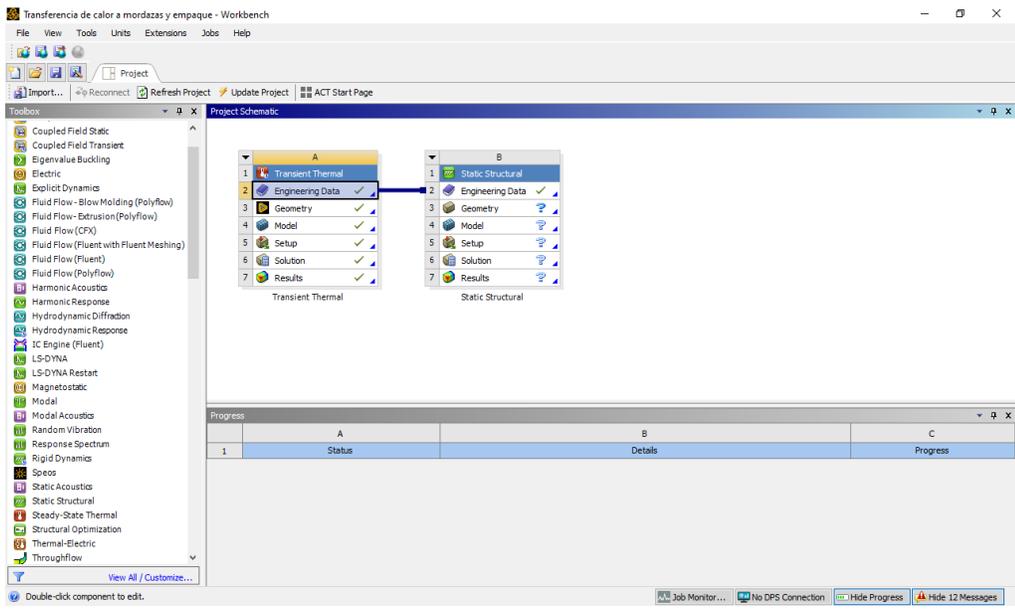
Los análisis de transferencia de calor se realizarían tienen la finalidad de determinar los tiempos que tomaría inicializar la máquina, es decir, llegar a la temperatura adecuada de las mordazas para asegurar el sellado del empaque.

##### **Análisis de calentamiento de mordazas**

Para este análisis utilizaremos Ansys Workbench R21.2, ya que es la versión disponible para el uso estudiantil. Partimos de la geometría simplificada de las mordazas, según se especificó en la sección anterior.

Se define un análisis térmico transiente (con la finalidad de determinar el tiempo de calentamiento de las mordazas a  $140^\circ$ ) para después vincular los datos de ingeniería del mismo a un análisis estático estructural (con el fin de determinar si la presión aplicada es suficiente para el empaque).

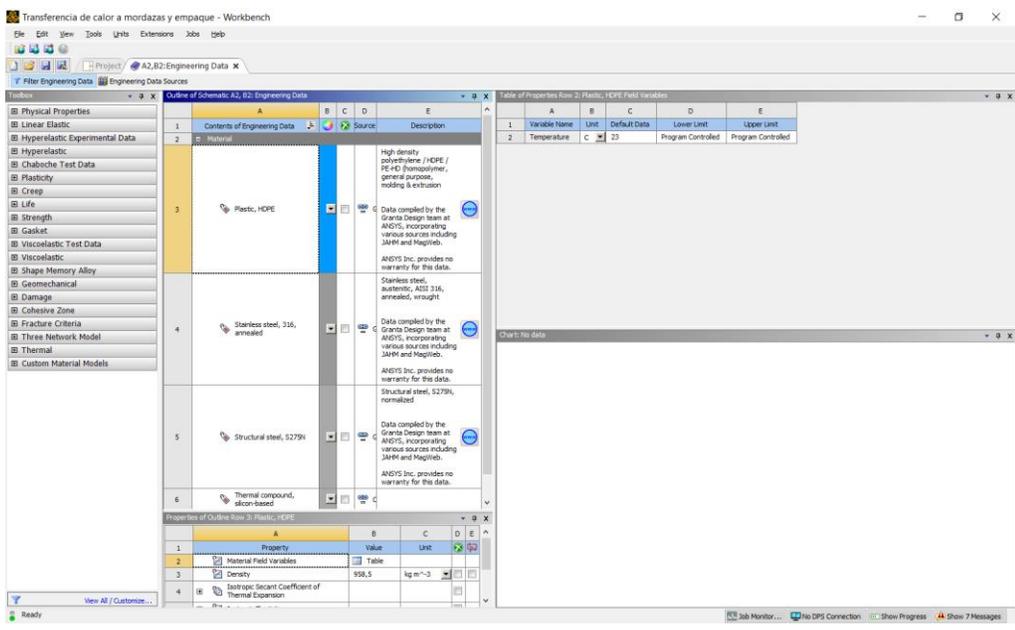
**Figura 4.130**  
*Definición de análisis en Ansys*



El siguiente paso es la definición de datos de ingeniería.

Para las definiciones de materiales, utilizaremos las bibliotecas de Granta Design, una subsidiaria de Ansys.

**Figura 4.131**  
*Selección de materiales en Ansys*



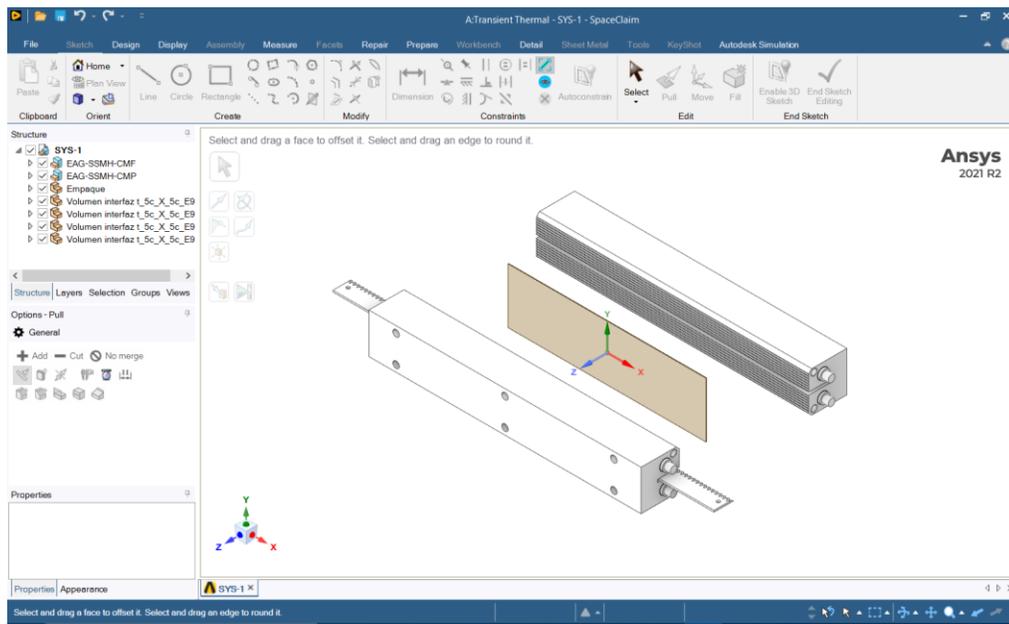
Cabe recalcar que existe una definición adicional de material que se debe realizar, y es la del compuesto térmico a base de silicón que funcionará como interfaz entre las mordazas y las resistencias de cartucho.

Según fabricantes de este tipo de compuestos, tienen una densidad promedio de  $1,475 \text{ g/cm}^3$ , un coeficiente de conductividad térmica isotrópica promedio de  $8,8 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  y un calor específico a presión constante de  $0,243 \text{ cal/gK}$ . (Vales, y otros, 2016)

Los demás valores de propiedades mecánicas y térmicas (coeficiente de expansión, resistencias y módulos de elasticidad) se tomarán del acero inoxidable.

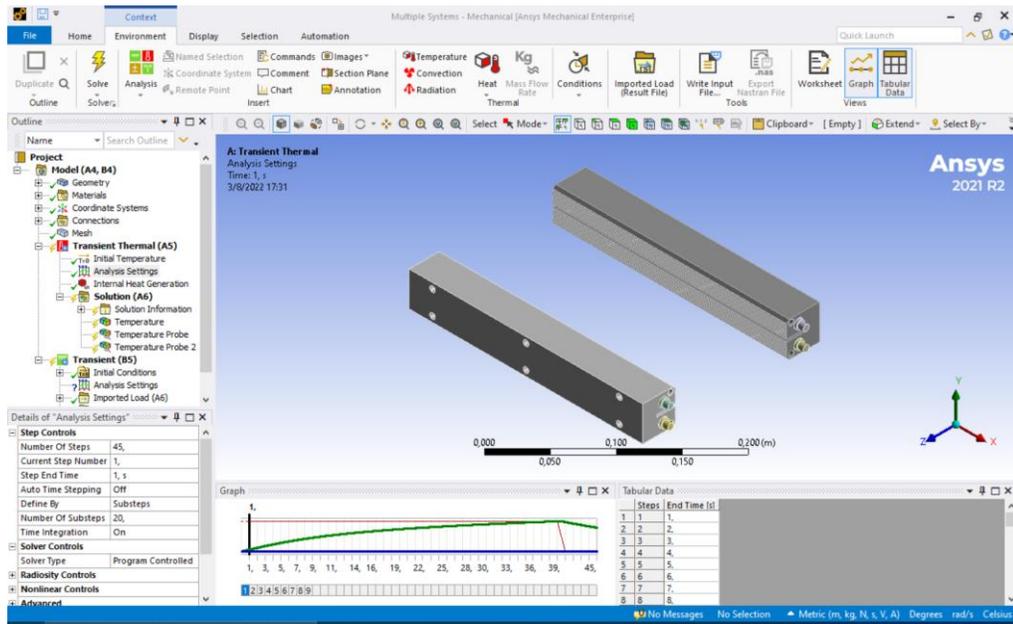
Una vez hecho esto, tomamos la geometría simplificada en el anterior paso, y la insertamos en el programa:

**Figura 4.132**  
*Geometría del sistema a analizarse en Ansys*



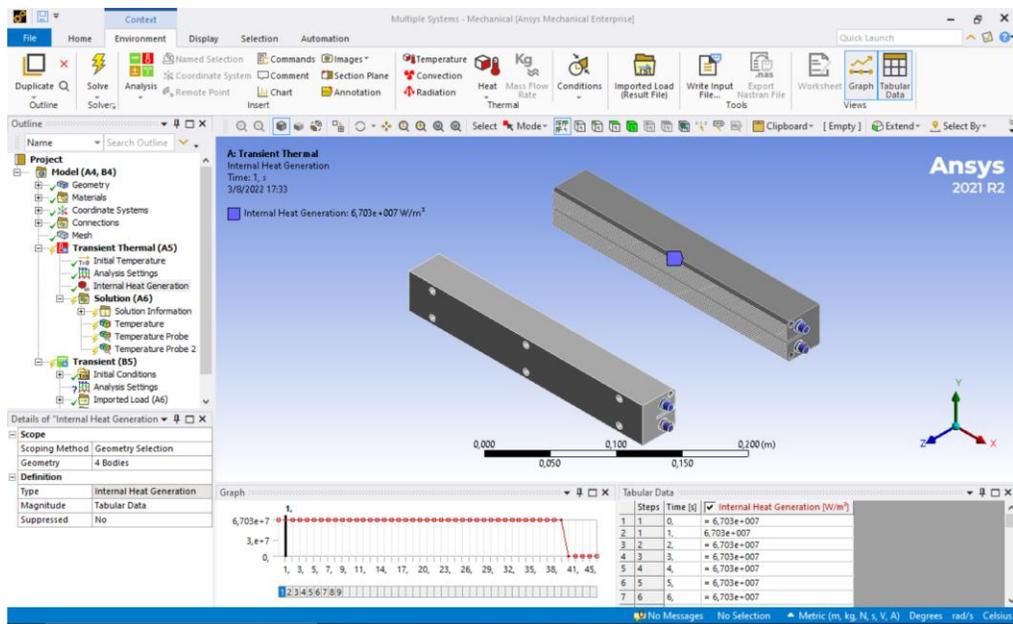
Una vez importada la geometría aplicamos las cargas térmicas en Ansys Mechanical, según corresponda en cada parte.

