



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE ALIMENTACIÓN Y
EXTRACCIÓN DE MOLDES DE SILICONA
PARA JOYERÍA

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingeniero Mecánico

AUTOR: ANTHONY DAVID PAUCAR ROMERO

TUTOR: ING. NELSON GUSTAVO JARA COBOS, MSc, PhD

Cuenca-Ecuador

2023

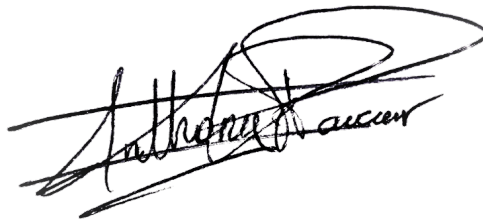
CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Anthony David Paucar Romero con documento de identificación N° 0151218328 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 19 de septiembre del 2023

Atentamente,

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Anthony David Paucar Romero', with a large, stylized flourish above it.

Anthony David Paucar Romero
0151218328

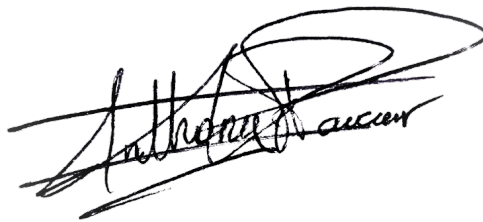
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

Yo, Anthony David Paucar Romero con documento de identificación No. 0151218328, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del Proyecto Técnico: “Diseño de un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona para joyería”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 19 de septiembre del 2023

Atentamente,

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Anthony David Paucar Romero', written over a horizontal line.

Anthony David Paucar Romero
0151218328

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Nelson Gustavo Jara Cobos con documento de identificación N° 0102679644, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE ALIMENTACIÓN Y EXTRACCIÓN DE MOLDES DE SILICONA PARA JOYERÍA, realizado por Anthony David Paucar Romero con documento de identificación N° 0151218328, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 19 de septiembre del 2023

Atentamente,



Ing. Nelson Gustavo Jara Cobos, MSc, PhD
0102679644

Dedicatoria

Anthony David

Este proyecto de titulación lleva consigo un sentido profundo de gratitud:

A Dios, quien ha sido mi guía constante y mi fortaleza en cada desafío. A mis queridos padres y hermanos, cuyo amor incondicional, paciencia incansable y dedicación han sido el motor que me impulsó a alcanzar esta meta. Gracias por ser el faro en mi camino y por inculcarme los valores de perseverancia y valentía que me han llevado hasta aquí.

A todas las personas que han formado parte de este recorrido, ya sea con sus palabras de aliento, su conocimiento compartido o su apoyo en los momentos de duda. Cada gesto, por pequeño que parezca, ha dejado una huella imborrable en este logro.

Este éxito es un reflejo de la unión y el apoyo que he encontrado en cada uno de ustedes. Espero que este proyecto sea no solo un testimonio de mis esfuerzos, sino también un símbolo de gratitud hacia aquellos que me han acompañado en este viaje.

Agradecimientos

Anthony David

Es mi deseo expresar mi más profundo agradecimiento a todos aquellos que han sido parte fundamental en la realización de este proyecto de titulación:

En primer lugar, mi gratitud se dirige a Dios, por ser mi guía constante en este camino y por brindarme la fortaleza, la salud y la sabiduría necesarias para superar los desafíos que se presentaron a lo largo de este proceso.

A mis amados padres, cuyo amor incondicional, apoyo inquebrantable y sabios consejos, han sido la base de cada logro que he alcanzado. Mi madre, tu presencia siempre cercana y tus palabras de aliento han sido un faro en los momentos de dificultad, ni con toda mi vida podre agradecerte por todo lo que haces y harás por mí. Mi padre, tus enseñanzas sobre el valor del esfuerzo y la dedicación han sido un motor constante de inspiración.

Mi agradecimiento sincero al Ing. Nelson Jara, mi Tutor de Proyecto de Titulación, cuyo compromiso y orientación fueron esenciales en cada etapa de este trabajo. Su experiencia y conocimientos han sido fundamentales para llevar este proyecto a su culminación.

Además, quiero extender mi sincero agradecimiento a los ingenieros John Calle, Luis López y Paul Torres, quienes merecen una mención especial por su amplio conocimiento. Su disposición para responder a mis inquietudes y brindar sugerencias valiosas ha dejado una huella significativa en este trabajo y ha contribuido en gran medida a su enriquecimiento.

A mis amigos y compañeros, gracias por su constante apoyo moral y sus palabras de aliento en los momentos más desafiantes.

Finalmente, a todas las personas que de una forma u otra han estado presentes en este recorrido, mi reconocimiento y gratitud por formar parte de este logro que hoy celebro con humildad y satisfacción.

Índice

Certificado de responsabilidad y autoría del trabajo de titulación	I
Certificado de cesión de derechos de autor del trabajo de titulación a la Universidad Politécnica Salesiana	II
Certificado de dirección del trabajo de titulación	III
Dedicatoria	IV
Agradecimientos	V
Resumen	XII
Abstract	XIII
1. Introducción	1
2. Problema	2
2.1. Antecedentes	2
2.2. Descripción del problema	3
2.3. Importancia y alcances	3
2.4. Delimitación	3
2.4.1. Espacial o geográfica	3
2.4.2. Temporal	4
2.4.3. Sectorial o institucional	4
2.5. Problema General	4
2.6. Problemas Específicos	4
3. Objetivo	5
3.1. Objetivo General	5
3.2. Objetivos Específicos	5
4. Hipótesis	6
4.1. Hipótesis General	6
4.2. Hipótesis Específicas	6
5. Marco Teórico	7
5.1. Procesos de inyección y sistema de automatización	7
5.1.1. Definición de inyección	7
5.1.2. Proceso de Inyección	7

5.1.3.	Máquina de inyección por Husillo	8
5.1.4.	Máquina de inyección por presión de aire	9
5.1.5.	Tipos de Cera	9
5.1.6.	Clasificación de los tipos de cera	10
5.1.7.	Modelado de Cera	10
5.2.	Sistemas de alimentación automáticos para procesos de inyección de cera . .	11
5.2.1.	Teoremas y principios de funcionamiento	11
5.2.2.	Diseño mecánico	19
5.2.3.	Tipos de procesos de inyección	19
5.2.4.	Capacidad de inyección	20
5.2.5.	Principios termodinámicos esenciales para su funcionamiento.	20
5.2.6.	Software CAD	21
5.2.7.	Ergonomía	22
5.2.8.	Método de elementos finitos	22
5.3.	Indicadores financieros	23
6.	Marco metodológico	25
6.1.	Metodología de la Investigación	25
6.2.	Metodología del proceso	25
6.3.	Diseño del equipo	26
6.3.1.	Establecimiento de las condiciones iniciales para el diseño mecánico del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona	26
6.3.1.1.	Condiciones de diseño	26
6.3.1.2.	Condiciones operacionales	30
6.3.1.3.	Alternativas para el diseño del sistema de alimentación . . .	32
6.3.2.	Propuesta del diseño mediante elementos finitos de un sistema automático de alimentación mediante el uso de software de ingeniería para garantizar una posterior construcción del dispositivo.	33
6.3.2.1.	Componentes del sistema	34
6.3.2.2.	Diseño de componentes del sistema	35
6.3.3.	Análisis técnico financiero para determinar la factibilidad del diseño en una futura construcción del sistema.	91
7.	Resultados	100
7.1.	Condiciones iniciales	100
7.2.	Diseño mecánico	101
7.3.	Análisis técnico financiero	104
8.	Conclusiones	105

9. Recomendaciones	107
Referencias	110
ANEXOS	111
ANEXO A	111
ANEXO B	113
ANEXO C	114
ANEXO D	117
ANEXO E	134
ANEXO F	137

Lista de Tablas

5.1. Coeficientes de fricción	19
5.2. Principios termodinámicos - Temperatura en la punta del torpedo	20
5.3. Principios termodinámicos - Calentamiento del material	21
6.1. Criterio de aplicación - Presión de abrazadera	28
6.2. Condiciones de Diseño	30
6.3. Condiciones Operacionales	32
6.4. Tabla de discriminación	33
6.5. Propiedades del acero SAE/AISI 1035	41
6.6. Resumen de cálculos realizados	49
6.7. Resumen de cálculos realizados	58
6.8. Subsistema mecánico - Parámetros para la simulación	59
6.9. Subsistema mecánico - Resultados de la simulación malla por defecto	64
6.10. Subsistema neumático - Parámetros para la selección del actuador	78
6.11. Subsistema eléctrico - Características del pulsante de emergencia	85
6.12. Subsistema eléctrico - Características del pulsante de encendido y apagado	86
6.13. Subsistema eléctrico - Características del sensor de proximidad	87
6.14. Subsistema eléctrico - Características del sensor magnético	88
6.15. Subsistema eléctrico - Características del contactor seleccionado	89
6.16. Análisis técnico financiero - Cálculo de la (TIR) - Excel	99
7.1. Condiciones iniciales	100
7.2. Resultados - Resumen de los cálculos realizados	103
7.3. Costos de inversión	104
9.1. Matriz de consistencia	112
9.2. Variable independiente	113

Lista de Figuras

2.1. Antecedente de las máquinas para Inyección	2
2.2. Ubicación con Google Maps	4
5.1. Proceso de inyección	8
5.2. Máquina de inyección tipo husillo	8
5.3. Inyección por aire comprimido	9
5.4. Modelado en cera	11
5.5. Falla por fatiga - Metales	15
5.6. Diagrama S-N - Límite de fatiga	15
5.7. Límites de resistencia a la fatiga - Contra resistencias a la tensión	16
5.8. Fracción de resistencia a la fatiga - Contra resistencias a la tensión	17
6.1. Metodología del proceso	25
6.2. Dimensiones del sistema actual	26
6.3. Tamaños de los moldes general	27
6.4. Tamaños de los moldes limitantes	27
6.5. Presión ejercida sobre los moldes	29
6.6. Ficha técnica de la Cera	30
6.7. Presión de aire ejercida por la máquina	31
6.8. Distintos sistemas de alimentación	32
6.9. Diseño de concepto	34
6.10. Subsistema mecánico	36
6.11. Sub-subsistema mecánico - Tubo cuadrado para estructura de soporte	37
6.12. Sub-subsistema mecánico - Cubiertas 1 y 2	38
6.13. Sub-subsistema mecánico - Plancha de tool para plataforma	38
6.14. Sub-subsistema mecánico - Depósito de moldes	39
6.15. Subsistema mecánico - Soporte para pistón vertical	40
6.16. Sub-subsistema mecánico - Cálculo de presión sobre la placa	43
6.17. Sub-subsistema mecánico - Cálculo de fuerza sobre la placa	44
6.18. Sub-subsistema mecánico - Cálculo de momento sobre la placa	45
6.19. Sub-subsistema mecánico - Cálculo de reacciones sobre la placa	46
6.20. Sub-subsistema mecánico - Cálculo de momentos sobre la viga	47