**Figura 4.133**  
Configuración del análisis térmico transiente



Debemos aplicar una carga de generación de energía térmica de 1100W por resistencia, y el programa nos solicita el valor en  $\text{W/m}^3$ . En función del volumen que se obtiene de Autodesk Inventor. Con ello, determinamos que la carga necesaria a aplicarse es de  $6,703 \times 10^7 \text{ W/m}^3$ .

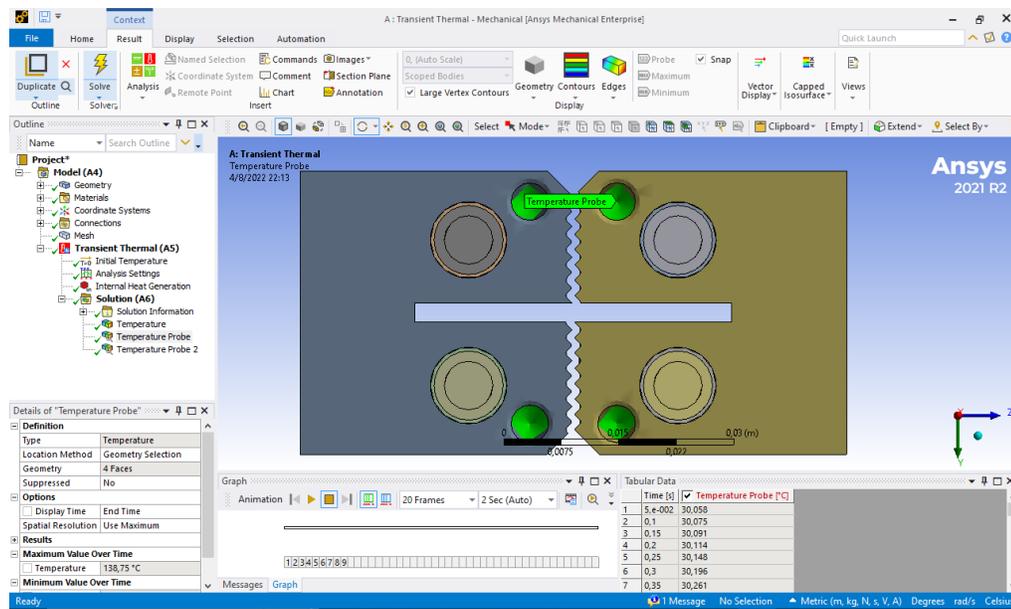
**Figura 4.134**  
Generación de calor interna



Una vez realizado esto, es necesario definir la temperatura ambiente a ser usada en esta simulación (por defecto, 22°C), y una vez realizado esto, pasar a la sección de resultados.

En la sección de resultados, se definen tanto gráficas de superficie de temperatura, así como sondas de temperatura en dos secciones críticas: el espacio de los termopares, y el borde externo de la cara de sellado de las mordazas. Esto con el fin de verificar que en el tiempo establecido de la simulación, las mismas alcancen la temperatura necesaria para fundir el empaque y asegurar un sello hermético.

**Figura 4.135**  
*Sondas de temperatura*



Con estos pasos realizados y la malla definida, ejecutamos el análisis. La definición de la malla no requiere más consideraciones que un refinamiento de la misma en las superficies del serrado.

Figura 4.136  
Resultados de simulación térmica transiente

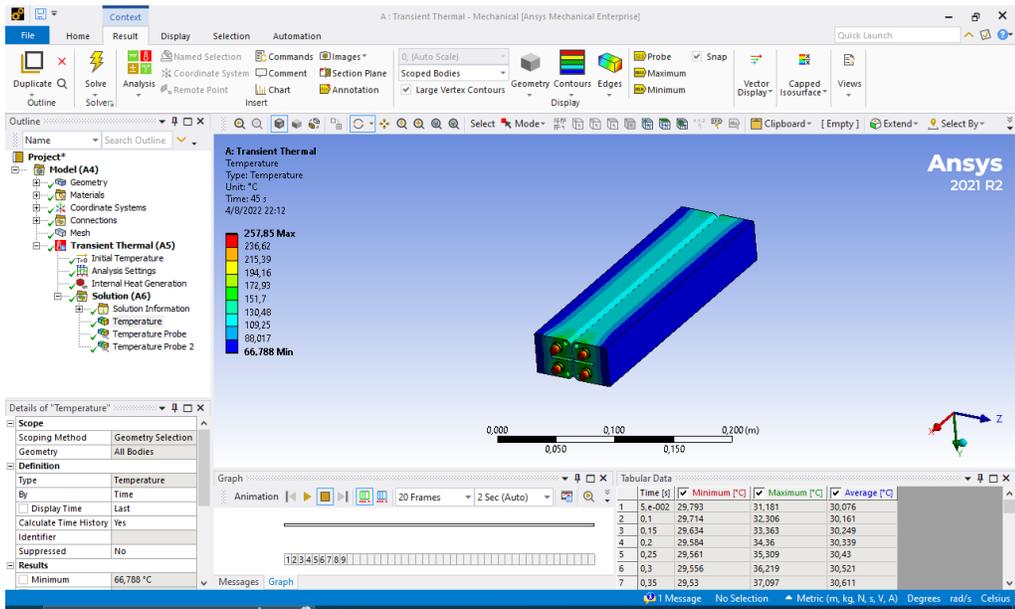
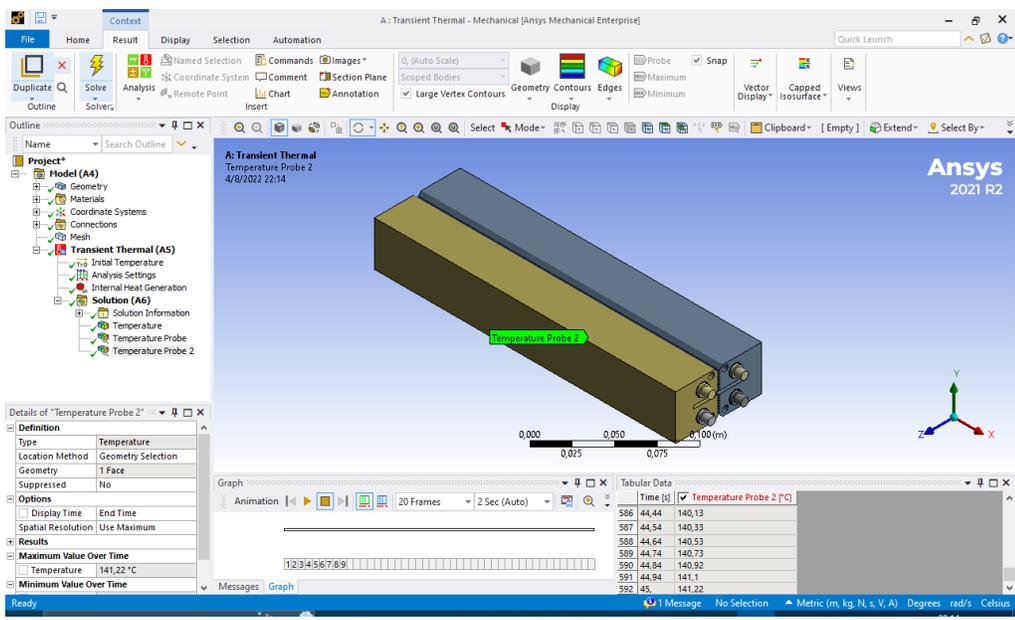


Figura 4.137  
Resultados en sonda de cara de simulación térmica transiente



De los resultados obtenidos, destacamos lo siguiente:

- La temperatura de la cara en su punto más bajo ronda los 140 °C, con una distribución a lo largo de la cara de temperaturas no mayores a los 145 °C, por lo cual podemos decir con certeza que el acero inoxidable es un excelente candidato para esta tarea.
- La temperatura en el espacio donde irán las termocuplas ronda los 140 °C, por lo que este lugar es ideal para determinar que la temperatura superficial sea la adecuada.
- Las mordazas de sellado tienen una forma que permite al empaque doblarse alrededor de su contorno para el sellado, forzándole a tomar la forma del patrón de dentado sin desgarrar el mismo.

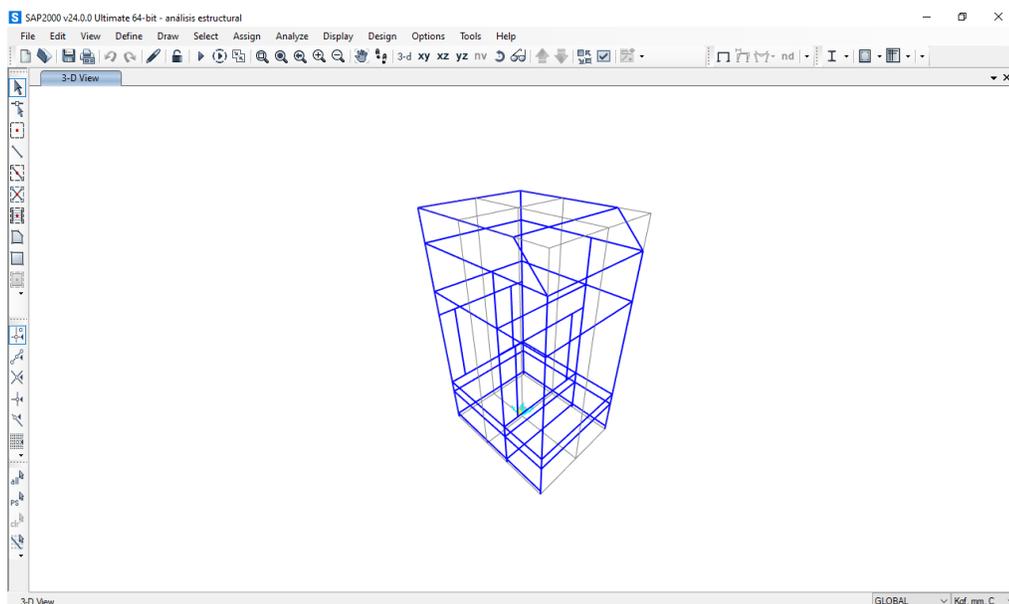
#### 4.4.3. Análisis estáticos de sistemas

Para el análisis estático del bastidor utilizaremos SAP2000 V24, con el periodo de prueba provisto por Computers & Structures.

##### Análisis estático del bastidor

En función de las cargas determinadas en los pasos anteriores, así como en la sección 4.1.6., se realiza el análisis estructural de esta máquina.