6.21. Sub-sistema mecánico - Cálculo de fuerzas sobre el perfil	50
6.22. Sub-sistema mecánico - Análisis de fuerzas sobre el perfil	51
6.23. Sub-sistema mecánico - Análisis de fuerzas finales sobre el perfil	52
6.24. Análisis de fallo por fatiga - Diagrama de la curva S-N	54
6.25. Sub-sistema mecánico - Exportación de la pieza de Solidworks - Ansys	60
6.26. Sub-sistema mecánico - Selección del material en Ansys	60
6.27. Sub-sistema mecánico - Delimitación de las condiciones de funcionamiento - Ansys	61
6.28. Sub-sistema mecánico - Mallado por defecto - Ansys	62
6.29. Sub-sistema mecánico - La deformación total en la pieza - Ansys	63
6.30. Sub-sistema mecánico - El esfuerzo normal máximo en la pieza - Ansys	64
6.31. Sub-sistema mecánico - Convergencia de un mallado óptimo - Ansys	65
6.32. Sub-sistema mecánico - Deformación total Mallado óptimo - Ansys	66
6.33. Sub-sistema mecánico - Esfuerzo normal máximo (Von-Mises) - Ansys	67
6.34. Subsistema neumático - Plano de conexión electroneumática	71
6.35. Subsistema neumático - Componentes del subsistema neumático	72
6.36. Subsistema neumático - Análisis de fuerzas	73
6.37. Subsistema neumático - Diagrama de cuerpo libre Actuador	75
6.38. Subsistema neumático - Selección del actuador	77
6.39. Subsistema neumático - Elementos que componen la placa de empuje de moldes	79
6.40. Subsistema neumático - Placa de empuje de moldes	80
6.41. Subsistema neumático - Complemento placa de empuje para moldes	81
6.42. Subsistema neumático - Soporte para actuadores	82
6.43. Subsistema eléctrico - Partes del sistema eléctrico	84
6.44. Subsistema eléctrico - Características del pulsante de emergencia	84
6.45. Subsistema eléctrico - Características del pulsante de encendido y apagado	85
6.46. Subsistema eléctrico - Características del sensor de proximidad	87
6.47. Subsistema eléctrico - Características del sensor magnético	88
6.48. Subsistema eléctrico - Características del contactor seleccionado	89
6.49. Subsistema eléctrico - Características de la electroválvula direccional 5/2	90
7.1. Resultados del diseño mecánico	101
7.2. Resultados de la simulación - Ansys	102
9.1. Dimensiones del sistema actual	114
9.2. Dimensiones del sistema actual	114
9.3. Dimensiones del sistema actual	115
9.4. Boceto	116

Resumen

En el presente proyecto de diseño se busca proponer un modelo de sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona para joyería en el inyector de cera para la aplicación manufacturera en la joyería, de forma que el proceso de alimentación y extracción sea de forma automatizada con el objetivo de minimizar tiempos muertos en el transcurso en que los moldes de silicona son inyectados, aplicando técnicas de inyección como lo es el caso del método de micro fundición.

El proyecto se centró en el diseño y desarrollo de un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona para un inyector de cera aplicado en la industria de la joyería. Los objetivos principales fueron mejorar la eficiencia, precisión y seguridad del proceso de inyección de cera, y optimizar la producción de moldes para joyería. En el proceso de diseño, se establecieron cuidadosamente las condiciones iniciales y se definieron los requisitos técnicos y operativos del sistema. Se utilizó software de ingeniería avanzado para simular y optimizar el diseño mecánico, lo que permitió validar la viabilidad técnica antes de la construcción física.

El mecanismo de alimentación automática se diseñó para proporcionar un flujo continuo y uniforme de moldes de silicona hacia el inyector de cera, evitando atascos y optimizando los tiempos de producción. Por otro lado, el mecanismo de extracción automática garantizó una manipulación suave y precisa de los moldes inyectados, reduciendo el riesgo de deformaciones y defectos. El análisis técnico financiero demostró que la inversión en el sistema automatizado era altamente rentable. Se proyectó un retorno de la inversión a corto plazo debido al aumento en la productividad, la reducción de costos operativos y la mejora en la calidad del producto final.

Abstract

This design project seeks to propose a model of an automatic feeding and extraction system of silicone molds for jewelry in the wax injector for the manufacturing application in jewelry, so that the feeding and extraction process is automated. with the aim of minimizing dead time during which the silicone molds are injected, applying injection techniques such as the micro casting method.

The project focused on the design and development of an automatic silicone mold feeding and extraction system for a wax injector applied in the jewelry industry. The main objectives were to improve the efficiency, precision and safety of the wax injection process, and to optimize the production of molds for jewelry. In the design process, the initial conditions were carefully established and the technical and operational requirements of the system were defined. Advanced engineering software was used to simulate and optimize the mechanical design, allowing technical feasibility to be validated prior to physical construction.

The automatic feeding mechanism was designed to provide a continuous and uniform flow of silicone molds towards the wax injector, avoiding clogging and optimizing production times. On the other hand, the automatic extraction mechanism guaranteed smooth and precise handling of the injected moulds, reducing the risk of deformations and defects. The financial technical analysis showed that the investment in the automated system was highly profitable. A return on investment was projected in the short term due to the increase in productivity, the reduction of operating costs and the improvement in the quality of the final product.

1. Introducción

La Joyería Montero se encuentra ubicada en la ciudad de Cuenca, Azuay, entre Calle Vieja y Armenillas, esta empresa se dedica a la elaboración de joyas con materiales preciosos. Con la intención de mejorar el proceso de producción, los directivos de la empresa han establecido en su plan de mejoras la incorporación de un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona, que permita incrementar la productividad, mejorar la calidad de sus productos y sobre todo disminuir en cuanto sea posible los precios de fabricación, esto debido a la mejora en cuanto al tiempo de producción.

Al ser una empresa que ha estado sometida a un constante crecimiento en cuanto a alcance y demanda de producto, se ve en la necesidad de mejorar la línea de producción, de forma que se agilice el proceso de elaboración del modelado de cera, llevándolos así a tomar la decisión de automatizar y mejorar el proceso de alimentación y extracción de los moldes de silicona con el objetivo de que esta pueda cubrir con la mayor cantidad de moldes inyectados en el menor tiempo posible en relación con el que actualmente se manejan.

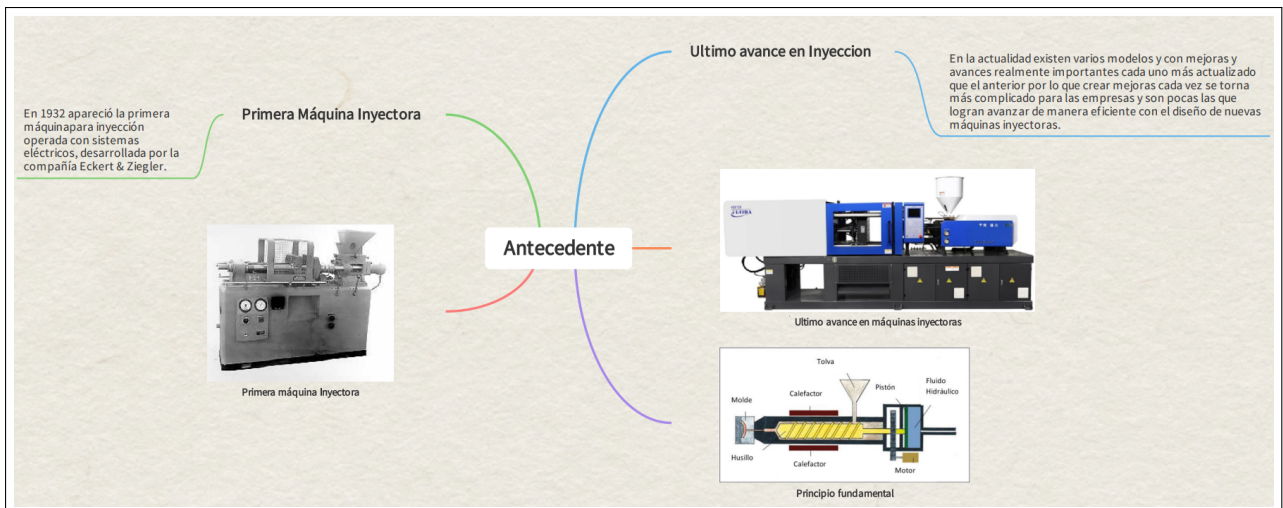
2. Problema

2.1. Antecedentes

El proceso de inyección se origina en el siglo XX, en el año 1932 que es en donde aparece por primera vez en una máquina de inyección eléctrica y en 1951 se desarrolló en Estados Unidos la primera máquina equipada con tornillo (husillo), este cambio fue el más importante en la historia de las máquinas de inyección. Desde la década de 1980, se han realizado mejoras en la eficiencia del diseño, el flujo de polímeros y otros fluidos, la personalización del sistema de software CAD, la inyección asistida por computadora, una mejor gestión térmica y la eficiencia del control de calidad del producto. Así como también ha evolucionado el proceso de ingreso y extracción de los moldes, ya sea por mecanismos que dan funcionalidad a bandas o simplemente mecanismos de traslado. (Tkno, 2023)

Figura 2.1

El origen y último avance en máquinas para inyección



Nota: En la Figura se puede observar de forma general el origen y el final de los avances de máquinas para inyección. (Mariano, 2011).

En la Joyería Montero desde sus inicios se ha venido utilizando un inyector de cera, el cual requiere que la técnica de inyección sea de forma manual, primero seleccionando el molde en el cual se va a inyectar la cera, una vez que se tiene la elección del molde se procede a inyectar

de forma manual la cera haciendo de este un procedimiento extremadamente lento, por lo que el número de piezas modeladas en cera son pocas y es por este motivo que la empresa necesita agilizar dicho proceso con un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona evitando así pasar por tiempos muertos, generando una mayor impresión de piezas modeladas en cera en el menor tiempo posible.

2.2. Descripción del problema

Diseñar un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona para una máquina de moldeo por inyección que cumpla con los requisitos de la empresa como en la personalización del diseño mecánico para el sistema automático, esto con el fin de conseguir un mayor volumen de producción y reducción de tiempos muertos.

2.3. Importancia y alcances

En la empresa Joyería Montero, es de vital importancia el diseño de un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona para la máquina inyectora con el fin de facilitar el ingreso de la cera en los moldes de las piezas de joyería, mejorando así el tiempo de producción respecto al actual, esto agilizará dicho proceso generando así una mayor cantidad de piezas modeladas en cera y una mejor calidad del producto, siendo esto un gran aporte para la línea productiva de la empresa, llevándola así a esta a otro nivel de competencia en el mercado en el que se desenvuelve.

2.4. Delimitación

Según (Morles, 1979), Delimitar el tema significa enfocar específicamente los intereses, definir su alcance, así como determinar sus límites. El problema de estudio se delimitará en las siguientes dimensiones:

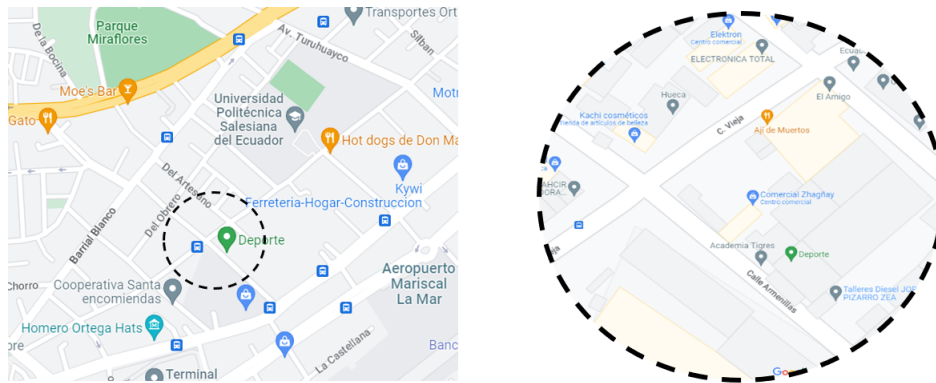
2.4.1. Espacial o geográfica

La delimitación espacial indica el lugar geográfico donde se recabará y analizará la información.

El presente proyecto de titulación se llevará a cabo en la ciudad de Cuenca-Ecuador, desde las instalaciones de la Universidad Politécnica Salesiana, para la empresa Joyería Montero, ubicada en la provincia del Azuay, entre calle vieja y Armenillas, que se muestra en la Figura 2.2.

Figura 2.2

Ubicación geográfica con Google Maps.



Nota: En la Figura se puede observar la dirección geográfica del lugar donde se desarrollara el trabajo de titulación (Google Maps, 2023).

2.4.2. Temporal

El presente proyecto de titulación se desarrollará en el presente periodo académico 62, comprendido entre los meses de marzo-agosto. Tiene un alcance en el tiempo de 240 horas efectivas, por lo que el tiempo se define entre los meses de marzo a junio del 2023.