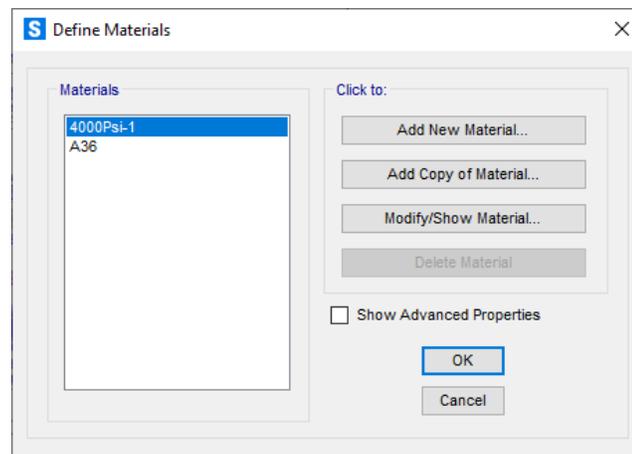
**Figura 4.138**  
*Importación de la estructura a SAP 2000*



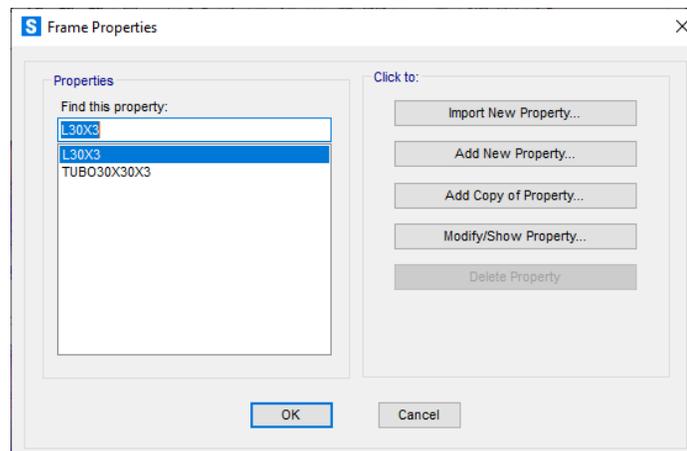
La estructura se define en función de lo establecido en la sección anterior, con el esqueleto convertido desde Autodesk Inventor, y simplificado a dos capas, la capa del marco (0), y de la parrilla (1).

A continuación, se requiere definir tanto materiales como miembros. Considerando que SAP2000 tiene librerías tanto de materiales como de miembros estructurales, revisamos las mismas, por lo que comprobamos que tenemos el material a utilizar en la simulación (ASTM A36), así como una de las secciones a ser utilizadas (L30X3). Tomando de los valores de sección de Autodesk Inventor, definimos una nueva sección (TUBO30X30X3).

**Figura 4.139**  
*Definición de materiales*

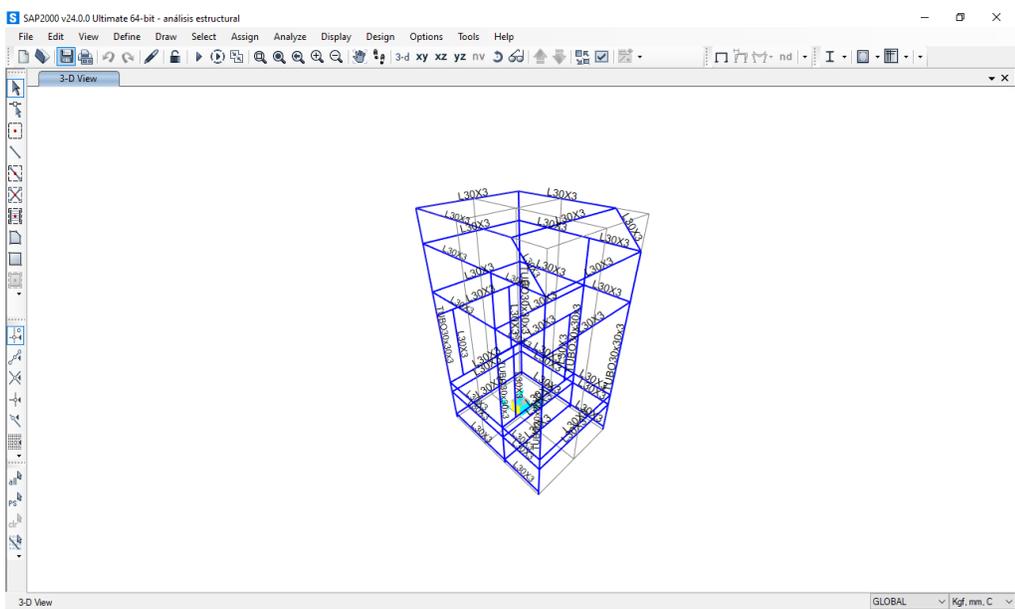


**Figura 4.140**  
*Definición de secciones*



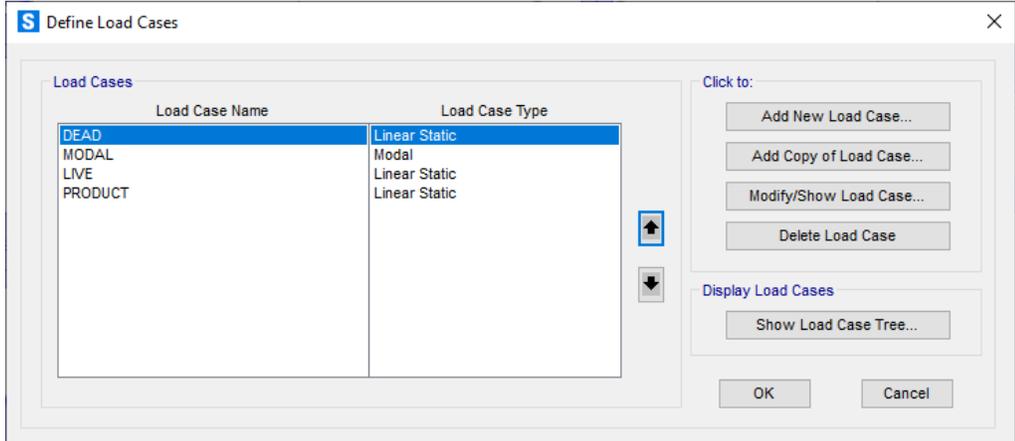
Una vez ejecutado este paso, se asignan las secciones a cada miembro según se requiera, las columnas serán de tubo cuadrado, mientras que las vigas, largueros y travesaños serán de perfiles en L, con la finalidad de asegurar su resistencia y disminuir el peso de las mismas.

**Figura 4.141**  
*Asignación de secciones*



Con las secciones asignadas, el siguiente paso es definir los casos de carga. Estos casos están en función de lo establecido en el estándar AISI MH16.1, que a su vez deriva los mismos del AISC 360, con la adición de cargas de impacto y de producto.

**Figura 4.142**  
*Definición de casos de carga*



La carga de impacto, entre las cargas establecidas, es la única derivada de las otras en este caso. Está definida generalmente como  $\frac{1}{4}$  de las cargas vivas y de producto.

**Figura 4.143**

*Definición de combinaciones de carga*

The screenshot shows the 'Load Combination Data' dialog box. The 'Load Combination Name' is 'CC1' (User-Generated). The 'Load Combination Type' is 'Linear Add'. The 'Options' section includes 'Convert to User Load Combo' and 'Create Nonlinear Load Case from Load Combo'. The 'Define Combination of Load Case Results' section contains the following table:

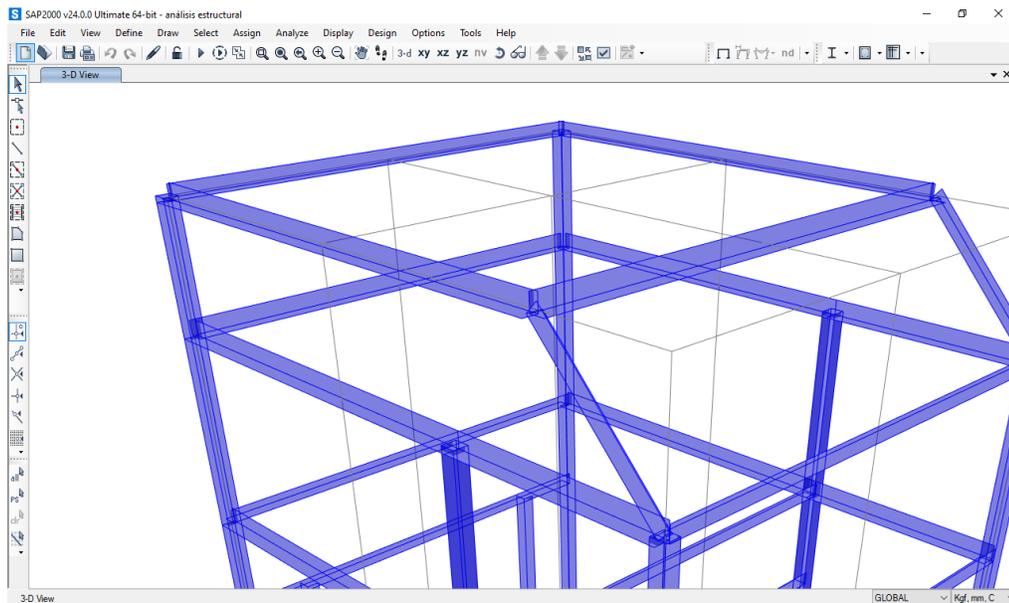
Load Case Name	Load Case Type	Mode	Scale Factor
DEAD	Linear Static		1,2
DEAD	Linear Static		1,2
LIVE	Linear Static		1,6
PRODUCT	Linear Static		1,4
IMPACT	Linear Static		1,6

Buttons for 'Add', 'Modify', and 'Delete' are located to the right of the table. The 'OK' and 'Cancel' buttons are at the bottom of the dialog.

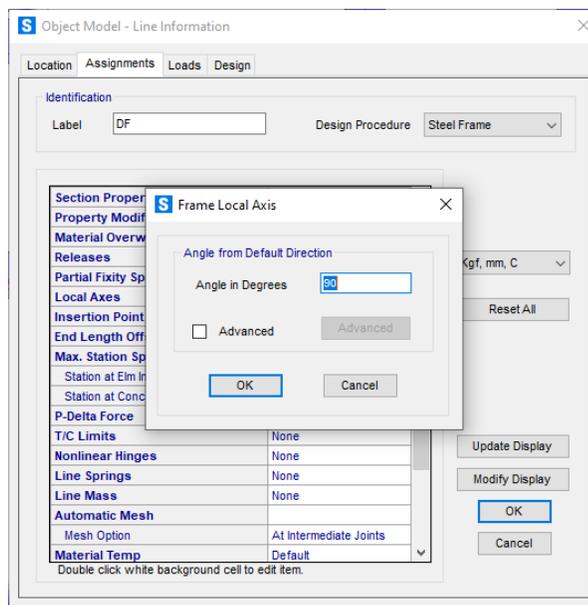
Dejando de lado el proceso anterior, es necesario corregir las desviaciones existentes en los elementos. Para esto, debemos observar las orientaciones de cada elemento en la estructura, y en función de estas, girar a dichos elementos en incrementos de  $90^\circ$ , además de orientarlos en los vértices, y corregir su punto de inserción para que coincida con las caras de las columnas, con la finalidad de aproximar el análisis a algo realista de la manera más alta posible.

Otra de las consideraciones a tener es el hecho de que algunos elementos no están orientados al vértice, si no al centro de las caras (como las columnas centrales), por lo que en el caso de las vigas y arriostramientos que están en el mismo plano, es necesario determinar ese desfase en función de las propiedades geométricas de los perfiles adyacentes.

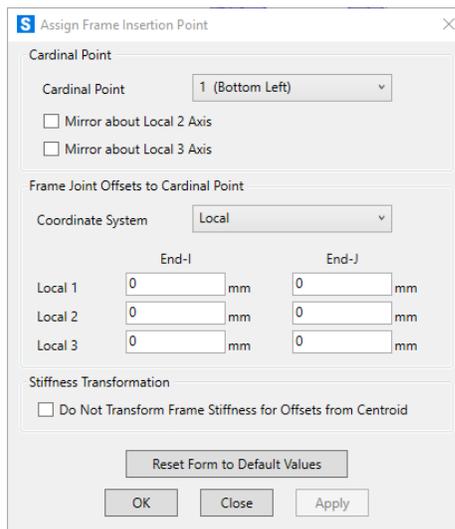
**Figura 4.144**  
Orientaciones iniciales de elementos



**Figura 4.145**  
Redefinición de ejes en cada elemento

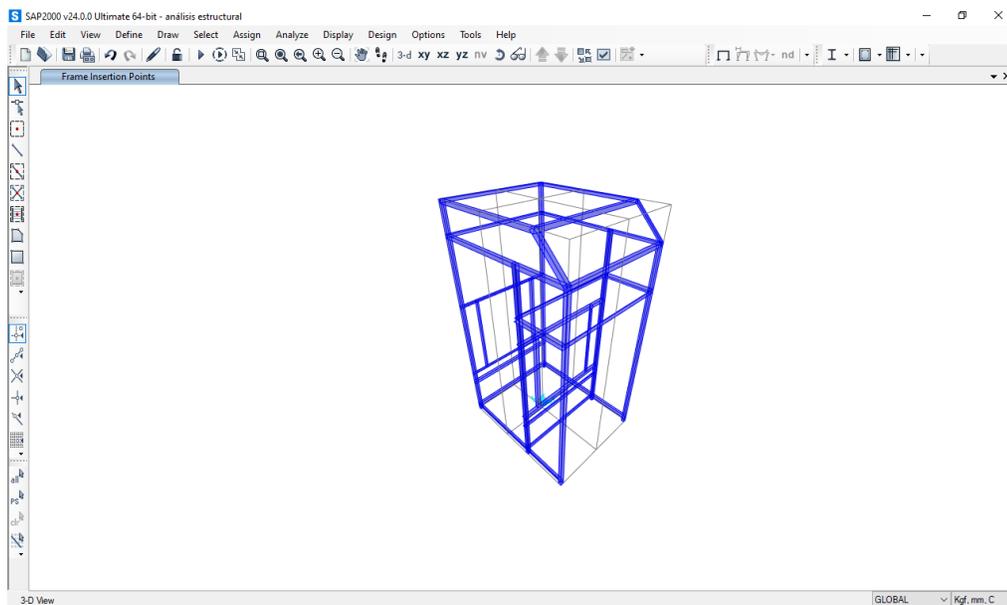


**Figura 4.146**  
*Redefinición de puntos de inserción en cada elemento*



Después de realizar este proceso para cada miembro, tenemos:

**Figura 4.147**  
*Estructura con los miembros en sus orientaciones correctas*



Ejecutamos un análisis modal para verificar las frecuencias naturales, el cual requiere ser realizado sin las placas pernadas, ya que las mismas agregan demasiada rigidez al sistema para dar resultados fiables.

**Figura 4.148**  
Análisis modal de la estructura sola

```

Original stiffness at shift : EV= 0.0000000E+00, f= .000000, T= -INFINITY-
Number of eigenvalues below shift = 0
Found mode 1 of 12: EV= 1.4182190E+03, f= 5.993656, T= 0.166843
Found mode 2 of 12: EV= 2.1169221E+03, f= 7.322722, T= 0.136561
Found mode 3 of 12: EV= 3.7432507E+03, f= 9.737435, T= 0.102696
Found mode 4 of 12: EV= 1.2693724E+04, f= 17.931419, T= 0.055768
Found mode 5 of 12: EV= 1.3800332E+04, f= 18.696697, T= 0.053485
Found mode 6 of 12: EV= 2.0570823E+04, f= 22.826849, T= 0.043808
Found mode 7 of 12: EV= 6.9308032E+04, f= 41.899797, T= 0.023866
Found mode 8 of 12: EV= 9.0181995E+04, f= 47.794734, T= 0.020923
Found mode 9 of 12: EV= 9.5932906E+04, f= 49.295120, T= 0.020286
Found mode 10 of 12: EV= 1.1957628E+05, f= 55.035467, T= 0.018170
Found mode 11 of 12: EV= 1.3005931E+05, f= 57.397219, T= 0.017422
Found mode 12 of 12: EV= 1.3970831E+05, f= 59.488257, T= 0.016810

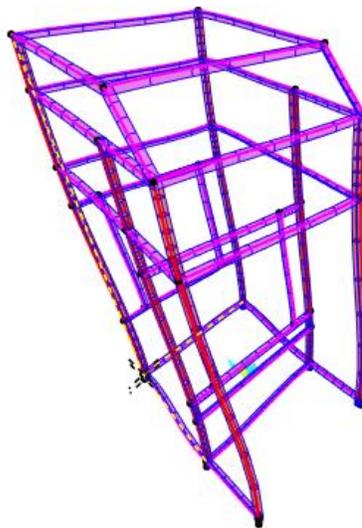
NUMBER OF EIGEN MODES FOUND = 12
NUMBER OF ITERATIONS PERFORMED = 8
NUMBER OF STIFFNESS SHIFTS = 0

```

De estos modos de vibración, obtenemos frecuencias las cuales deben evitar ser usadas por cualquier elemento, con la finalidad de evitar que la estructura se llegue a degradar por el uso, o acelerar el fallo de las soldaduras.

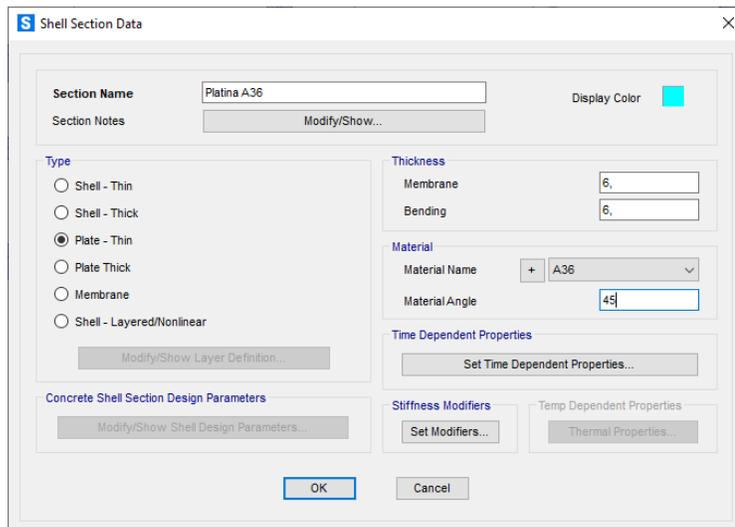
Adicionalmente, del proceso de este análisis, determinamos que, debido a las frecuencias usuales de cargas sísmicas, la estructura no va a estar comprometida en uno de estos eventos.

**Figura 4.149**  
Animación de la estructura deformada, primer modo



Una vez hecho esto, es posible continuar el análisis con la inserción de platinas (ya que las mismas rigidizan el cuerpo demasiado como para ejecutar un análisis modal satisfactorio).

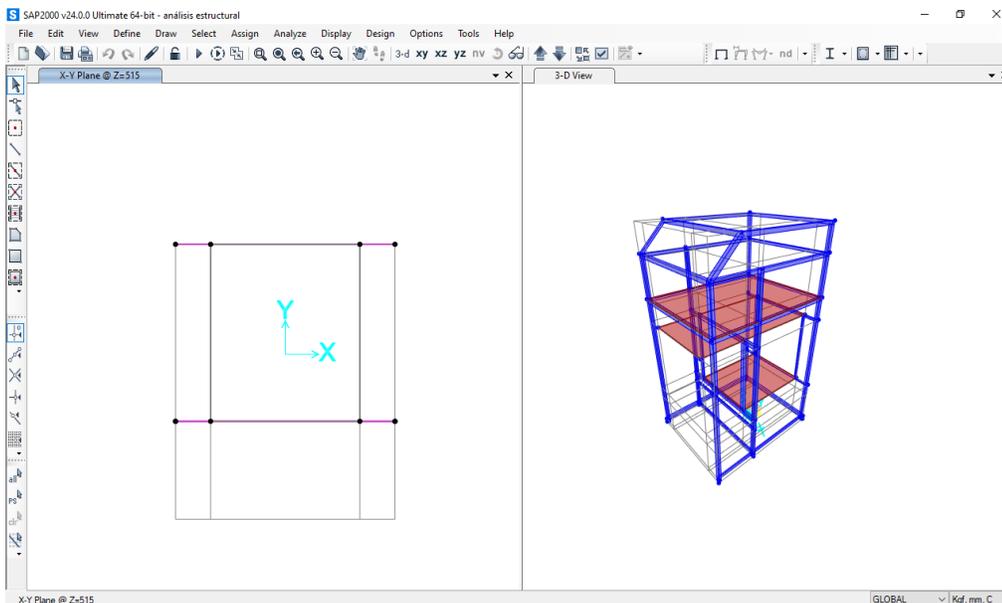
**Figura 4.150**  
*Definición de platinas de soporte*



Con los materiales y espesores de platinas definidas, se procede con el análisis de cargas.

La estructura con platinas queda de la siguiente manera:

**Figura 4.151**  
*Estructura con platinas de soporte horizontales*





#### 4.5. Análisis de resultados

En función de lo establecido en las simulaciones anteriores, es posible inferir lo siguiente:

- Considerando el flujo en ambas tolvas en la simulación de flujo de grano usando análisis de elementos discretos, se determina la validez de las gráficas y ecuaciones utilizadas en el diseño de tolvas, en función de las propiedades de grano, ya que las mismas están realizadas en función de las propiedades geométricas del grano, así como las propiedades físicas y la interacción tanto entre granos, como entre el grano y el material de la tolva.
- Considerando la transferencia de calor en la simulación de las mordazas, es factible la utilización de acero inoxidable como material base para la fabricación de las mismas, sin embargo es importante destacar que existen mordazas en el mercado con materiales propios de ciertas empresas, y que tienen mejores propiedades de transferencia de calor, haciendo la misma uniforme a lo largo de la mordaza. Además, en función de lo realizado en el capítulo 3, es posible determinar la necesidad de utilizar una interfaz térmica entre las resistencias y mordazas, con la finalidad de asegurar tanto que el tiempo de calentamiento sea el mínimo, como que la vida útil de las mordazas se maximice.
- En función de la simulación de optimización de la estructura usando SAP2000, es adecuado inferir que las fórmulas establecidas en el estándar AISI MH16.1 son adecuadas para este tipo de aplicaciones, en especial considerando la adición de términos como cargas de producto y cargas de impacto. Adicionalmente, se puede asegurar que la selección de perfiles estructurales L30x30x3 para las vigas y arriostramientos, así como tubos cuadrados 30x30x3 para las columnas involucra que la misma resistirá las cargas establecidas.

#### 4.6. Parámetros óptimos de trabajo

Los parámetros óptimos de trabajo están definidos en función de las restricciones propias de los elementos de empaque, elementos a empaquetar y condiciones de utilización de la máquina, así como en los resultados de las simulaciones ejecutadas en el segmento anterior. Por tanto, combinando los resultados de las simulaciones, tenemos:

- Un tiempo de inicialización de la máquina no menor a 40 s, gobernado por el tiempo que les toma a las mordazas de sellado alcanzar su temperatura óptima de trabajo.
- Un tiempo de llenado y vaciado no menor a 1 s, gobernado por el flujo de grano en función de las simulaciones de elementos discretos.
- Un tiempo de cerrado de las mordazas no menor a 0.6 s, a una fuerza de 670 N por mordaza, gobernado por la temperatura y presión necesarias para asegurar la fusión adecuada de las caras del empaque.
- Ciclos de trabajo diferentes a una frecuencia de 5 a 9 Hz, definida por la frecuencia natural de la estructura y los componentes estructurales, así como elementos de fijación.