2.4.3. Sectorial o institucional

El presente proyecto de titulación está vinculado con actividades de joyería directamente en el sector de la industria manufacturera.

2.5. Problema General

- ¿Será posible diseñar un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona mediante software de ingeniería para un inyector de cera aplicado en joyería?

2.6. Problemas Específicos

- ¿Es posible establecer las condiciones iniciales para el diseño del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona?
- ¿Será factible proponer el diseño mecánico del sistema automático de alimentación mediante el uso de software de ingeniería para garantizar una posterior construcción del dispositivo?
- ¿Es posible realizar un análisis técnico financiero para determinar la factibilidad del diseño en una futura construcción del sistema?

3. Objetivo

3.1. Objetivo General

- Diseñar un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona mediante software de ingeniería para un inyector de cera aplicado en joyería.

3.2. Objetivos Específicos

- Establecer las condiciones iniciales para el diseño mecánico del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona.
- Proponer el diseño mecánico de un sistema automático de alimentación mediante el uso de software de ingeniería para garantizar una posterior construcción del dispositivo.
- Realizar un análisis técnico financiero para determinar la factibilidad del diseño en una futura construcción del sistema.

4. Hipótesis

4.1. Hipótesis General

- El diseño del sistema automático de alimentación permitirá la optimización del tiempo de operación en Joyería Montero.

4.2. Hipótesis Específicas

- Las condiciones iniciales establecerán el diseño mecánico del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona.
- Se propondrá el diseño mecánico del sistema automático de alimentación mediante el uso de software de ingeniería para garantizar una posterior construcción del dispositivo.
- Se realizará un análisis técnico financiero para determinar la factibilidad del diseño en una futura construcción del sistema.

5. Marco Teórico

En este punto de partida se estudiará en primer lugar todo lo referente al proceso de inyección, así como el proceso de alimentación automático de los sistemas. En segundo lugar, se realizará un estudio de los sistemas de alimentación que actualmente se encuentran en el mercado, además de sus componentes y como estos están integrados y finalmente, se llevará a cabo un análisis de los indicadores financieros que permitan determinar la rentabilidad en la inversión.

5.1. Procesos de inyección y sistema de automatización

5.1.1. Definición de inyección

Es un proceso de fabricación semicontinuo que consiste en inyectar un polímero, metal o material cerámico fundido bajo presión y en un molde sellado en frío. Cuando la pieza moldeada se enfría, se obtienen las dimensiones deseadas.(Albarrán, 2014)

5.1.2. Proceso de Inyección

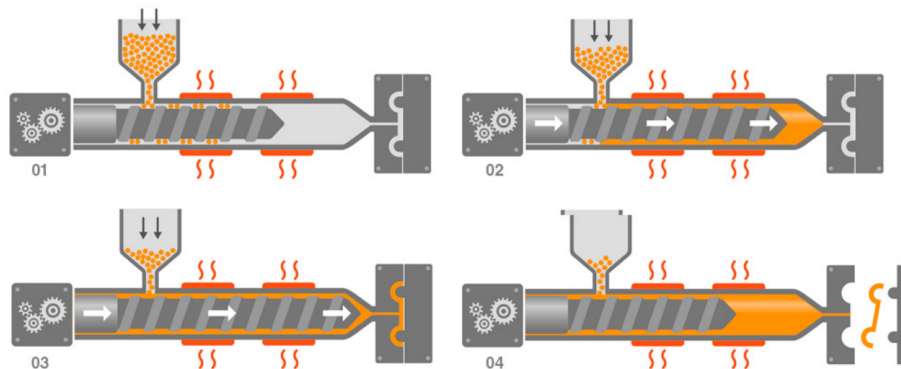
El proceso de inyección es intermitente y lo realiza íntegramente una sola máquina denominada inyectora con equipos auxiliares o periféricos asociados. (Guayco y Alfredo, 2010). Como se muestra en la Figura **5.1**

El proceso de inyección consiste básicamente en:

- Cierre del molde.
- Fase de llenado.
- Plastificación o dosificación y enfriado de la pieza.
- Apertura del molde y expulsión de la pieza.

Figura 5.1

Proceso de inyección



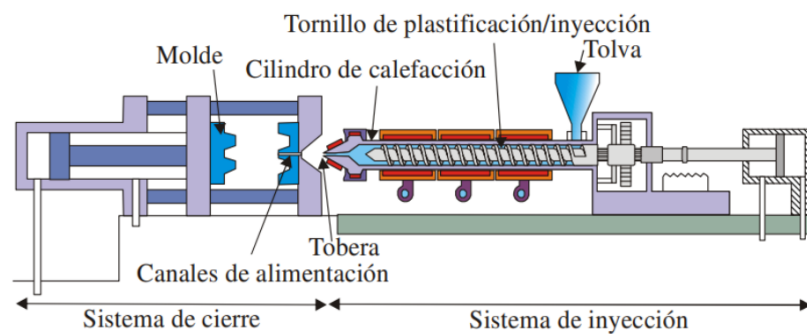
Nota: Proceso de inyección de cera en moldes poliméricos, que pasa por cada fase de una máquina inyectora. (Guayco y Alfredo, 2010).

5.1.3. Máquina de inyección por Husillo

Las máquinas de tornillo aseguran un calentamiento uniforme y una mezcla uniforme del material. En estas máquinas, el material se inyecta desde una cámara de plastificación equipada con un tornillo similar a las máquinas de extrusión. El calentamiento del material se produce en diferentes zonas del tornillo, así como en las extrusoras: el giro del tornillo convierte en calor parte de la energía mecánica generada por el rozamiento, y también contribuyen las paredes calientes del cilindro. . a esto. elevar la temperatura por conducción. (Beltrán Rico y Marcilla Gomis, 2012). En la Figura 5.2 se muestran las partes que conforman una máquina inyectora de tipo husillo.

Figura 5.2

Máquina de inyección de tipo husillo



Nota: Partes que conforman una maquina inyectora de tipo husillo. (Beltrán Rico y Marcilla Gomis, 2012).

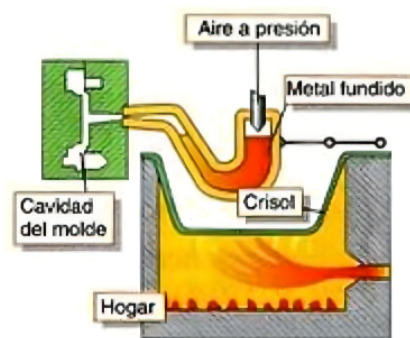
5.1.4. Máquina de inyección por presión de aire

La presión de inyección requerida en la fase de llenado resulta, entre otras cosas, de la velocidad de inyección programada, la viscosidad del material, el espesor, la trayectoria del flujo, etc. La presión de inyección de la fase de llenado debe ser suficiente para alcanzar la velocidad programada y así alcanzar el tiempo de llenado deseado. Entonces, los factores que afectan la presión de inyección son los mismos que afectan la tasa de llenado: (Lerma, 2018)

- Resistencia al flujo del material
- Velocidad de llenado
- Temperatura del fluido inyectado
- Temperatura del molde

Figura 5.3

Inyección por aire comprimido



Nota: Partes que conforman un sistema de inyección por aire comprimido. (BIRTLH, 2020).

En este tipo de máquinas, el material líquido es empujado hacia el molde por aire comprimido o, en casos especiales, por gas comprimido. La cámara de presión en la que entra el aire comprimido se apoya sobre un baño de metal líquido, que es un crisol y se calienta continuamente durante el proceso de fundición. El aire comprimido comprime el material que se inyecta en el molde. La cámara de presión se llena automáticamente después de cada inyección, con la boquilla sumergida debajo de la superficie del baño de metal. (BIRTLH, 2020)

5.1.5. Tipos de Cera

Como sabrás, existen diferentes tipos de ceras alrededor del mundo, las cuales fueron sujetas a estudios con el objetivo de determinar su clasificación, entre ellos se encuentra la clasificación realizada por (QuimiNet, 2011):

5.1.6. Clasificación de los tipos de cera

■ Ceras naturales o vegetales

Este tipo de ceras se encuentran en la naturaleza, por lo que su extracción se basa directamente en:

- Plantas
- Vegetales
- Insectos
- Minerales
- Animales

■ Ceras minerales

Este tipo de ceras es proveniente del petróleo al ser sometido a varias mezclas para lograr una mejor consistencia, ya sea ablandamiento y mejorar el proceso de pulido. Dentro de las ceras de minerales podemos encontrar:

- Ceras de parafina
- Cera microcristalina
- Cera de Barnsdahl
- Cera de ozoquerita
- Cera ceresina
- Cera de Montan

■ Ceras sintéticas

Este tipo de ceras es proveniente de la realización de varias mezclas de sustancias químicas o de las mismas ceras naturales. Aun que cuentan con diferentes propiedades físicas con respecto a las ceras naturales, como lo es la temperatura de fusión o la dureza que está presente, entre las ceras sintéticas tenemos a:

- Cera de ozoquerita
- Cera ceresina
- Ceras de Polietileno

5.1.7. Modelado de Cera

El modelado en cera es una técnica escultórica que se remonta a la antigüedad. A partir de un modelo realizado en cera, obtenemos figuras de metal mediante el proceso de fundición a la cera perdida o microfusión. La naturaleza maleable de la cera y su capacidad para captar hasta el más mínimo detalle en su superficie la convierten en un material expresivo y emocionante

para trabajar, con una amplia gama de procesos y acabados, desde los espontáneos hasta los más detallados y delicados. (Mateu, 2016)

Figura 5.4

Piezas modeladas en cera, mediante moldes de silicona



Nota: Pieza modelada en cera, mediante inyección de cera perdida en moldes de silicona. (Anonimo, 2023).

5.2. Sistemas de alimentación automáticos para procesos de inyección de cera

5.2.1. Teoremas y principios de funcionamiento

■ Factor de Diseño

En el contexto de materiales dúctiles sometidos a cargas repetidas (cíclicas), la falla de estos materiales se produce debido a un proceso conocido como fatiga, según lo indicado por (Mott, 2009). Resulta interesante observar que el nivel de esfuerzo en el que se manifiesta la fatiga es en realidad menor que la resistencia a la cedencia del material en cuestión. La experimentación de materiales bajo cargas repetidas permite la evaluación del esfuerzo en el cual eventualmente ocurrirá la falla. En el caso en que no se dispone de valores de resistencia bajo cargas repetidas del material, el esfuerzo de diseño se calcula con:

$$\text{Esfuerzo de diseño permisible} = \frac{\text{Esfuerzo de ruptura o falla}}{N} \quad (5.1)$$

$$\sigma_{\text{máx,d}} = \frac{S_u}{N}$$

Donde un factor de diseño de $N = 8$, es razonable en condiciones promedio.

En los casos en que se dispone de valores de resistencia bajo cargas repetidas del material, el esfuerzo de diseño se calcula con:

$$\text{Esfuerzo de diseño permisible} = \frac{\text{Resistencia a cargas repetidas}}{N} \quad (5.2)$$

$$\sigma_{\text{máx,d}} = \frac{S_n}{N}$$

Donde S_n es el símbolo de resistencia a cargas repetidas, se recomienda un factor de diseño de $N = 3$ a 4 , según (Juvinall y Marshek, 2005).