##### 4.6.1. *Modificaciones realizadas a conceptos*

Como resultado de los análisis anteriores, tenemos:

- La reprogramación del PLC con la finalidad de definir tiempos de sellado, corte y vaciado/llenado de dosificador.
  - Se actualizan los temporizadores correspondientes a el retardo entre dosificación, así como a la apertura y cerrado de mordazas, con la finalidad de cumplir con lo especificado tanto bajo ensayos en otra documentación similar, así como a lo determinado bajo las simulaciones.
- Ajustes en las medidas de la estructura, con la finalidad de utilizar como columnas únicamente a tubos cuadrados de 30x30x3, así como L30x30x3 en las vigas, con la

finalidad de proporcionar tanto rigidez como una mayor área de distribución de carga para las placas estructurales.

- Ajustes en las medidas de los diafragmas y placas de soporte estructural en las diferentes secciones que lo requieran.

#### 4.6.2. ***Redefinición de especificaciones finales***

En función a lo obtenido en las secciones anteriores, las especificaciones finales de la máquina serían las siguientes:

**Tabla 4.58**  
*Especificaciones finales actualizadas*

Métrica núm.	Métrica	Valor	Unidades
1	Altura de la máquina	2275	mm
2	Ancho de la máquina	1000	mm
3	Profundidad de la máquina	1250	mm
4	Capacidad de la tolva de almacenamiento	100	kg
5	Ángulo de caída mínimo de tolvas	40	°
6	Diámetro de la boquilla de almacenamiento	130	mm
7	Longitud de la boquilla de almacenamiento	140	mm
8	Capacidad máxima del dosificador	760	mL
9	Capacidad mínima del dosificador	380	mL
10	Tiempo de ciclo del dosificador	2	s
11	Diámetro de la boquilla formadora de empaques	116	mm
12	Ancho del rollo de empaque	400	mm
13	Longitud vertical de empaque	200	mm
14	Longitud horizontal de empaque	180	mm
15	Tensión del empaque	300	N
16	Temperatura máxima de sellado	140	°C
17	Presión de sellado	0,22	N/mm <sup>2</sup>
18	Carrera del sellador	120	mm
19	Tiempo de sellado	0,5	s

#### 4.7. **Desarrollo de documentación técnica**

##### 4.7.1. ***Desarrollo de planos de diseño***

Para la elaboración de planos, se usó Autodesk Inventor (Para el desarrollo de planos de diseño y fabricación), así como AutoCAD (Para el desarrollo de planos eléctricos, diagramas

unifilares y correcciones menores). Los planos son desarrollados conforme a lo establecido en el Código de Dibujo Técnico-Mecánico (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 1980).

Debido a la antigüedad del código en mención, existen muchas cosas que no se especifican para dibujos a la fecha. Por lo cual, todo aquello que no se especifica con claridad se toma de la norma que lo sustituye, en este caso el estándar ISO 128:2020, el cual establece principios generales de representación de objetos en dibujo técnico (ISO, 2020).

Por convenciones en la normativa ecuatoriana, las cotas de soldadura no obedecerán los estándares ISO, y se usará en su defecto lo establecido bajo el estándar AWS A2.4:2020, estándar que define los símbolos para soldadura y ensayos no destructivos (AWS, 2020).

En cuanto a los esquemas unifilares, eléctricos y de instrumentación, para su representación se usará el mismo estándar ISO, usando simbología prestada de la norma IEC 61082:2014, la cual establece lineamientos para la preparación de documentos usados en electrotecnia, en concordancia con lo establecido por el estándar ISO 128, en ausencia de un estándar especializado para esta aplicación (IEC, 2014).

Los planos de la máquina mencionados anteriormente, se presentan en la sección de anexos, según la numeración establecida a continuación:

- a. Plano de ensamble
- b. Plano de despiece general
- c. Planos de despiece por sistema
- d. Plano de estructura
- e. Planos de componentes mecánicos
- f. Planos eléctricos

#### **4.7.2.      *Desarrollo de diagramas de procesos***

Los diagramas de proceso serán desarrollados en Visio, debido a que es un software versátil y apto para este tipo de aplicaciones. Tenemos un GRAFCET, diagramas de flujo de la máquina, y un diagrama hombre-máquina con la finalidad de establecer tiempos de utilización.

#### **4.7.3.      *Desarrollo de manual de operación y mantenimiento***

El mantenimiento de la máquina es periódico, y componentes como las chumaceras y bocines requieren lubricación continua cada cierto ciclo. El manual de ensamblaje y mantenimiento contendrá los protocolos de mantenimiento, así como las pruebas necesarias para asegurar el funcionamiento adecuado del equipo en todo momento.

Los manuales de operación y mantenimiento (de ahora en adelante referidos como manuales O&M), serán realizados de acuerdo a documentación técnica especializada, tomando como base algunos manuales de máquinas similares, e incluido entre los anexos. Entre su alcance, incluirán:

- El suministro y preparación de un juego de carpetas y pestañas de manuales de O&M. Se especifica más abajo el índice de las mismas.
- La preparación de todas las descripciones y esquemas del sistema escritos (cuidadosamente redactados) como se especifica a continuación. Formateado según las indicaciones del propietario, utilizando formato mecanografiado proporcional, con esquemas en apéndices al final de cada sección. Las descripciones del sistema deben incluir filosofías de diseño, motivo de la selección de componentes, breves descripciones de los componentes, interconexiones y enclavamientos del sistema, etc.
- Asegurar y ensamblar toda la literatura necesaria que describe los procedimientos operativos y de mantenimiento para todos los equipos en las carpetas del manual de O&M, incluidos los datos de mantenimiento preventivo como se describe a continuación.

Los datos de mantenimiento preventivo y las sugerencias de mantenimiento se compilarán en formato tabular en la sección correspondiente para proporcionar una descripción general completa de los procedimientos de mantenimiento.

- Preparación en coordinación con documentos técnicos de los fabricantes de los distintos equipos utilizados, hojas de mantenimiento programado y listas de verificación. Las hojas de mantenimiento programado deben incluir la seguridad en los datos de mantenimiento más información detallada de mantenimiento programado diario, mensual y anual. Formateado según las indicaciones del propietario.
- Elaboración de sugerencias y procedimientos de seguridad en mantenimiento.
- Cuadros de mantenimiento resumidos diarios, mensuales y anuales.

El diseñador será responsable de:

- Suplementar la información que se requiera, tal y como:
  - Dibujos finales
  - Diagramas de conexión
  - Listas de fabricantes y vendedores, incluyendo información de contacto, direcciones y números de teléfono, así como personas de contacto.
  - Obtención de todos los datos necesarios para compilar un programa completo de mantenimiento preventivo. Los datos recopilados se escribirán cuidadosamente a mano en los formularios proporcionados por el propietario. Datos que se recopilarán para todos los sistemas descritos en el índice a continuación.
  - Listas de repuestos / repuestos para todo lo anterior. Copias de las hojas de recopilación de datos del equipamiento eléctrico disponibles durante el período de licitación cuando se soliciten.

- Formatos y resultados de las pruebas como se describe en otras secciones de este documento.
- Manuales de O&M (eléctricos y mecánicos) para ser ensamblados en carpetas de catálogo, encuadernadas en tela pesada de ser posible. El diseñador proporcionará una cantidad suficiente para permitir que todas las carpetas retengan los datos del sistema mientras están en la posición completamente cerrada (no expandida).

El índice del manual de operaciones, por tanto, queda definido de la siguiente manera, según lo establecido en los párrafos anteriores:

Instrucciones de seguridad

Introducción

Funciones de la máquina

¿Cómo funciona la máquina?

Especificaciones

Diagrama general

Esquema eléctrico

Operación de la máquina

Inicialización de la máquina

Inicialización para el primer uso

Operación

Optimización del sellado

Mantenimiento

Inspección y limpieza

Formado de empaques

Sellado

Dosificado

Solución de problemas

Posibles problemas

Contactos

#### **4.7.4. *Desarrollo de documentación adicional***

Como documentación adicional se agregarán proformas de la máquina, la lista de materiales expedida por Autodesk Inventor, hojas técnicas (incluidas en el manual de O&M), e informes de cada simulación realizada. Además, se adjuntan cotizaciones de los elementos para respaldar el análisis económico elaborado a continuación.

#### **4.8. *Análisis económico post ejecución del proyecto***

En función de los componentes seleccionados, es necesario proyectar un costo de fabricación de la máquina, con la finalidad de determinar si el diseño de la misma significaría un producto competitivo en el mercado nacional.

##### **4.8.1. *Costo proyectado de fabricación del prototipo***

Los elementos serán divididos en tres categorías: Elementos fabricados, elementos estandarizados y elementos no mecánicos. Considerando estas tres categorías, la cotización resulta de la siguiente manera:

##### **Elementos fabricados**

Los elementos fabricados serán cotizados en MAQUINTRONIC S.A., taller de fabricación ubicado en la Av. Guayanay Ñan, Oe3-106 y Av. Quitumbe Ñan, en Quito. La cotización tiene 40 días de antigüedad a la fecha de realización de esta sección, por lo que los precios pueden estar desactualizados.

**Tabla 4.59***Costos – Elementos mecánicos fabricados*

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
Dosificador – Eje de transmisión 1, 2 chaveteros – Acero 1020	85,00	1	85,00
Dosificador – Eje de transmisión 2, 2 chaveteros – Acero 1020	60,00	1	60,00
Dosificador – Escobilla inferior sin perforaciones – nylon 6-6 (duralon)	30,00	6	180,00
Dosificador – Manga de tolva– AISI 304 1mm	20,00	1	20,00
Dosificador – Placa de soporte inferior – A36 3mm galvanizado	60,00	1	60,00
Dosificador – Placa de soporte superior – A36 3mm galvanizado	95,00	1	95,00
Dosificador – Plato giratorio inferior – acero AISI 304 3mm	220,00	1	220,00
Dosificador – Plato giratorio superior en acero AISI 304 3mm	220,00	1	220,00
Dosificador – Tolva de acero inoxidable – AISI 304, 1mm	90,00	1	90,00
Dosificador – Tolva de almacenamiento– AISI 304 1mm	170,00	1	170,00
Estructura – Coberturas – AISI 304, 1mm	85,00	4	340,00
Estructura – Estructura perforada, pintada y soldada – Perfiles A36, 3mm	320,00	1	320,00
Estructura – Puerta de acceso – AISI 304, 1mm	40,00	3	120,00
Formador – Perforación de engranes y chaveteros	40,00	6	240,00
Formador– Eje de polea de tensado – AISI 1020	45,00	2	90,00
Formador– Eje de transmisión longitudinal, 3 chaveteros – AISI 1020	160,00	1	160,00
Formador– Eje de transmisión transversal, 2 chaveteros – AISI 1020	135,00	2	270,00
Formador– Placa de soporte horizontal – A36 galvanizado, 3mm	90,00	1	90,00
Formador– Placa de soporte vertical – A36 galvanizado, 6mm	175,00	1	175,00
Sellador – Eje de guía de mordazas – Acero plata, 25mm	70,00	2	140,00
Sellador – Mordaza de sellado frontal – AISI 316	240,00	1	240,00
Sellador – Mordaza de sellado posterior	240,00	1	240,00
Sellador – Mordaza de sellado vertical	150,00	1	150,00
Sellador – Placa de sellador horizontal – A36 3/8"	120,00	1	120,00

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
Sellador – Placa de soporte de mordaza frontal (rectificada) – A36 3/8"	40,00	1	40,00
Sellador – Placa de soporte de mordaza posterior (rectificada) – A36 3/8"	40,00	1	40,00
Sellador – Placa de soporte de muelles – A36 3/8"	30,00	1	30,00
Sellador – Placa de soporte de vástago – A36 3/8"	30,00	1	30,00
Sellador – Placa de soporte posterior – A36 3/8"	100,00	1	100,00
Sellador – Placa de unión de vástago – A36 3/8"	30,00	1	30,00
Sellador – Soportes de cojinetes axiales – A36 1/2", galvanizado	40,00	4	160,00
		<b>Total</b>	<b>\$ 4325,00</b>

### Elementos estandarizados

Los componentes estandarizados, excepto por los elementos de fijación, serán cotizados en distintas compañías en el DMQ, debido a que no existe empresa alguna que ofrezca todos estos elementos a la vez. Algunos de los elementos estandarizados, como poleas y bandas, son cotizados en empresas de importación.

#### Tabla 4.60

##### Costos – Elementos mecánicos estandarizados

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
Polea en V tipo 1 DIN 2215, dn 100	65,00	9	65,00
Polea en V tipo 1 DIN 2215, dn 265	153,00	1	153,00
Banda en V DIN 2215 L 4800	60,00	1	60,00
Caja reductora RXV-EST-700-80-E6	450,00	1	450,00
Caja reductora NMRV025-80	250,00	1	250,00
Engrane cónico rectos M2.5, n30 – McMaster-Carr	92,00	4	368,00
Engrane recto helicoidal, mano derecha M3.5 n25 – McMaster-Carr	126,00	2	252,00
Polea sincronizada con paredes 34T10x25	125,00	4	500,00
Polea sincronizada sin paredes 37T10x12	65,00	6	390,00
Banda 32T10x720 con cobertura estriada de caucho vulcanizado	55,00	2	110,00
Rodamiento NSK 79 10x22x6	5,00	6	30,00

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
Rodamiento SKF BS 292 17x47x14	12,80	2	25,60
Rodamiento con brida de pared FYK-20	25,00	7	175,00
Chaveteros	0,25	11	2,75
Cojinete axial PSMF 253220 A51	1,50	16	24,00
Circlips o binchas de eje	0,60	20	12,00
Cojinete axial PCZ 0806 E	0,85	2	1,70
Pie nivelador GN342.3-32	5,00	6	30,00
Eje roscado TR8x300	3,00	3	9,00
Tuercas trapezoidales TR8	3,00	6	18,00
Brida de pared ovalada KFL08	2,00	3	6,00
Soporte para eje STHRNG20	8,50	2	17,00
		<b>Total</b>	<b>\$ 2949,05</b>

Con los demás componentes mecánicos estandarizados cotizados, el siguiente paso es cotizar los elementos de fijación. Los elementos de fijación son cotizados en Castillo Hermanos.

**Tabla 4.61**

*Costos – Elementos de fijación*

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
Arandela plana de gran diámetro ISO 7094 - 8	0,05	6	0,30
Arandela plana ISO 7089 – 10	0,02	24	0,48
Arandela plana ISO 7089 – 12	0,02	44	0,88
Arandela plana ISO 7089 – 6	0,01	28	0,28
Arandela plana ISO 7089 – 8	0,01	180	1,80
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M10x40	0,08	4	0,32
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M10x60	0,10	6	0,60
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M12x45	0,12	8	0,96
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M12x50	0,14	6	0,84
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M6x35	0,02	5	0,10
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M6x40	0,03	54	1,62
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M8x35	0,03	30	0,90
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M8x45	0,04	16	0,64

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M8x50	0,04	4	0,16
Pernos de cabeza hexagonal con brida ISO 4162 – M8x70	0,05	8	0,40
Pernos de cabeza redonda tipo Allen ISO 4762 – M5x12	0,02	6	0,12
Pernos de cabeza redonda tipo Allen ISO 4762 – M6x20	0,02	28	0,56
Pernos de cabeza redonda tipo Allen ISO 4762 – M6x30	0,02	4	0,08
Pernos de cabeza redonda tipo Allen ISO 4762 – M6x55	0,03	2	0,06
Pernos de cabeza redonda tipo Allen ISO 4762 – M8x16	0,02	2	0,04
Pernos de cabeza redonda tipo Allen ISO 4762 – M8x25	0,02	8	0,16
Pernos de cabeza redonda tipo Phillips ISO 7045 – M3x14	0,01	12	0,12
Tuerca ciega ISO 1183 – M12 tipo 1	0,40	4	1,60
Tuerca ciega ISO 1183 – M16 tipo 1	0,50	4	2,00
Tuerca hexagonal bridada autorroscante ISO 4161 – M10	0,03	12	0,36
Tuerca hexagonal bridada autorroscante ISO 4161 – M12	0,08	6	0,48
Tuerca hexagonal bridada autorroscante ISO 4161 – M20	0,10	4	0,40
Tuerca hexagonal bridada autorroscante ISO 4161 – M6	0,02	17	0,34
Tuerca hexagonal bridada autorroscante ISO 4161 – M8	0,02	100	2,00
Tuerca hexagonal ISO 4032 – M10	0,03	2	0,06
Tuerca hexagonal ISO 4032 – M12	0,03	16	0,48
Tuerca hexagonal ISO 4032 – M5	0,01	6	0,06
Tuerca hexagonal ISO 4032 – M6	0,02	6	0,12
Tuerca hexagonal plana ISO 4032 – M3	0,02	12	0,24
		<b>Total</b>	<b>\$ 19,56</b>

### Elementos no mecánicos

La sección de elementos no mecánicos está dividida en dos subsecciones a su vez, una sección de componentes eléctricos y de control, y una sección de componentes neumáticos.

**Tabla 4.62***Costos – Componentes eléctricos y de control*

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
LX3VP-1212MR2H-A PLC Salida Transistor(2) - Relé(10)	220.67	1	220.67
Servomotor Wecon WD60M-04030S-A1F - 0,4KW - 13Nm - 3000RPM VD2-010SA1G - Servodrive 0,4Kw + Cables de encoder y potencia	246.35	2	492.70
Pulsador simple verde 2 NA CHINT - NP2-EA33	2.90	1	2.90
Hongo Seguridad NC CB2-ES54 40mm NP2-ES542 1 NC	3.10	1	3.10
Selector,CHINT,NP2-EJ23 2NO	2.90	1	2.90
AD22DS Luz piloto 22mm verde 12-450 VAC	1.89	5	9.45
AD16-22 Luz piloto 22mm rojo 12 -450VAC	1.89	3	5.67
Tablero metálico 80x60x25cm	208.18	1	208.18
Canaleta ranurada 40x40mm - 2 metros	7.59	2	15.18
CR30-15DN Sensor Capacitivo rasante 3 hilos diámetro 30mm -alcance 15mm NPN-NA alimentación 12-24VDC	62.95	1	62.95
PR30-15DN Sensor Inductivo rasante 3 hilos diámetro 30mm -alcance 15mm NPN-NA alimentación 12-24VDC	50,95	3	152.85
Sensor de Color Autonics NPN BC15-LDT-C - alcance 15mm 4 hilos M12 Alimentación 12/24Vdc	331,48	1	331.48
Conector sensor color NPN BC15-LDT-C CIDH4-2 Autonics	16,76	1	16.76
Control Temperatura Digital 48X48 1200oC 220V TIPO K, J, P - REXC100 220V	44,60	3	133.80
Termocupla Tipo K Perno M6 - 56300	9,50	5	47.50
Relé estado sólido 60A - 1,3-32Vdc control:- 24-480 Vac (MAX2120) - MS 1 DA4860	38,90	3	116.70
Breaker caja moldeada CHINT 3P 160A NXM-250S/3300	79,72	1	79.72
Fuente 24VDC 10A - Mean Well	99,46	1	99.46
Breaker LWBX-63 6KA 3p-10A	7,41	2	14.82
Cable Flexible AWG 16 600V – metro	0,25	20	5.00
Cable Flexible AWG 18 600V – metro	0,20	20	4.00
Borneras de riel DIN 4mm AWG10 30Amp	0,46	30	13.80
Riel din 35mm x 1m	2,42	3	7.26
CMSG - 020 Sensor magnético tipo G	22,78	4	91.12
F-MQS20 Soporte sensor magnético cilindro D20	7,90	4	31.60
		<b>Total</b>	<b>\$ 2169.57</b>

Con los componentes eléctricos y de control cotizados, el siguiente paso es cotizar los componentes neumáticos. El proveedor elegido por sus precios relativamente bajos, y cilindros neumáticos de buena calidad, es ABHIMATIC, ubicado en la Av. 10 de Agosto, N26-107 y Quito.

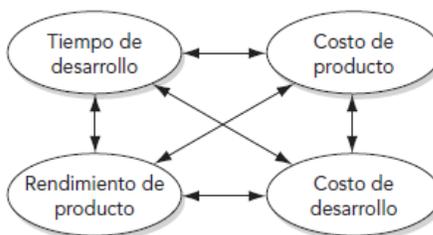
**Tabla 4.63**  
*Costos – Sistemas neumáticos*

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
Cilindro neumático ADN-40-60	160.00	1	160.00
Cilindro neumático ADN-40-80	212.00	1	212.00
Cilindro neumático ADN-40-25	105.00	2	210.00
Acople de cilindro rápido	2.00	8	19.00
Acople de electroválvula	2.00	4	8.00
Electroválvula 12v	17.50	2	35.00
Te de acople rápido	2.00	3	6.00
Tubo neumático de 8mm – metros	2.00	8	16.00
Compresor de 30L/140 psi	170.00	1	170.00
		<b>Total</b>	<b>\$ 794.00</b>

#### 4.8.2. Costos de desarrollo y logística del proyecto

Ulrich (2012) señala en su libro, del cual se tomó el proceso de diseño y desarrollo del producto, que un análisis de sensibilidad es necesario para determinar los compromisos que se harían en el diseño del producto, con el fin de disminuir los costos sin afectar severamente factores relacionados al desarrollo, desempeño y fabricación del producto. A raíz de eso, señala seis interacciones potenciales entre factores internos del proyecto.

**Figura 4.154**  
*Interacciones potenciales entre factores que se mueven internamente*



Hay que considerar que estas interacciones distan de ser simples acuerdos, pues simbolizan eslabones entre factores internos y externos del proyecto. En ocasiones, aumentar el tiempo de desarrollo de un producto conlleva una mayor optimización en su funcionamiento, lo que a su vez puede significar costos reducidos en su fabricación, lo cual sería importante tanto para empresas de producción en serie (pues, al reducirse los tiempos y costos de fabricación, puede crecer el volumen de ventas) como empresas de producción de proyectos (ya que menores costos y tiempos de fabricación simbolizan menores tiempos de baja, reflejados en indicadores clave).

Para el caso del desarrollo de este producto, consideraremos únicamente costos y tiempos de desarrollo, así como los bienes e insumos necesarios para la elaboración del proyecto en su totalidad.

**Tabla 4.64**

*Costo estimado – Diseño y desarrollo*

Detalle	Tiempo empleado	Costo	Costo total
Desarrollo del concepto	160 h	\$ 5.00	\$ 800.00
Ingeniería y diseño	160 h	\$ 5.00	\$ 800.00
Desarrollo de documentación	80 h	\$ 5.00	\$ 400.00
Supervisión	40 h	\$ 8.00	\$ 200.00

**Tabla 4.65**

*Costo estimado – bienes e insumos*

Descripción	Precio und	Cantidad	Total
Computador Core i3 12100F, 16Gb @3200 MHz, GTX 1650	910,00	1	910,00
Consumo de luz por kWh	0,68	180	122,40
Viáticos	1,50	20	30,00
		<b>Total</b>	<b>\$ 1062,40</b>

### 4.8.3. Costo total del proyecto

**Tabla 4.66**

*Costo estimado – Ejecución del proyecto*

Descripción	Valor
Costo de desarrollo	2200.00
Costo de bienes e insumos	1062.40
<b>Total</b>	<b>\$ 3062.40</b>

En el caso de que un particular desarrollara una máquina con los mismos componentes, en una sola corrida como prototipo o proyecto (sin incluir el desarrollo), el costo sería:

**Tabla 4.67**

*Costo estimado – Elaboración del prototipo*

Descripción	Valor
Elementos fabricados	4325,00
Elementos estandarizados	3762,61
Elementos de control	2169,57
Mano de obra e instalación (30% costos de compra)	3100,00
<b>Total</b>	<b>\$ 13357,18</b>

Es necesario tomar en cuenta que los costos de producción se verán reducidos en un margen considerable, en el caso de producción en línea. Ciertas fuentes sugieren un ahorro de hasta el 50% al recurrir a estos métodos de producción (Lemay, 2022)

## Capítulo 5

### Conclusiones y Recomendaciones

#### 5.1. Conclusiones

La máquina diseñada, de ser construida, es capaz de dosificar, empaçar y sellar productos granulados de distintas medidas en función de los requerimientos establecidos.