- **Esfuerzo Máximo permisible**

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{P}{A} + \frac{M_x \cdot c_z}{I_x} + \frac{M_z \cdot c_x}{I_z} \quad (5.3)$$

- **Ecuación de segundo grado**

$$ax^2 + bx + c = 0 \quad (5.4)$$

- **Formula general de una ecuación de segundo grado**

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (5.5)$$

- **Fórmula ley de la presión de Pascal**

$$P = F/A \quad (5.6)$$

- **Área de un rectángulo**

$$A = b \cdot h \quad (5.7)$$

- **Fórmula de los momentos**

$$M = F \cdot d \quad (5.8)$$

- **Segunda ley de Newton**

La base de la cinética es la segunda ley de Newton, la cual establece que cuando una fuerza desbalanceada actúa en una partícula, esta se acelerará en la dirección de la fuerza con una magnitud que es proporcional a esta. (HIBBELER, 2010) Cuando más de una fuerza actúan en una partícula, la fuerza resultante se determina por medio de

una suma vectorial de todas las fuerzas; es decir, $F_R = \sum F$. En este caso general, la ecuación de movimiento se escribe como:

$$\sum F = ma \quad (5.9)$$

■ **Análisis para vigas estáticamente indeterminadas**

$$1. \frac{d}{dx}V = -W \quad (5.10)$$

$$\int_A^B V dx = \int -W dx$$

$$V_B - V_A = -W \cdot x$$

$$V_B = -W \cdot x + V_A$$

$$2. \frac{d}{dx}M = V(x) \quad (5.11)$$

$$\int_A^B M dx = \int V x dx$$

$$M_B - M_A = -\left(\frac{1}{2}\right)W \cdot x^2 + V_A \cdot x$$

$$M_B = -\left(\frac{1}{2}\right)W \cdot x^2 + R_A \cdot x + M_A$$

$$3. \text{Integramos } M_B \quad (5.12)$$

$$E \cdot I \cdot \theta(x) = -\left(\frac{1}{6}\right)W \cdot x^3 + \left(\frac{1}{2}\right)R_A \cdot x^2 + M_A \cdot x + C_1$$

$$4. \text{Integramos } \theta(x) \quad (5.13)$$

$$E \cdot I \cdot y(x) = -\left(\frac{1}{24}\right)W \cdot x^4 + \left(\frac{1}{6}\right)R_A \cdot x^3 + \left(\frac{1}{2}\right)M_A \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_2$$

■ **Factor de Seguridad**

$$F.S. = \frac{\text{Esfuerzo de ruptura o falla}}{\text{Esfuerzo de diseño permisible}} \quad (5.14)$$

$$F.S. = \frac{S_u}{\sigma_{\text{máx}}}$$

■ **Factor de utilización**

El factor de utilización, también conocido como coeficiente de utilización o factor de seguridad inverso, es una medida utilizada en ingeniería para evaluar la seguridad y la resistencia de una pieza o componente frente a cargas en condiciones normales. Este factor se compara con la unidad (1) para determinar si la pieza puede soportar las cargas aplicadas sin riesgo de falla.

La fórmula general para calcular el factor de utilización en una pieza sometida a diferentes cargas es:

$$\text{F.U.} = \frac{\text{Esfuerzo de diseño permisible}}{\text{Esfuerzo de ruptura o falla}} \quad (5.15)$$

$$\text{F.U.} = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{S_u}$$

El factor de utilización (FU) se compara con la unidad (1) de la siguiente manera:

- Si $\text{FU} < 1$: Indica que la pieza tiene un margen de seguridad y puede soportar las cargas cíclicas sin riesgo de falla.
- Si $\text{FU} = 1$: Indica que la pieza está en el límite de su capacidad y es necesario evaluar más a fondo su diseño y resistencia.
- Si $\text{FU} > 1$: Indica que la pieza no es capaz de soportar las cargas cíclicas y está en riesgo de falla.

El objetivo es que el factor de utilización sea menor que 1 para garantizar la seguridad y la durabilidad de la pieza en condiciones de cargas cíclicas.

■ Estimación del fallo por fatiga

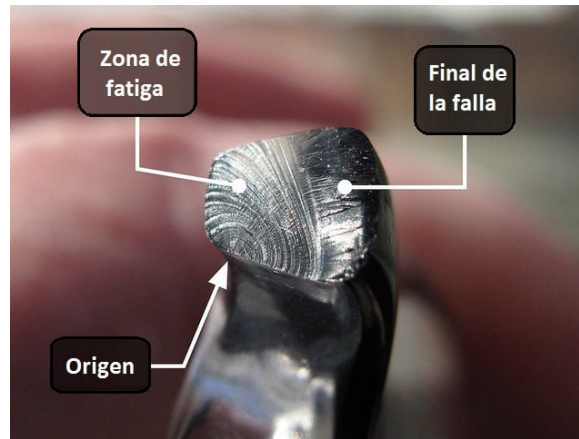
La introducción al análisis de fallo por fatiga en una pieza diseñada es esencial para comprender la resistencia y durabilidad de la estructura. La fatiga, fenómeno crucial en ingeniería, puede llevar a la fractura gradual de materiales bajo cargas cíclicas. Exploraremos conceptos clave de fatiga y su impacto en la integridad estructural, analizando cómo las cargas cíclicas afectan el material a lo largo del tiempo, debilitándolo y conduciendo al fallo, incluso con tensiones aparentemente bajas. Esta introducción sienta las bases para un análisis profundo de cómo las cargas cíclicas pueden afectar la integridad estructural y como decisiones de diseño y materiales influyen en su resistencia a lo largo del tiempo.

Según, (Shigley, Mischke, y Budynas, 2010) para determinar la resistencia de los materiales bajo carga de fatiga, se aplican fuerzas repetidas o variables de una magnitud específica a las muestras durante ciclos de conteo o inversiones de esfuerzo hasta que fallan, como se puede observar en la Figura 5.5. El equipo de ensayos de fatiga más

utilizado es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R.R. Moore.

Figura 5.5

Falla por fatiga en metales sometidos a cargas cíclicas.



Nota: En la Figura 5.5 se observa partes fundamentales del fallo por fatiga (Ingedemy, 2022).

- **El límite de fatiga**

El límite de fatiga (S'_e) se caracteriza como el esfuerzo máximo fluctuante que un material es capaz de resistir durante un número infinito de ciclos de carga (en muchos casos, se considera vida infinita si N , el número de ciclos, es mayor a 10^6). Este parámetro se suele establecer mediante la interpretación de diagramas o curvas S-N específicas del material en cuestión, tal y como se observa en la Figura 5.6. (Galbarro, 2023)

Figura 5.6

Diagrama S-N - Límite de fatiga para aceros.

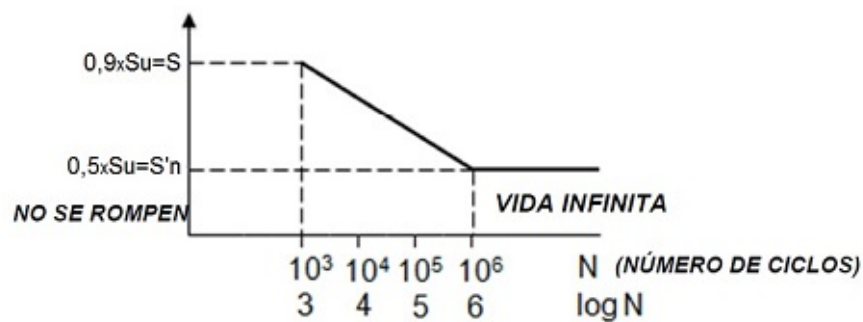


Diagrama S-N para el acero

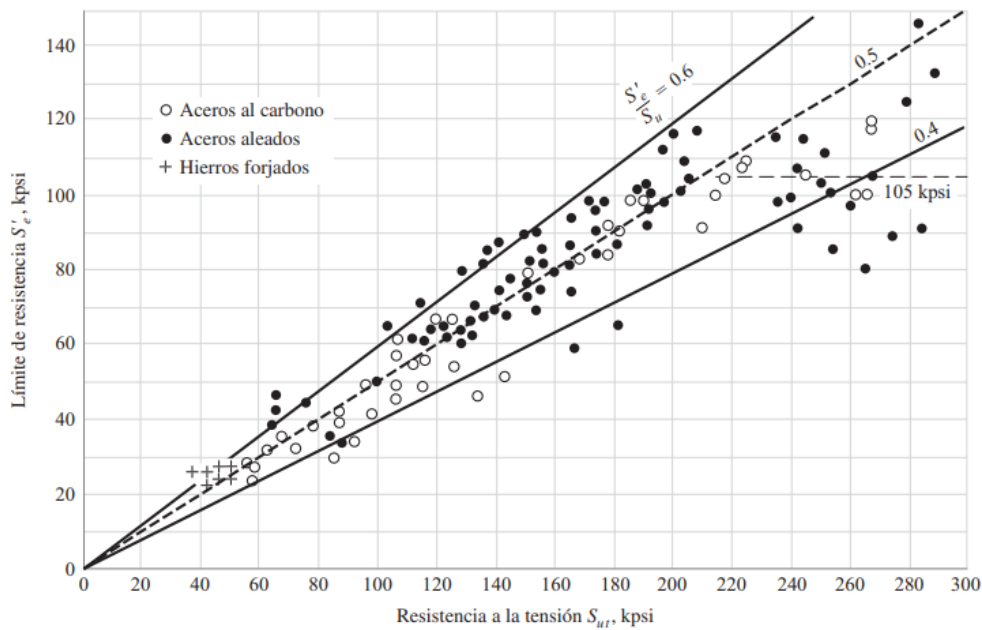
Nota: En la Figura 5.6 se observa el diagrama S-N típico para aceros.

- **Estimación del límite de resistencia a la fatiga S'_e**

Los límites de resistencia a la fatiga se derivan de la Figura 5.7, la cual representa la relación entre los límites de resistencia a la fatiga y las resistencias a la tensión, basada en resultados de ensayos reales de una amplia gama de hierros forjados y aceros aleados. (Shigley y cols., 2010)

Figura 5.7

Límites de resistencia a la fatiga - Contra resistencias a la tensión de hierros y aceros.



Nota: En la Figura 5.7 se observa los límites de resistencia a la fatiga contra resistencias a la tensión de hierros y aceros.

Cuando se trata de aceros, al simplificar la observación de la Figura 5.7, se llevará a cabo una estimación del límite de resistencia, el cual se calculará como:

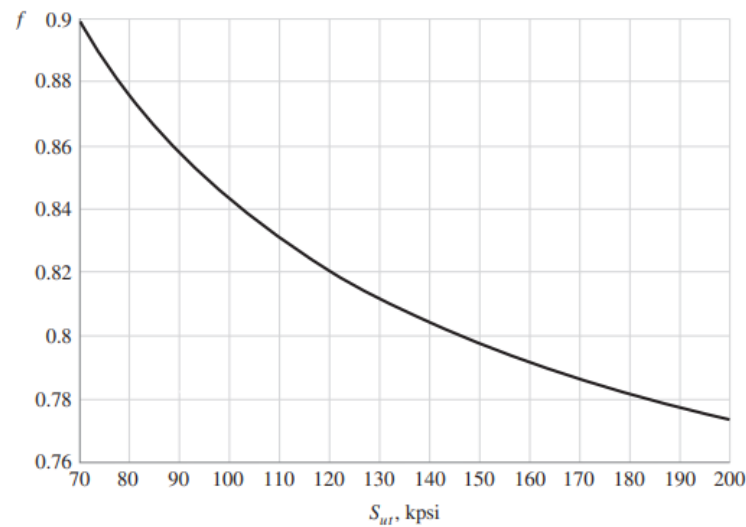
$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ ksi (1400MPa)} \\ 100 \text{ ksi} & S_{ut} > 200 \text{ ksi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (5.16)$$

- **Fracción de resistencia a la fatiga**

Sin embargo, a menos que haya datos disponibles, se recomienda usar el valor de f que se encuentra en la Figura 5.8.

Figura 5.8

Fracción de resistencia a la fatiga - Contra resistencias a la tensión del material utilizado.



Nota: En la Figura 5.8 se observa la fracción de resistencia a la fatiga contra resistencias a la tensión de hierros y aceros.