Los componentes eléctricos, mecánicos y de control fueron diseñados y dimensionados de acuerdo a los requerimientos específicos de esta aplicación, por lo que requirieron información especializada en cuanto al diseño de los mismos.

Los conocimientos obtenidos durante la carrera de ingeniería mecánica son evidenciables en el desarrollo de este proyecto, partiendo de la selección de materiales, uso de software de diseño e ingeniería asistida por computador, dimensionamiento y tolerancias, hasta cálculos de fatiga, cálculos estructurales y consideraciones de mantenimiento.

En función de los protocolos de pruebas elaborados, se realizaron las pruebas del equipo y la puesta a punto del mismo, afinando parámetros de operación como tiempos, temperaturas y presiones de sellado, así como tiempos de operación de la máquina.

Se elaboró la documentación técnica de la máquina, lo que incluye manuales de ensamblaje, operación y mantenimiento, así como planos de diseño y fabricación, entre otros.

## 5.2. Recomendaciones

Es necesario un estudio a detalle de las mordazas y el sistema de corte. Mientras que esta tesis se basó en diseños previamente implementados, y adaptó tanto el serrado de la cuchilla como el dentado de las mordazas de trabajos previos y libros blancos de compañías que se dedican al diseño y desarrollo de estos sistemas, es necesario tomar en cuenta que los valores de presión, temperatura y tiempo están directamente relacionados con los mismos.

Es necesario considerar la adición de un HMI en el caso de que futuros proyectos desarrollen máquinas de similares características, ya que este tipo de interfaces permiten al usuario determinar con mayor precisión valores e indicadores de producción, así como identificar los fallos en la máquina mediante posibles códigos de error.

Se recomienda añadir al sílabo de distintas materias conocimientos específicos en modelado y diseño, tales como el uso de parametrización, la compartición de datos entre ensamblajes y elementos, procesos de optimización paramétrica, análisis de elementos discretos y multifísica, y el desarrollo de planos en base a Dimensionamiento geométrico y tolerancias (GD&T), así como una ampliación en los tópicos relacionados a automatización y control.

## Bibliografía

- Abbey, T. (16 de Enero de 2018). *Tips for Preparing Your Geometry for FEA*. Obtenido de PTC:  
<https://www.ptc.com/en/blogs/cad/tips-for-preparing-geometry-for-fea>
- AccountingTools. (26 de Diciembre de 2020). *Indirect costs definition*. Obtenido de AccountingTools.com:  
<https://www.accountingtools.com/articles/what-are-indirect-costs.html>
- Albornoz, I., & Bisang, R. (2010). *La inserción internacional de la industria argentina de Maquinaria Agrícola. Posicionamiento económico y estratégico en el marco de las Cadenas Globales de Valor, y perspectivas futuras*. Obtenido de Universidad Nacional de General Sarmiento:  
<https://www.ungs.edu.ar/areas/pos-tesis/79/la-insercion-internacional-de-laindustria-argentina-de-maquinaria-agricola-posicionamiento-economicoy-estrategico-en-el-marco-de-las-cadenas-global.html>
- American Society of Agricultural and Biological Engineers. (2011). *ANSI/ASAE EP433 DEC1988 (R2011): Loads Exerted by Free-Flowing Grain on Bins*.
- American Welding Society. (2017). *AWS D1.3/D1.3M:2018 - Structural Welding Code - Sheet Steel*. Obtenido de American Welding Society: <https://pubs.aws.org/p/1763/d13d13m2018-structural-welding-code-sheet-steel>
- Ampuño, A. (27 de Septiembre de 2012). *Determinación de la influencia del tiempo de cosecha sobre el rendimiento de granos enteros en el pilado y la calidad fisiológica de las semillas de arroz (Oryza Sativa L.)*. Obtenido de Universidad Tecnológica Equinoccial:  
<https://repositorio.uteq.edu.ec/bitstream/43000/250/1/T-UTEQ-0007.pdf>
- Arias, C. (1993). *Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural*. Obtenido de Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura:  
<http://www.fao.org/3/x5027s/x5027S00.htm>

Ashby, M. (2016). *Materials Selection in Mechanical Design* (Quinta ed.). Amsterdam: Elsevier Science; Butterworth-Heinemann.

ATPIMSA. (15 de Junio de 2017). *Ingeniería Conceptual y Básica*. Obtenido de Asesoría Técnica y Proyectos Industriales de Monterrey, S.A. de C.V.: <http://www.atpimsa.com/ingenieria-conceptual-y-basica>

Autodesk. (13 de Octubre de 2021). *Synchronous Belt Calculation Basics*. Obtenido de Autodesk Knowledge Network: <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2019/ENU/Inventor-Help/files/GUID-1D74259A-BCF9-4650-95D3-D8049075390C-htm.html>

Autodesk Inc. (13 de Octubre de 2021). *Calculating Synchronous Belt Strength Proportions*. Obtenido de Autodesk Knowledge Network: <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2019/ENU/Inventor-Help/files/GUID-50F5EB4E-B021-46C9-997C-15DCB8322049-htm.html>

Autodesk Inc. (13 de Octubre de 2021). *Factors dialog box (ANSI/AGMA 2001-D04: 2005)*. Obtenido de Autodesk Knowledge Network: <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2019/ENU/Inventor-Help/files/GUID-7A1A6B44-46E2-4FD3-B66B-39C06BE428F0-htm.html>

Autodesk Inc. (13 de Octubre de 2021). *Synchronous Belt Strength Check*. Obtenido de Autodesk Knowledge Network: <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2019/ENU/Inventor-Help/files/GUID-C5B0AFD3-8260-443E-8481-28C28853AF0C-htm.html>

Autodesk Inc. (13 de Octubre de 2021). *V-Belt Calculation Basics*. Obtenido de Autodesk

Knowledge Network: <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2019/ENU/Inventor-Help/files/GUID-3DB83F43-A865-4DD4-AE34-1860CFE68F79-htm.html>

Autodesk Inc. (13 de Octubre de 2021). *V-Belt Strength Check*. Obtenido de Autodesk Knowledge

Network: <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2019/ENU/Inventor-Help/files/GUID-DE04ABB9-1F23-430A-8DD2-F151416D520E-htm.html>

Autodesk Inc. (11 de Julio de 2022). *Shaft Calculation Formulas*. Obtenido de Autodesk Knowledge

Network: <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2023/ENU/Inventor-Help/files/GUID-563A72FD-048E-402B-AD6D-58EFB7550CFF-htm.html>

Avérous, L. (2008). Monomers, Polymers and Composites from Renewable Resources. En

*Polylactic Acid: Synthesis, Properties and Applications* (págs. 433-450). Elsevier.

AWS. (17 de Enero de 2020). *A2.4:2020, Standard Symbols for Welding, Brazing and Indestructive*

*Examination*. Obtenido de American Welding Society: <https://pubs.aws.org/p/1999/a242020-standard-symbols-for-welding-brazing-and-nondestructive-examination>

Ayala, O., Pichardo, J., Estrada, J., Carrillo, J., & Hernández, A. (Septiembre de 2006). *Rendimiento*

*y calidad de semilla del frijol ayocote en el valle de México*. Obtenido de Scientific

Electronic Library Online (SciELO):

<http://www.scielo.org.mx/pdf/agritm/v32n3/v32n3a7.pdf>

CEPAL, FAO, IICA. (2018). *Perspectivas de la agricultura y el desarrollo rural en las Américas*.

Obtenido de Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura:

[www.fao.org/3/i8048es/l8048ES.pdf](http://www.fao.org/3/i8048es/l8048ES.pdf)

CerealTools S.A. (2014). *Tabla oficial de pesos hectolítricos para cereales balanza tipo Schopper*.

Obtenido de CerealTools, Insumos para acopio de cereales.:

<http://cerealtools.com.ar/imagenes/TablaPH.pdf>

Chemical Retrieval on the Web. (2020). *Nylon Film*. Obtenido de PolymerDatabase.com:

<https://polymerdatabase.com/Films/Nylon%20Films.html>

Concurrent Engineering. (2020). *What is Concurrent Engineering?* Obtenido de Concurrent

Engineering | Design, Manufacturing and Service Solutions: [https://www.concurrent-](https://www.concurrent-engineering.co.uk/what-is-concurrent-engineering)

[engineering.co.uk/what-is-concurrent-engineering](https://www.concurrent-engineering.co.uk/what-is-concurrent-engineering)

Correa, P., Silva, F., Jaren, C., Afonso, P., & Arana, I. (Marzo de 2007). *Physical and mechanical*

*properties in rice processing*. doi:10.1016/j.jfoodeng.2006.01.037.

Dankwort, C. W., Weidlich, R., Birgit, G., & Blaurock, J. (17 de Abril de 2004). *Engineers' CAx*

*education - it's not only CAD*. doi:10.1016/j.cad.2004.02.011

Elsevier. (2018). *Finite Element Method - an overview*. Obtenido de ScienceDirect:

<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/finite-element-method>

Elsevier. (2019). *Finite Volume Method - an overview*. Obtenido de ScienceDirect:

<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/finite-volume-method>

FAO. (2007). *Cereales, Legumbres, Leguminosas y Productos Proteínicos Vegetales*. Obtenido de

Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO):

<http://www.fao.org/3/a-a1392s.pdf>

Ferris, T. (2 de Diciembre de 2020). *3 Steps to Improve FEA Models*. Obtenido de Ansys:

<https://www.ansys.com/blog/how-to-improve-fea>

- FESTO. (Febrero de 2018). *Cilindros normalizados DNC, ISO 15552*. Obtenido de Festo Web site: [https://www.festo.com/cat/en-gb\\_gb/data/doc\\_ES/PDF/ES/DNC\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/DNC_ES.PDF)
- Green, M. (16 de Noviembre de 2017). *Solución de Problemas de Capas Adicionales de Material de Envoltura en el Sello – Parte 3 de 4*. Obtenido de P3Solutions: <https://p3solutionsblog.com/es/solucion-de-problemas-de-capas-adicionales-de-material-de-envoltura-en-el-sello-parte-3-de-4/>
- Greener Corporation. (2013). Obtenido de Greener Corporation: [https://greenercorp.com/wp-content/uploads/wp\\_vff\\_basicos.pdf](https://greenercorp.com/wp-content/uploads/wp_vff_basicos.pdf)
- Gupta, S., Chhabra, G., Liu, C., Bakshi, J., & Sathe, S. (25 de Julio de 2018). *Functional Properties of Select Dry Bean Seeds and Flours*. doi:10.1111/1750-3841.14213
- Horabik, J., Beczek, M., Mazur, R., Parafiniuk, P., Ryżak, M., & Molenda, M. (Septiembre de 2017). *Determination of the restitution coefficient of seeds and coefficients of visco-elastic Hertz contact models for DEM simulations*. doi:10.1016/j.biosystemseng.2017.06.009
- Huang, G. (1996). *Design for X: Concurrent engineering imperatives* (Primera ed.). Londres: Springer Science, Business Media Dordrecht.
- IEC. (18 de Octubre de 2014). *Preparation of documents used in electrotechnology*. Obtenido de International Electrotechnical Commission: <https://webstore.iec.ch/publication/4469>
- INEC. (21 de Abril de 2019). *Encuesta de Superficie y Producción Agropecuaria Continua (ESPAC)*. Obtenido de Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC): [https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Estadisticas\\_agropecuarias/espac/espac-2018/Presentacion%20de%20principales%20resultados.pdf](https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Estadisticas_agropecuarias/espac/espac-2018/Presentacion%20de%20principales%20resultados.pdf)