Una vez determinado el valor de f se calcula las constantes de a_f y b_f , las cuales se calculan de la siguiente manera.

$$a_f = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (5.17)$$

$$b_f = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (5.18)$$

- **Resistencia a la fatiga para un ciclo establecido**

Calculamos la resistencia a la fatiga para un ciclo de 10^6 , basándonos en el análisis realizado para establecer el límite de fatiga sin llegar al fallo, como se muestra en la Figura 5.6.

$$S'_f = a_f \cdot (N_c)^{b_f} \quad (5.19)$$

Determinamos si existe un fallo por fatiga de la siguiente manera.

$$F_F = \begin{cases} \text{No existe fallo por fatiga} & \sigma_{\text{máx}} < S'_f \\ \text{Existe fallo por fatiga} & \sigma_{\text{máx}} > S'_f \end{cases} \quad (5.20)$$

■ **Coefficientes de fricción**

Es fundamental destacar que los coeficientes de fricción, siendo valores adimensionales, se encuentran estrechamente vinculados a las propiedades específicas de las superficies en contacto, junto con otros elementos como la rugosidad superficial, la presión ejercida en el contacto y el grado de lubricación presente. Es esencial comprender que existen notables diferencias entre el coeficiente de fricción estática y el coeficiente de fricción dinámica. Ambos coeficientes son indicativos de la resistencia al movimiento relativo entre dos superficies de contacto, pero encuentran su aplicación en contextos distintos.

El coeficiente de fricción estática se relaciona con el umbral de fuerza necesario para iniciar el movimiento entre dos superficies que están en reposo. Este coeficiente es especialmente crucial en situaciones donde se requiere vencer la resistencia inicial y superar la inmovilidad de las superficies en contacto. Por otro lado, el coeficiente de fricción dinámica entra en juego una vez que las superficies ya están en movimiento relativo. Este valor suele ser ligeramente menor que el coeficiente de fricción estática debido a que, una vez iniciado el movimiento, las asperezas y deformaciones microscópicas de las superficies se acomodan en una posición que permite un deslizamiento más fluido.

- **Estático (μ_s)**

El coeficiente de fricción estática (μ_s) se refiere a la fuerza de fricción que debe superarse para iniciar el movimiento entre dos superficies en reposo relativo. En otras palabras, es la fuerza requerida para vencer la resistencia estática y mover el objeto. El coeficiente de fricción estática suele ser mayor que el coeficiente de fricción dinámica.

- **Dinámico (μ_k)**

El coeficiente de fricción dinámica o también llamado coeficiente de fricción cinética (μ_k) se aplica cuando las superficies están en movimiento relativo. Representa la resistencia constante al deslizamiento o movimiento relativo entre superficies. El coeficiente de rozamiento dinámico suele ser inferior al coeficiente de rozamiento estático.

En resumen, el coeficiente de fricción estático se refiere a la resistencia al inicio del movimiento, mientras que el coeficiente de fricción dinámico se refiere a la resistencia continua al deslizamiento mientras las superficies se mueven.

- **Tabla de coeficientes de fricción**

En el ámbito de la joyería se acostumbra utilizar moldes de silicona para la inyección de la cera dentro de los mismos, por lo que se tomara en cuenta los coeficientes de fricción entre silicona-silicona y silicona-acero. (VFísica, 2013)

Tabla 5.1*Tabla de coeficientes de fricción estática y dinámica.*

COEFICIENTES DE FRICCIÓN		
Materiales en contacto	Coefficiente de fricción estático	Coefficiente de fricción dinámica
Acero - Acero	0.74	0.57
Aluminio - Acero	0.61	0.47
Cobre - Acero	0.53	0.36
Latón - Acero	0.51	0.44
Acero - UHMW	0.25	0.15
Acero - Caucho	0.3	0.25
Caucho - Concreto	1.0	0.8
Teflón - Teflón	0.04	0.04
Caucho - Caucho	0.5	0.43
Cuero - Acero	0.56	0.5
Teflón - Acero	0.04	0.04

Nota: En la tabla 5.1 se puede observar una recopilación de los coeficientes de fricción.

5.2.2. Diseño mecánico

El diseño mecánico ha jugado un papel de liderazgo en el desarrollo de la tecnología. Solo así se pueden desarrollar adecuadamente componentes y sistemas como sillas, máquinas, herramientas, electrodomésticos, puentes, edificios, automóviles y naves espaciales. Gracias a los conocimientos de ingeniería mecánica, podemos predecir el comportamiento de estructuras y máquinas con cierta precisión y diseñarlas para que tengan el comportamiento requerido. (Vanegas Useche, 2018)

5.2.3. Tipos de procesos de inyección

En relación con esta técnica, se pueden destacar los siguientes aspectos según (Interempresas, 2009):

- Inyección dentro de un molde de expansión (rebaba vertical).
- Inyección contra presión en la cavidad.
- Inyección dentro de la cavidad con capas aislantes.

- Inyección de un agente de expansión en una masa no expandida.

5.2.4. Capacidad de inyección

Al iniciar el diseño del molde, es necesario conocer la geometría y el peso de la pieza, con base en esta información, es necesario calcular la fuerza de cierre y la cantidad de cuerpo del molde que se necesita en la máquina de moldeo por inyección. Definir estos parámetros iniciales es muy importante para saber si la máquina de inyección que tenemos cumple con los requisitos del molde diseñado. (Guayco y Alfredo, 2010)

5.2.5. Principios termodinámicos esenciales para su funcionamiento.

El diseño de un sistema de alimentación y extracción de moldes de silicona para su aplicación en la industria de la joyería se basa en una comprensión profunda de los principios termodinámicos esenciales para su funcionamiento eficiente y efectivo. (Frenkler y Zawistowski, 2001)

- Uno de los aspectos cruciales es garantizar una *temperatura adecuada en la punta del torpedo*, que es el componente responsable de inyectar el material en los moldes de silicona. Una temperatura óptima en esta área es vital para asegurar que el material fluya correctamente y llene los moldes de manera uniforme, evitando posibles defectos en las piezas finales. Esta consideración subraya la importancia de un control preciso de la temperatura durante todo el proceso. (Hajet Tool Corporation, 2010), Da como datos generales los valores que se indican a continuación en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2

Principios termodinámicos - Temperatura en la punta del torpedo.

TEMPERATURA ADECUADA - PUNTA DEL TORPEDO	
Temperatura óptima en la punta del torpedo	180 [°C]
Material del torpedo	Acero inoxidable de alta conductividad térmica
Potencia del sistema de calentamiento	800 [W]

Nota: En la tabla 5.2 se puede observar una recopilación de la temperatura adecuada en la punta del torpedo.

- Un segundo principio termodinámico es el *calentamiento rápido del material*. La velocidad a la que el material se funde y se calienta para su inyección puede influir

significativamente en la calidad del producto final y en la eficiencia del proceso. Un calentamiento rápido reduce los tiempos de ciclo y permite una producción más rápida, lo que a su vez puede tener un impacto positivo en la productividad general del sistema, se resume dichas características en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3

Principios termodinámicos - Calentamiento del material

CALENTAMIENTO DEL MATERIAL	
Tiempo de calentamiento desde temperatura ambiente hasta 180 [°C]	15 [s]
Potencia del sistema de calentamiento	1.5 [kW]
Sistema de calentamiento	Niquelinas
Material del contenedor del material a inyectar	Aluminio
Eficiencia del sistema de calentamiento	90 %

Nota: En la tabla 5.3 se puede observar una recopilación de datos para el calentamiento del material.

- Además, es esencial abordar las *pérdidas térmicas* que pueden ocurrir durante el proceso de inyección. Las pérdidas térmicas pueden afectar la consistencia de la temperatura en el sistema, lo que a su vez puede influir en la calidad y las propiedades del producto final. Para compensar estas pérdidas, se pueden aplicar estrategias como el aislamiento térmico o el monitoreo constante de la temperatura para asegurar que se mantenga dentro de los parámetros óptimos.

En resumen, los principios termodinámicos que guían el diseño de un sistema de alimentación y extracción de moldes de silicona para la joyería tienen como objetivo principal asegurar una temperatura adecuada en la punta del torpedo, lograr un calentamiento rápido y abordar eficazmente las pérdidas térmicas. Estos elementos son fundamentales para garantizar la calidad, la eficiencia y la consistencia en la producción de piezas de joyería mediante este proceso.

5.2.6. Software CAD

El software CAD es esencial en el diseño del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona en la industria joyera. Herramientas como SolidWorks, AutoCAD y ANSYS permiten modelar y analizar detalladamente cada componente, optimizando dimensiones y resolviendo problemas antes de la construcción. Además, facilita la simulación de principios mecánicos cruciales, como medidas adecuadas, análisis de cargas y

estudio de movimientos. Esto garantiza la eficiencia y funcionalidad del sistema antes de su implementación en la producción, proporcionando una solución tecnológica precisa y rentable para mejorar los procesos de fabricación en la industria joyera. (Autodesk, 2023)

5.2.7. Ergonomía

La ergonomía de las herramientas manuales y las máquinas evita posibles riesgos para la salud de los contratistas industriales. De esta forma, se pueden evitar lesiones y estrés excesivo mediante el uso correcto de las herramientas. La ergonomía se encarga de aprender y planificar las condiciones de trabajo. Por lo tanto, puede usar métodos simples para cambiar las tareas y herramientas diarias para adaptarse a su estado físico y mental. Arsam (2019)

- Aplicado en el sistema propuesto

La ergonomía desempeña un papel crucial en el diseño del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona, en donde se busca crear un entorno de trabajo eficiente y seguro para los operadores y técnicos que interactúan con el sistema. Para lograrlo, se consideran varios aspectos ergonómicos en el diseño como:

- Diseño de la interfaz para el usuario
- Altura y posición de trabajo
- Iluminación
- Espacio de trabajo
- Reducción de ruidos y vibraciones
- Capacitación y formación

5.2.8. Método de elementos finitos

Es un método numérico general para aproximar las soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy complejas utilizadas en varios problemas de ingeniería y física. FEM se utiliza en el diseño y mejora de productos y aplicaciones industriales, y en la simulación de sistemas físicos complejos. El número de tareas a las que se puede aplicar ha crecido enormemente, el principal requisito es que se conozcan de antemano las ecuaciones constitutivas y las ecuaciones de evolución temporal de la tarea. (Zienkiewicz, 1981)

La aplicación en el tema de diseño del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona en la industria joyera se relaciona directamente con los conceptos presentados. En este proyecto, el sistema se descompone en elementos discretos, denominados elementos finitos, que representan componentes clave como los mecanismos de alimentación y extracción. Estos elementos finitos tienen nodos característicos que definen su comportamiento, y la solución del sistema se logra a través de ensamblajes de estos elementos. Se emplean técnicas de elementos finitos para analizar y optimizar la distribución de cargas en los puntos

críticos, como el perfil de sujeción que se muestra en la Figura 6.21. Esta metodología discreta y basada en nodos se refleja en la definición de cómo las incógnitas en el diseño del sistema de alimentación y extracción se traducen en valores prácticos en los nodos. El uso de elementos finitos en el análisis estático del sistema asegura una representación precisa de las propiedades y comportamientos, lo que se alinea con el enfoque de modelado y optimización en el diseño del sistema automático para mejorar la producción en la industria joyera.

5.3. Indicadores financieros

Una empresa puede depender de dos fuentes principales de financiamiento para financiar sus necesidades de capital: deuda y capital. La deuda es el capital de terceros (principalmente proveedores e instituciones financieras) y el patrimonio es la parte de los inversionistas, accionistas o socios de la empresa. Ambos recursos tienen un costo para la empresa que se puede expresar en términos de una tasa de interés (Amat, 2000).

Como indicadores más trabajados en la actualidad por las empresas se destacan entre:

- Valor Actual Neto (VAN)

El Valor Actual Neto (VAN) es un criterio esencial en la evaluación de inversiones y proyectos. Representa la diferencia entre el valor actual de los flujos de efectivo entrantes y salientes generados por un proyecto a lo largo de su vida útil. La finalidad del VAN es determinar si una inversión es rentable al comparar los ingresos generados con los costos involucrados, tomando en cuenta el valor temporal del dinero mediante la tasa de descuento. (Morales, 2014)

La fórmula general del VAN se expresa como:

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} - I \quad (5.21)$$

Donde:

F_t : es el flujo neto de efectivo en el periodo, t .

k : es la tasa de descuento, que refleja el costo de capital o la tasa mínima de rendimiento requerida.

n : es el número total de periodos.

t : es el período de tiempo en el que se encuentra cada flujo de efectivo empezando desde la unidad hasta n .

I : es la inversión inicial.

$$VAN = -I + \frac{F_1}{(1+k)^1} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n}$$

Un VAN positivo indica que el proyecto es rentable, ya que los ingresos exceden los costos y se genera un retorno financiero. Por otro lado, un VAN negativo indica que la inversión no es favorable.

- Tasa Interna de Retorno (TIR)

La Tasa Interna de Retorno (TIR) es un indicador financiero que representa el rendimiento porcentual que una inversión proporciona a lo largo de su período de vida. En esencia, la TIR es el porcentaje de ganancia o pérdida que se espera obtener de una inversión en función de los flujos de efectivo futuros que generará. Es una medida crucial para evaluar la rentabilidad de una inversión, ya que indica la tasa de interés a la que los flujos de efectivo futuros deben ser descontados para igualar la inversión inicial. (DELSOL, 2020)

La TIR se calcula mediante la resolución de la ecuación que iguala el valor presente neto (VPN) a cero. En otras palabras, se busca la tasa de descuento que hace que el valor presente de los flujos de efectivo futuros sea igual a la inversión inicial. Matemáticamente, esto se expresa como:

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} - I = 0 \quad (5.22)$$

$$0 = -I + \frac{F1}{(1 + TIR)^1} + \frac{F2}{(1 + TIR)^2} + \dots + \frac{Fn}{(1 + TIR)^n}$$

Resolver esta ecuación por el valor de TIR puede requerir métodos numéricos o el uso de software financiero. Una vez calculada la TIR, se compara con la tasa mínima de rendimiento aceptable (TMAR) para determinar si la inversión es favorable. Si la TIR es mayor que la TMAR, se considera una inversión viable.

En el contexto del proyecto del sistema de alimentación y extracción de cera, calcular la TIR permitirá evaluar si la inversión en este proyecto es rentable en términos de la ganancia porcentual que se espera obtener a lo largo del tiempo.

6. Marco metodológico

El proyecto de titulación estará estructurado con la siguiente metodología.

6.1. Metodología de la Investigación

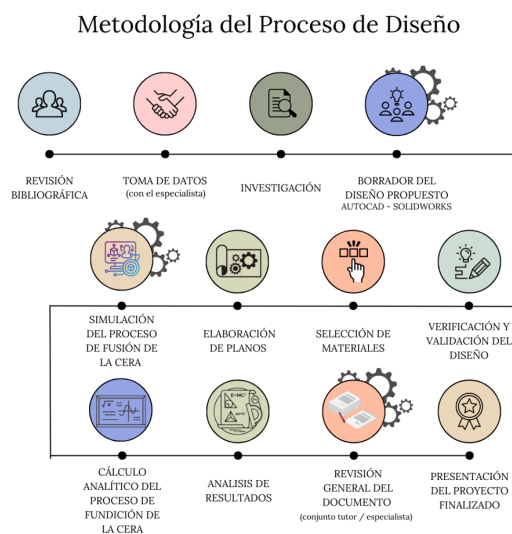
Este proyecto de titulación se establecerá mediante un enfoque cuantitativo, debido a que se fundamenta en dimensionado ya establecido por la máquina que actualmente manejan en la empresa, y por el cálculo numérico que se realizará para el estudio del sistema automático. Como también es de tipo aplicado a la realidad debido a que el estudio se realizara para una posible aplicación física, por lo que requiere de un análisis de indicadores financieros, así como el alcance que tendrá la misma en cuanto a la industria manufacturera.

6.2. Metodología del proceso

En este apartado se describirá de manera sistemática como se pretende realizar el anteproyecto, como se muestra en la siguiente Figura 6.1.

Figura 6.1

Metodología del proceso de diseño



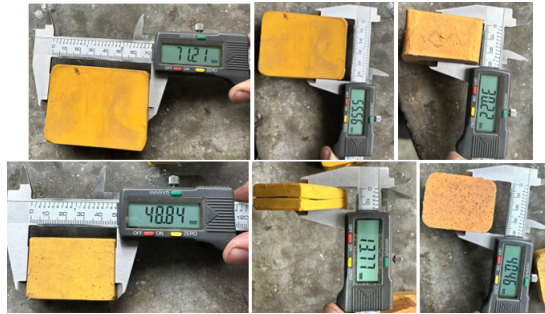
Nota: En la Figura 6.1 se puede observar la metodología que se seguirá para el proceso del desarrollo del proyecto de titulación.

- **Tamaños de los moldes**

Para el levantamiento de estos datos se optó por tomar las medidas de los diferentes moldes de silicona a utilizar, y realizar el diseño de un molde con las medidas más grandes y más pequeñas para que el sistema este apto para todo tipo de molde.

Figura 6.3

Consideración de las medidas de los diferentes moldes de silicona a utilizar.



Nota: En la Figura 6.3 se puede observar unas imágenes referentes al levantamiento de la información de los moldes de silicona.

Una vez realizado el levantamiento de información en cuanto a medidas de los moldes de silicona, se llegó a la conclusión de que las medidas que limitaran el diseño son las siguientes:

Figura 6.4

Consideración de las tres dimensiones limitantes del diseño en cuanto a moldes de silicona.



Nota: Se determina que las tres dimensiones que limitan el diseño por ser las más grandes son las que se muestran en la figura 6.4.

- **Longitudinal**

En cuanto a la medida de longitud o profundidad, optamos por tomar 80 [mm], para el diseño.

- **Ancho**

En cuanto a la medida de ancho, optamos por tomar 65 [mm], como limitante para el diseño.

- **Alto**

En cuanto a la medida de la altura, optamos por tomar 30 [mm], como limitante para el diseño, basándonos en el actual diseño que se maneja el sistema de inyección.

- **Presión de abrazadera - fuerza ejercida para la sujeción de los moldes**

Según (Yasui Co, Ltd, 2010), en el proceso de inyección de cera en la joyería artesanal, los moldes de silicona se someten a una presión que varía entre 30 y 235 kPa. Esta presión se aplica para evitar la fuga de la cera inyectada en el molde. La Tabla 6.1 detalla los valores de la presión aplicada sobre los moldes en el proceso de inyección de la cera, estos están relacionados con los parámetros establecidos por la experiencia de los obreros de la empresa, dichos valores son esenciales para garantizar una inyección precisa y de alta calidad.

Tabla 6.1

Criterio de aplicación - Presión de abrazadera.

VALORES DE PARÁMETROS PREAJUSTADOS DE FABRICA							
PRESS 1	PRESS 2	TIME	CLAMP	HOLD	FORWARD	HOLD	FORWARD
Presión primaria de inyección de cera	Presión secundaria de inyección de cera	Hora de inicio de la presión secundaria	Presión de la abrazadera del molde	Tiempo de retención del molde despues de la inyección	Presión de avance del molde	Tiempo de vacío de d-vwi	Tiempo de inyección de D-VEI
0	50 kPa	50 kPa	0.0 sec	80 kPa	0 sec	70 kPa	1 sec
1	60 kPa	60 kPa	0.2 sec	100 kPa	1 sec	80 kPa	2 sec
2	70 kPa	70 kPa	0.4 sec	105 kPa	2 sec	90 kPa	3 sec
3	80 kPa	80 kPa	0.6 sec	110 kPa	3 sec	100 kPa	4 sec
4	90 kPa	90 kPa	0.8 sec	115 kPa	4 sec	105 kPa	5 sec
5	100 kPa	100 kPa	1.0 sec	120 kPa	5 sec	110 kPa	10 sec
6	110 kPa	110 kPa	1.2 sec	125 kPa	10 sec	115 kPa	20 sec
7	120 kPa	120 kPa	1.4 sec	130 kPa	15 sec	120 kPa	30 sec
8	130 kPa	130 kPa	1.6 sec	140 kPa	20 sec	130 kPa	40 sec
9	140 kPa	140 kPa	1.8 sec	150 kPa	30 sec	140 kPa	50 sec

Nota: En la tabla 6.1 se puede observar los parámetros preajustados que vienen desde la fábrica.

Como se puede observar, según el fabricante, la capacidad máxima de presión que se puede ejercer sobre la abrazadera de los moldes es de 235 [kPa], enfatizando en la Tabla

6.1 la aplicación de presiones sobre el molde es de hasta una presión de 150 [kPa]. Por lo que para el diseño del sistema a implementar se considerara una presión intermedia entre el máximo establecido por el fabricante de la máquina de inyección de cera y el máximo establecido por la tabla, ya que esta está en función de los parámetros de aplicación.

- Determinación de un valor intermedio

Aquí se determinará un valor intermedio entre las presiones máximas impuestas por el fabricante y la presión máxima impuesta por la aplicación y la experiencia en el proceso de inyección de la cera dentro del molde de silicona, tomando los valores que se muestran a continuación para el análisis.

$$P_f = 235 \text{ kPa} \qquad P_a = 150 \text{ kPa}$$

$$P_T = \frac{P_f + P_a}{2}$$

$$P_T = \frac{235 \text{ kPa} + 150 \text{ kPa}}{2}$$

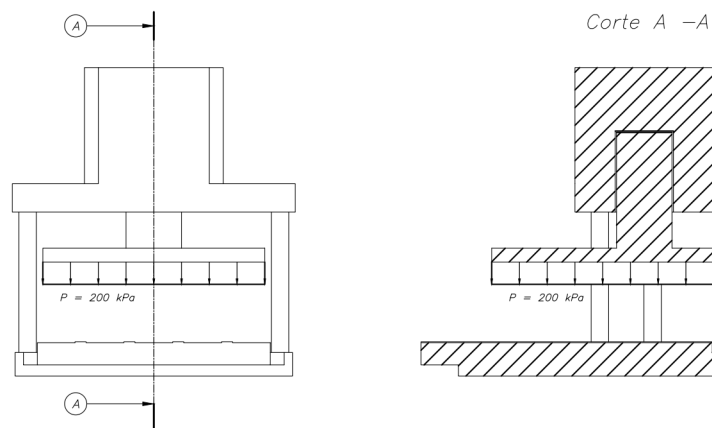
$$P_T = 192.5 \text{ kPa}$$

$$P_T \approx 200 \text{ kPa}$$

Realizando el cálculo para determinar una presión intermedia se obtuvo un resultado, el cual se observa en la Figura **6.5**.

Figura 6.5

Consideración de la presión ejercida sobre los moldes de silicona para el diseño del sistema.



Nota: Se determina la presión de diseño como se muestran en la Figura **6.5**.

- **Tiempo de ingreso de los moldes**

Los moldes están colocados en posición para inyectar en un intervalo de tiempo de 20 a 25 [s] por molde, dependiendo de la rapidez con la que el operario realice el proceso.

Se presenta una tabla resumen con los datos obtenidos después del estudio de campo que se realiza en la empresa, dando como resultado los valores visualizados en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2

Tabla resumen de las condiciones de diseño.

CONDICIONES DE DISEÑO		
Medidas del sistema actual	92 x 100 x 70,7	[mm]
Tamaño de los moldes limitantes	80 x 65 x 30	[mm]
Presión ejercida para la sujeción de los moldes	200	[kPa]
Tiempo de ingreso/inyección de los moldes	20 - 25	[s]

Nota: En la tabla 6.2 se puede observar una recopilación de las condiciones para el diseño.

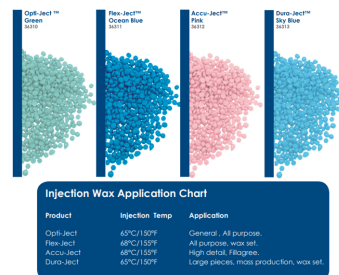
6.3.1.2. Condiciones operacionales

- **Temperatura de la fundición de la cera**

Con bases en el estudio realizado y la ficha técnica de la cera que en la empresa se utiliza, se determina que la cera utilizada tiene como nombre (Opti-Ject, Green-36310) esta tiene su punto de fundición a los 65°C equivalente a 150°F con una equivalencia a 338.15K.

Figura 6.6

Consideración de la ficha técnica de las diferentes ceras.



Nota: En la Figura 6.6 se puede observar los diferentes tipos de cera conjunto con su ficha técnica que se puede encontrar en el mercado.