- Ingeniería Mecafenix. (17 de abril de 2017). *¿Que es un relevador y como funciona?* Obtenido de Ingeniería Mecafenix, La enciclopedia de la ingeniería: <https://www.ingmecafenix.com/electronica/relevador/>
- Instituto Ecuatoriano de Normalización. (1980). *Código de Dibujo Técnico-Mecánico*. Obtenido de Servicio Ecuatoriano de Normalización INEN - Ecuador: <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/CPE-3.pdf>
- ISO. (20 de Mayo de 2020). *Technical product documentation (TPD) — General principles of representation*. Obtenido de ISO - International Organization for Standardization: <https://www.iso.org/standard/65296.html>
- Kamrani, A., & Salhieh, S. (2002). *Product Design for Modularity* (Segunda ed.). New York: Springer Science+Business Media. doi:10.1007/978-1-4757-3581-9
- Kienzle, J., Ashburner, J., & Sims, B. (2013). *Mechanization for Rural Development*. Obtenido de Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura: [www.fao.org/family-farming/detail/es/c/291008/](http://www.fao.org/family-farming/detail/es/c/291008/)
- Le, X., & Le, Z. (26 de June de 2013). *Stress concentration factors due to typical geometric discontinuities for shaft design by numerical simulation*. Obtenido de American Society for Engineering Education: [https://www.researchgate.net/publication/325870524\\_Investigation\\_of\\_Stress\\_Concentration\\_Factor\\_for\\_Keyway\\_on\\_Shaft\\_under\\_Different>Loading\\_Conditions\\_A\\_Case\\_Study](https://www.researchgate.net/publication/325870524_Investigation_of_Stress_Concentration_Factor_for_Keyway_on_Shaft_under_Different>Loading_Conditions_A_Case_Study)
- Leeke, D. (15 de Noviembre de 2019). *Plastics: OPP (oriented polypropylene)*. Obtenido de WasteAid: [https://wasteaid.org/jt\\_divi\\_accordion/opp/](https://wasteaid.org/jt_divi_accordion/opp/)

- Lemay, P. (14 de Enero de 2022). *Manufacturing Costs - How to Calculate (and Reduce) Your Production Costs*. Obtenido de Tulip | The Industry's Leading Frontline Operations Platform: <https://tulip.co/blog/how-to-calculate-and-reduce-manufacturing-costs/>
- Mamtani, K. (28 de Abril de 2011). *Effect of particle shape on hopper discharge rate*. Obtenido de University of Florida: [https://ufdcimages.uflib.ufl.edu/UF/E0/04/38/65/00001/MAMTANI\\_K.pdf](https://ufdcimages.uflib.ufl.edu/UF/E0/04/38/65/00001/MAMTANI_K.pdf)
- Martínez, E. (Mayo de 2013). *Cálculo de Resortes Helicoidales de Compresión*. Obtenido de Repositorio Digital - Universidad Politécnica de Cartagena: <https://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/3379/pfc5169.pdf?sequence=1>
- Molenda, M., Montross, M., Horabik, J., & Ross, I. (Octubre de 2002). *Mechanical Properties of Corn and Soybean Meal*. Obtenido de ResearchGate: [https://www.researchgate.net/publication/283837973\\_Mechanical\\_Properties\\_of\\_Corn\\_and\\_Soybean\\_Meal](https://www.researchgate.net/publication/283837973_Mechanical_Properties_of_Corn_and_Soybean_Meal)
- Nádvorníková, M., Banout, J., Herák, D., & Verner, V. (13 de Agosto de 2018). *Evaluation of physical properties of rice used in traditional Kyrgyz Cuisine*. doi:10.1002/fsn3.746
- Neale, M. (2001). *The Tribology Handbook* (2da ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann. Recuperado el 26 de Enero de 2021, de [https://www.nationalbronze.com/Tribology%20Handbook%20\(2nd%20Edition\).pdf](https://www.nationalbronze.com/Tribology%20Handbook%20(2nd%20Edition).pdf)
- Neto, J., Nascimento, J., Marques, J., & Costa, C. (Agosto de 2016). *Mechanical properties of grain in silos for simulation designs*. doi:10.1590/1809-4430-Eng.Agric.v36n4p573-580/2016
- Organización Mundial de la Salud. (2003). *Directrices de la OMS sobre Buenas Prácticas Agrícolas y de Recolección (BPAR) de plantas medicinales*. Obtenido de Organización Mundial de la Salud: <https://apps.who.int/medicinedocs/en/d/Js5527s/>

- Pérez, P. F. (1991). *Las Reformas Agrarias y la modernización económica*. Obtenido de Geo Critica: <https://www.raco.cat/index.php/GeoCritica/article/view/63858>
- Piselli, A., Baxter, W., Simonato, M., Del Curto, B., & Aurisicchio, M. (9 de Mayo de 2018). *Development and evaluation of a methodology to integrate technical and sensorial properties in materials selection*. Obtenido de Researchgate: [https://www.researchgate.net/publication/325058520\\_Development\\_and\\_evaluation\\_of\\_a\\_methodology\\_to\\_integrate\\_technical\\_and\\_sensorial\\_properties\\_in\\_materials\\_selection](https://www.researchgate.net/publication/325058520_Development_and_evaluation_of_a_methodology_to_integrate_technical_and_sensorial_properties_in_materials_selection)
- Punia Bangar, S., Singh Purewal, S., Trif, M., Maqsood, S., Kumar, M., Manjunatha, V., & Vasile Rusu, A. (14 de Septiembre de 2021). *Functionality and Applicability of Starch-Based Films: An Eco-Friendly Approach*. Obtenido de National Center for Biotechnology Information: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC8467936/>
- Raphael, B., & Smith, I. (2013). *Engineering Informatics: Fundamentals of Computer-Aided Engineering* (Segunda ed.). New Jersey: John Wiley & Sons.
- RepetCo Innovations, SL. (2020). *Qué son los envases PET/PE y por qué están siendo revolucionarios*. Obtenido de RepetCo Innovations: <https://www.repetco.com/que-son-los-envases-pet-pe-y-por-que-estan-siendo-revolucionarios/>
- RKC Instrument Inc. (27 de Enero de 2013). *REX-C100/C400/C410/C700/C900 Instruction Manual*. Obtenido de RKC Instrument Inc. Web site - English: <http://www.rkcinst.com/>
- Saavedra, W. (22 de Junio de 2018). *Sellado de flexibles por calor constante: teoría para películas*. Obtenido de El empaque: <http://www.empaque.com/blogs/Sellado-de-flexibles-por-calor-constante,-teoria-basica-para-peliculas+126132>

Saavedra, W. (17 de Mayo de 2019). *7 ventajas del sellado ultrasónico vs. sellado térmico*.

Obtenido de El empaque: <http://www.elempaque.com/blogs/7-ventajas-del-sellado-ultrasonico-vs-sellado-termico+130441>

Shepherd, A. (2003). *Guía de extensión en comercialización 3: Estudio de Mercados Agroindustriales*. Obtenido de La Organización de las Naciones Unidas para la

Alimentación y la Agricultura: <http://www.fao.org/3/Y4532S/y4532s06.htm>

SIISAN. (2014). *Superficie de cultivos transitorios*. Obtenido de Sistema de Indicadores de

Soberanía y Seguridad Alimentaria y Nutricional (SIISAN): [http://www.siise.gob.ec/siiseweb/PageWebs/SISSAN/ficsan\\_K005.htm](http://www.siise.gob.ec/siiseweb/PageWebs/SISSAN/ficsan_K005.htm)

SKF Group. (7 de Mayo de 2020). *Datos de los cojinetes de fricción*. Recuperado el 3 de Octubre

de 2020, de SKF: <https://www.skf.com/co/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/bushing-data>

Ulrich, K., & Eppinger, S. (2012). *Diseño y Desarrollo de Productos* (Tercera ed.). México: McGraw-Hill/Interamericana Editores S.A. de C.V.

Universidad Politécnica de Cartagena. (Abril de 2016). *Tema 3: Ingeniería Básica*. Obtenido de

OpenCourseWare | Universidad Politécnica de Cartagena: [https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/11565/mod\\_resource/content/1/Tema%203.%20Ingeniería%20básica.pdf](https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/11565/mod_resource/content/1/Tema%203.%20Ingeniería%20básica.pdf)

Universidad Politécnica de Cartagena. (Abril de 2016). *Tema 4: Ingeniería de Detalle*. Obtenido de

OpenCourseWare | Universidad Politécnica de Cartagena: [https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/11566/mod\\_resource/content/1/Tema%204.%20Ingeniería%20de%20detalle.pdf](https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/11566/mod_resource/content/1/Tema%204.%20Ingeniería%20de%20detalle.pdf)

University of York. (21 de Agosto de 2016). *Poly(propene) (Polypropylene)*. Obtenido de The Essential Chemical Industry - online:  
<https://www.essentialchemicalindustry.org/polymers/polypropene.html>

University of York. (27 de Abril de 2017). *Poly(ethene) (Polyethylene)*. Obtenido de The Essential Chemical Industry - online:  
<https://www.essentialchemicalindustry.org/polymers/polyethene.html>

Vales, C., Vega, A., Pech, N., Alvarado, J., Medina, R., Zambrano, M., & Mendez, J. (30 de Noviembre de 2016). *Increasing the thermal conductivity of silicone based fluids using carbon nanofibers*. doi:10.1063/1.4969043

Vergel, W. (2018). *Optimización de Estructuras Aperticadas, Mediante un Procedimiento de Estructuración Enfocado en Elementos Tipo Columna*. Obtenido de Universidad de la Costa :  
<https://repositorio.cuc.edu.co/bitstream/handle/11323/56/88220358.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Villagrán, M., Benito, J., Uñac, R., & Vidales, A. (4 de Junio de 2018). *Towards a one parameter equation for a silo discharging model with inclined outlets*. Obtenido de Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas:  
[https://ri.conicet.gov.ar/bitstream/handle/11336/86504/CONICET\\_Digital\\_Nro.f30cbbb5-41be-476d-88bc-10d8573922f6\\_A.pdf?sequence=2](https://ri.conicet.gov.ar/bitstream/handle/11336/86504/CONICET_Digital_Nro.f30cbbb5-41be-476d-88bc-10d8573922f6_A.pdf?sequence=2)

Wang, J., Xu, C., Xu, Y., Wang, Z., Qi, X., Wang, J., . . . Wang, Q. (Junio de 2021). *Wang, Jinwu & Xu, Changsu & Xu, Yanan & Wang, Ziming & Qi, Xin & Wang, Jinfeng & Influencing Factors Analysis and Simulation Calibration of Restitution Coefficient of Rice Grain*. Obtenido de ResearchGate:

[https://www.researchgate.net/publication/352732178\\_Influencing\\_Factors\\_Analysis\\_and\\_Simulation\\_Calibration\\_of\\_Restitution\\_Coefficient\\_of\\_Rice\\_Grain](https://www.researchgate.net/publication/352732178_Influencing_Factors_Analysis_and_Simulation_Calibration_of_Restitution_Coefficient_of_Rice_Grain)

Wojtech, M. (22 de Junio de 2016). *CALOR: Mejorando La Calidad y Consistencia del Sello*.

Obtenido de Soluciones P3: <https://p3solutionsblog.com/es/calor-mejorando-calidad-de-sello-y-uniformidad/>