- **Presión de aire de la máquina**

La máquina ejerce una presión de aire desde los 0 [MPa], hasta los 0.2 [MPa].

Figura 6.7

Presión de aire ejercida para la inyección de la cera fundida en los moldes de silicona



Nota: En la Figura 6.7 se puede observar la maquina de forma general con sus manómetros. (Hajet Tool Corporation, 2010)

- **Velocidad de inyección**

La velocidad de inyección en el proceso está estrechamente relacionada con dos factores cruciales: la temperatura y la presión en el depósito de fundición de la cera. Esta relación directamente proporcional implica que un aumento en la temperatura del depósito resultará en una mayor velocidad de inyección, mientras que una disminución en la temperatura tendrá el efecto contrario.

- **Volumen de cera inyectado**

El volumen máximo y mínimo que se puede inyectar en moldes de silicona puede variar dependiendo del diseño específico del molde, las características del material utilizado y las condiciones de inyección. Sin embargo, en términos generales, en la industria de la joyería artesanal, los volúmenes suelen oscilar dentro de ciertos rangos aproximados. El volumen de cera inyectado dentro de los moldes variará en función de la pieza que este por inyectar, siendo 10 cm³ el mayor valor en cuanto a volumen se refiere.

- **Piezas producidas por hora**

De acuerdo con el análisis efectuado en Joyería Montero, se ha constatado que en un lapso de 1 hora se elaboran aproximadamente 100 piezas modeladas en cera. Esta tasa de producción sugiere una eficiente operación y destaca la capacidad del proceso de fabricación para generar un flujo constante de elementos moldeados en cera en el transcurso de un periodo temporal determinado.

Se ha elaborado una tabla de resumen que recopila los datos derivados del estudio de campo realizado en la empresa. Los valores obtenidos y presentados en la Tabla **6.3** reflejan los resultados de esta investigación en Joyería Montero.

Tabla 6.3

Tabla resumen de las condiciones operacionales.

CONDICIONES OPERACIONALES		
Temperatura de fundición de la cera	65 - 68	[°C]
Presión de aire de la máquina	0 - 0,2	[MPa]
Piezas producidas por hora	100	[p/h]
Capacidad de la cera	30	[kg]
Tiempo perdido en ingreso y salida de los moldes	5 - 15	[s]

Nota: En la tabla **6.3** se puede observar una recopilación de las condiciones para el diseño.

6.3.1.3. Alternativas para el diseño del sistema de alimentación

■ Modelo de tipo vertical u Horizontal

En el mercado se puede encontrar diferentes modelos, entre ellos los sistemas de alimentación de tipo horizontal y vertical, como se muestra en la Figura **6.8**.

Figura 6.8

Distintos sistemas de alimentación tanto horizontal como vertical.



Nota: En la Figura **6.8** se puede observar las diferentes máquinas con distintos sistemas de alimentación y extracción de moldes de silicona.

Luego de realizar un exhaustivo análisis de mercado y una evaluación detallada de la funcionalidad de ambos sistemas, se procedió a determinar el modelo óptimo a través

de una tabla de discriminación, la cual se muestra a continuación.

Tabla 6.4

Tabla de discriminación de los dos sistemas de alimentación y extracción de moldes.

TABLA DE DISCRIMINACIÓN			
Aspectos	Ponderación	Horizontal (Bandas y Pistones)	Vertical (Actuadores)
Técnicos	60	31	50
Factibilidad de construcción	25	15	21
Espacio que ocupara	5	2	4
Consumo energético	10	5	8
Fácil mantenimiento	20	9	17
Operacional	40	17	33
Seguridad	10	4	8
Ergonomía	10	5	8
Costos	20	8	17
Total	100	48	83

Nota: En la tabla 6.4 se puede observar la tabla de discriminación que se realizó analizando los diferentes factores de diseño tanto técnico como operacional.

■ **Fijación del soporte para pistón vertical**

En el equipo actualmente existen un par de piezas que serán reemplazadas y unas piezas que serán implementadas como se mostrará en los siguientes puntos.

- Existen 4 pilares verticales que sirven para fijar el soporte del pistón vertical, (se puede apreciar de mejor manera en la Figura 6.2), el cual se encarga de ejercer una presión sobre los moldes del sistema con el fin de sellar por completo el mismo, evitando fugas de cera al momento en el que se produzca la inyección.
- Existen piezas mecánicas que se implementaran para este nuevo sistema, los cuales se podrán observar en el boceto que se presentara en el **Anexo C**.

6.3.2. Propuesta del diseño mediante elementos finitos de un sistema automático de alimentación mediante el uso de software de ingeniería para garantizar una posterior construcción del dispositivo.

Como enfoque de diseño, hemos decidido implementar las modificaciones previamente discutidas en la sección anterior, donde se presenta el esbozo contenido en el **Anexo C**

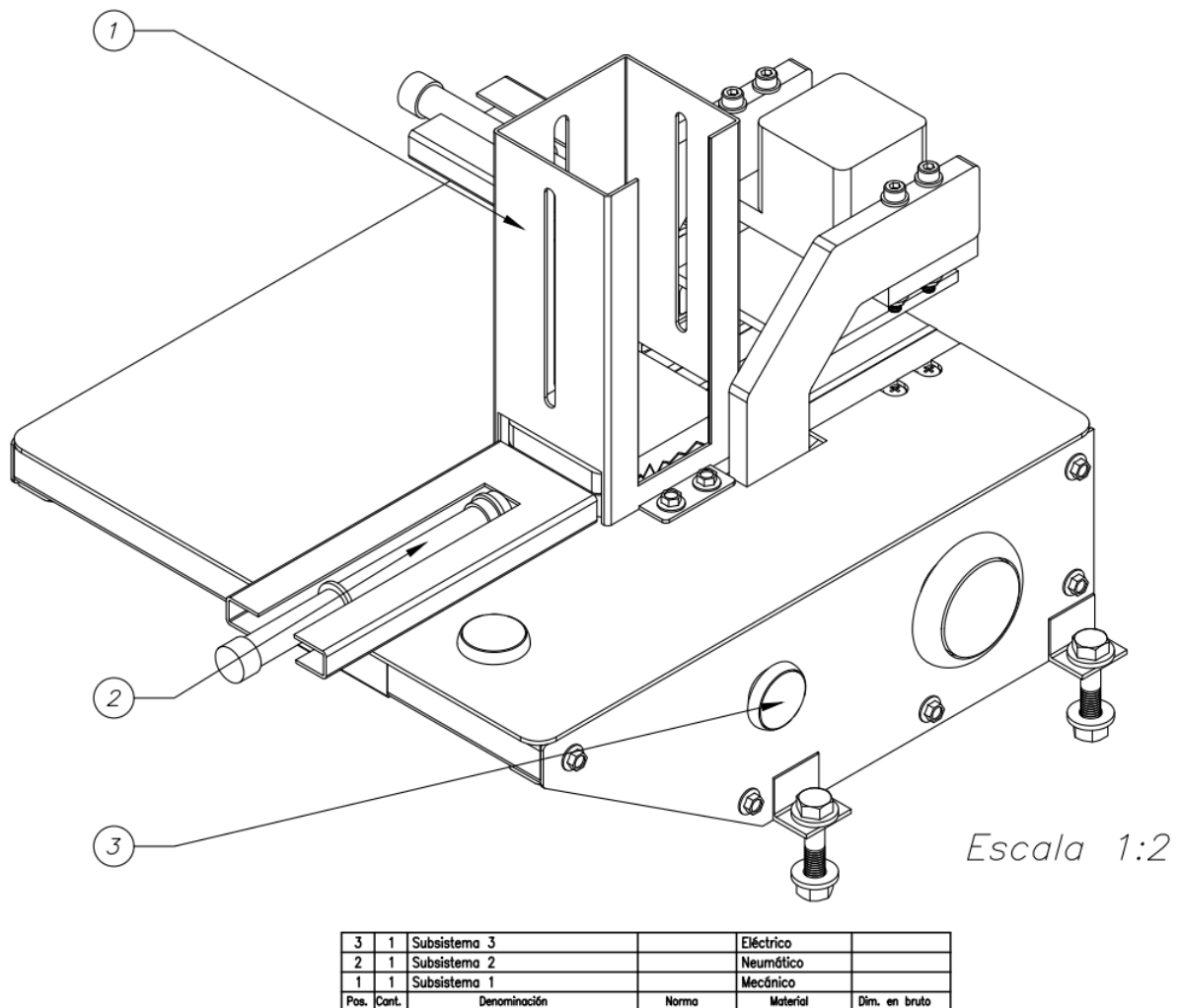
con las modificaciones aplicadas. Tras estas adaptaciones, avanzamos con la creación de los subsistemas, y una vez que estos estén debidamente definidos, procederemos a realizar los cálculos requeridos para seleccionar los componentes más adecuados que se ajusten a la propuesta de solución.

6.3.2.1. Componentes del sistema

En este apartado, se presentan los tres componentes que conforman la solución propuesta para abordar el problema. Estos elementos son claramente ilustrados en la Figura 6.9.

Figura 6.9

Diseño de concepto.



Nota: En la Figura 6.9 se puede observar los diferentes subsistemas de la propuesta de diseño, también se la puede visualizar en el (**Anexo D**).

Tal como se visualiza en la Figura 6.9 titulada "*Diseño de Concepto*", el sistema de alimentación y extracción de moldes destinado a la aplicación en la industria joyera se

encuentra dividido en tres componentes fundamentales. Estos elementos son:

- 1. Mecánico**
- 2. Neumático**
- 3. Eléctrico**

Después de identificar los componentes que conforman la propuesta de diseño, se procede a un análisis detallado de cada uno de ellos. Este análisis incluye la realización de cálculos cuando sea necesario, así como la selección de materiales y equipos pertinentes. Estos pasos marcan el camino hacia el siguiente punto, diseño de los componentes del sistema.

6.3.2.2. Diseño de componentes del sistema

En el siguiente apartado, se procederá a una descripción exhaustiva de cada componente que integra el sistema mecánico propuesto. Para ello, se llevará a cabo el cálculo preciso y necesario para la determinación óptima de las especificaciones de estos elementos.

Asimismo, se empleará un análisis minucioso para la eventual selección de materiales adecuados en aquellos casos donde sea necesario, garantizando así la funcionalidad y durabilidad del sistema. Esta fase de desglose y evaluación detallada permitirá obtener una visión clara y completa de cada componente, asegurando que cada uno esté diseñado con precisión para cumplir con los requisitos de funcionalidad, del sistema de alimentación y extracción de moldes.

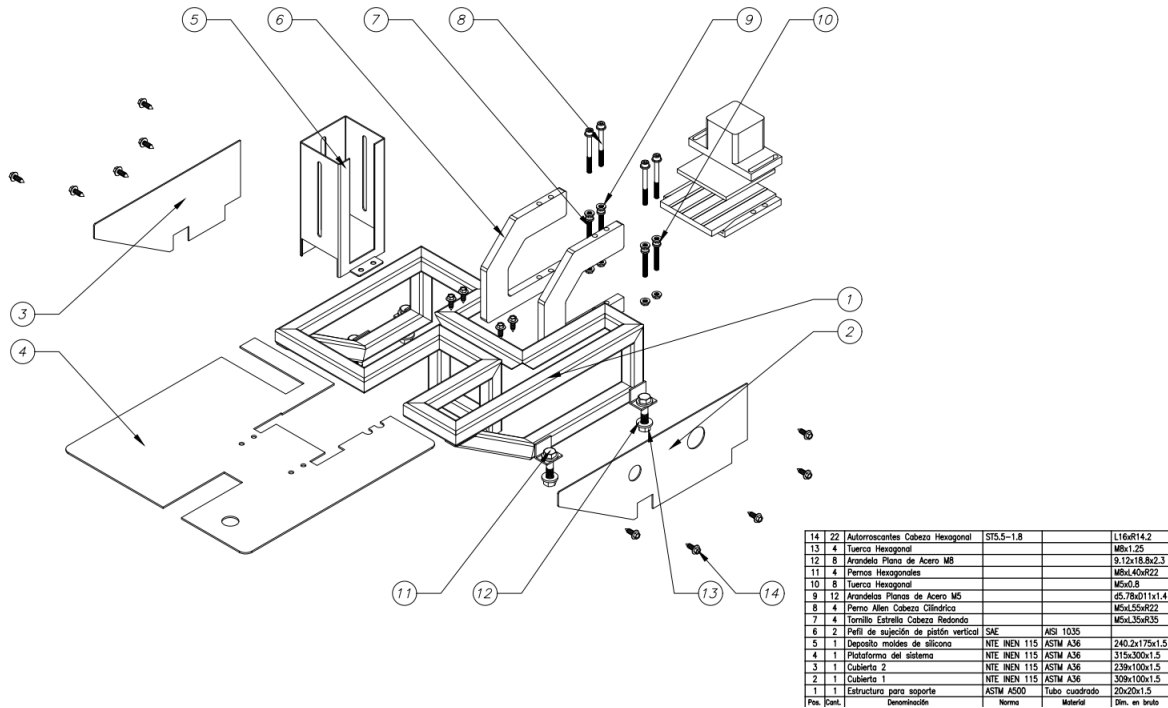
■ Componentes del sistema mecánico

La Figura **6.10** ilustra los sub-subsistemas que componen el subsistema mecánico. Sin embargo, es importante resaltar que, en esta investigación, no se abordarán los componentes que están previamente integrados en la máquina de inyección de cera que se está considerando en este proyecto.

El análisis se enfocará en los restantes sub-subsistemas, que requieren una evaluación más exhaustiva para el diseño y desarrollo del sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes de silicona, haciendo referencia a los elementos que se encuentran enumerados, los cuales se pueden observar a continuación.

Figura 6.10

Subsistema mecánico.



Nota: En la Figura 6.10 se puede observar los diferentes subsistemas mecánicos de la propuesta de diseño.

Este plano se lo encuentra también en el apartado del **Anexo D**, con mucho más detalle y a una mejor escala.

En este análisis detallado del subsistema mecánico, es relevante resaltar que el elemento focal de estudio y cálculo es el componente 6. Esto se debe a que estará sometido a diversas cargas, como se detallará en su análisis correspondiente. Por otro lado, los demás elementos no requerirán un estudio detallado, ya que las cargas que soportan no generan un impacto significativo en su integridad. El análisis de los componentes empieza por el número 1 como se muestra a continuación.

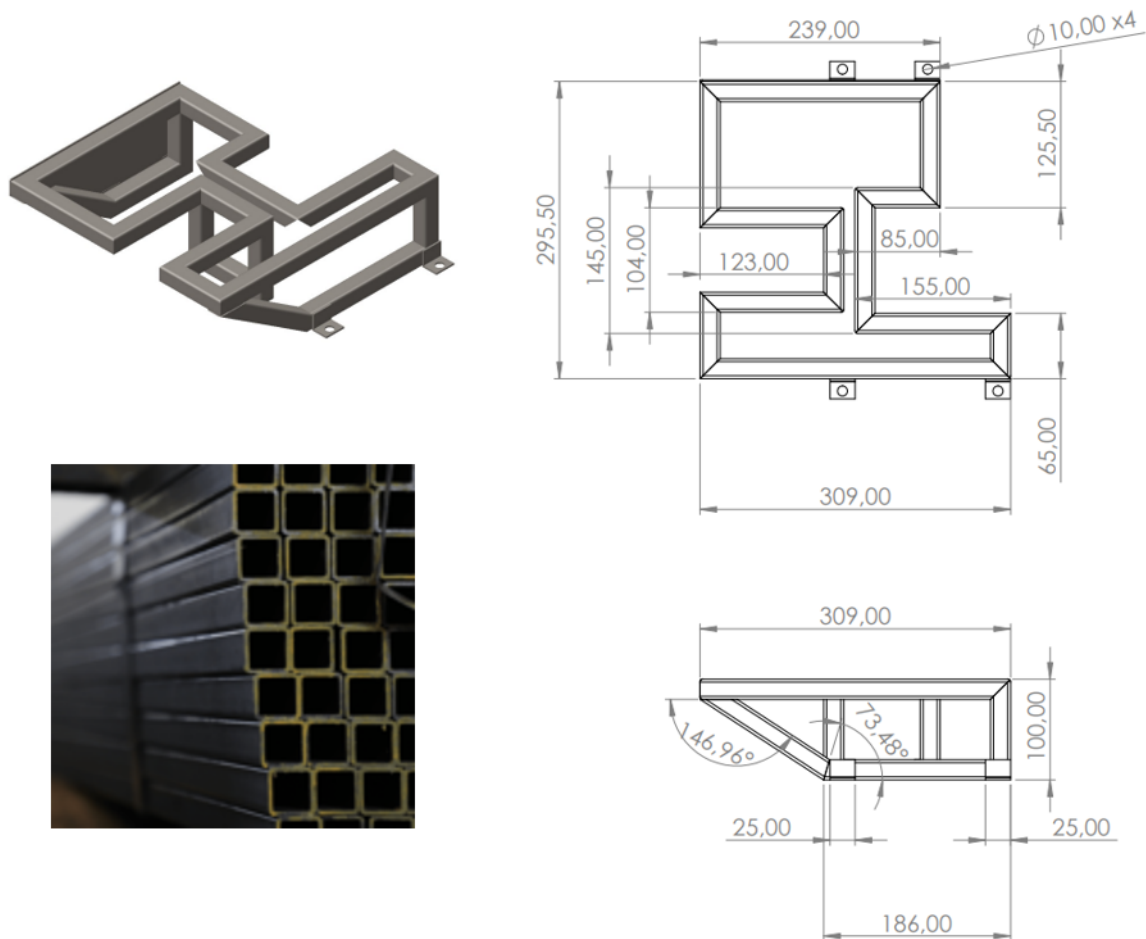
1. Estructura para soporte

Para la construcción de esta estructura, se requerirán tubos cuadrados de 20 x 20 x 1.2 [mm] con una longitud de 6000 [mm], de los cuales solo se utilizará un tubo con una longitud de 2484 [mm] para la estructura. Esta última también contará con placas laterales denominadas como cubierta 1 y 2 como se muestra en los posteriores puntos a analizar, Además, se llevará a cabo una soldadura en la base con perfiles en L x 20 x 20 x 2 [mm] y se realizarán perforaciones en los perfiles conocidos como ángulo de sujeción para los pernos M10, tal como se muestra en

la figura 6.11.

Figura 6.11

Sub-sistema mecánico - Tubo cuadrado para estructura de soporte.



Nota: En la Figura 6.11 se puede observar el plano con las medidas para la construcción de la estructura, dichas medidas se las encuentra también en el apartado de **Anexo D**

2. Cubierta 1

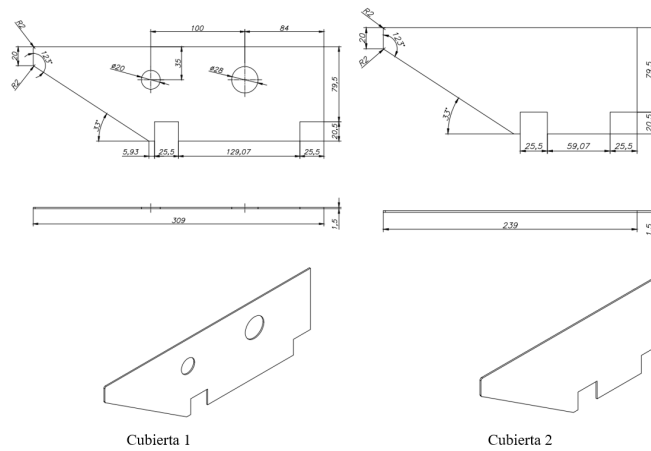
En el apartado anterior menciona la cubierta 1, la cual se obtendrán de una plancha de acero laminado al caliente (tool) con unas dimensiones 309 x 100 x 1.5 [mm] de y se les realizarán perforaciones para ubicar los pulsantes de parada y de emergencia.

3. Cubierta 2

En el apartado 1. menciona la cubierta 2, la cual se obtendrán de la misma plancha de acero laminado al caliente (tool) con unas dimensiones 239 x 100 x 1.5 [mm].

Figura 6.12

Sub-sistema mecánico - Cubiertas 1 y 2



Nota: En la Figura 6.12 se puede observar las cubiertas 1 y 2 que se realizarán en la plancha de acero laminado al caliente, el plano se lo encuentra en el apartado de **Anexo D** - Planos del sistema.

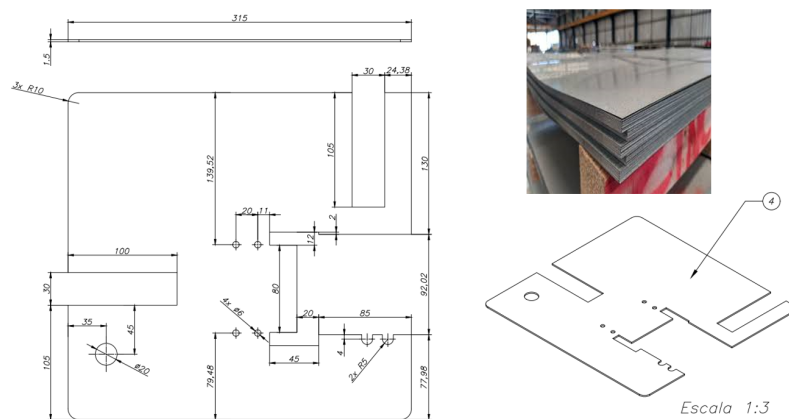
4. Plataforma del sistema

Esta plataforma se obtendrá de una lámina de tool (acero laminado al caliente) de 1220 x 2440 [mm], con un espesor de 1.5 [mm].

El corte de la plancha para la conformación de la plataforma será de 315 x 300 [mm] y de acuerdo con esta medida se generará el elemento mecánico nombrado como plataforma como se puede observar en la figura 6.13, la cual se ensamblará a la estructura para soporte ya mencionada en la figura 6.11.

Figura 6.13

Sub-sistema mecánico - Plancha de tool para plataforma.



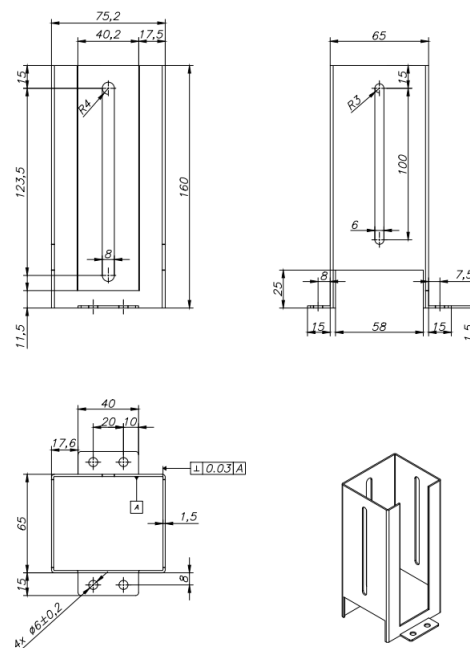
Nota: En la Figura 6.13 se puede observar las medidas que conformarán el elemento llamado Plataforma, el plano se lo encuentra en el apartado de **Anexo D** - Planos del sistema.

5. Depósito vertical de moldes de silicona

De la misma plancha que se recortó la plataforma del punto anterior se recortara con las siguientes dimensiones 241 x 175 [mm] y posterior a este proceso se pasa a recortar y taladrar con una broca de 6 [mm] finalmente se procede a doblar de acuerdo a las medidas establecidas por el diseño que se puede visualizar en la figura 6.14.

Figura 6.14

Sub-sistema mecánico - Plancha de tool para depósito de moldes.



Nota: En la Figura 6.14 se puede observar las medidas que se deberá considerar para la construcción del depósito de moldes de silicona, el plano a detalle se lo encuentra en el **Anexo D**.

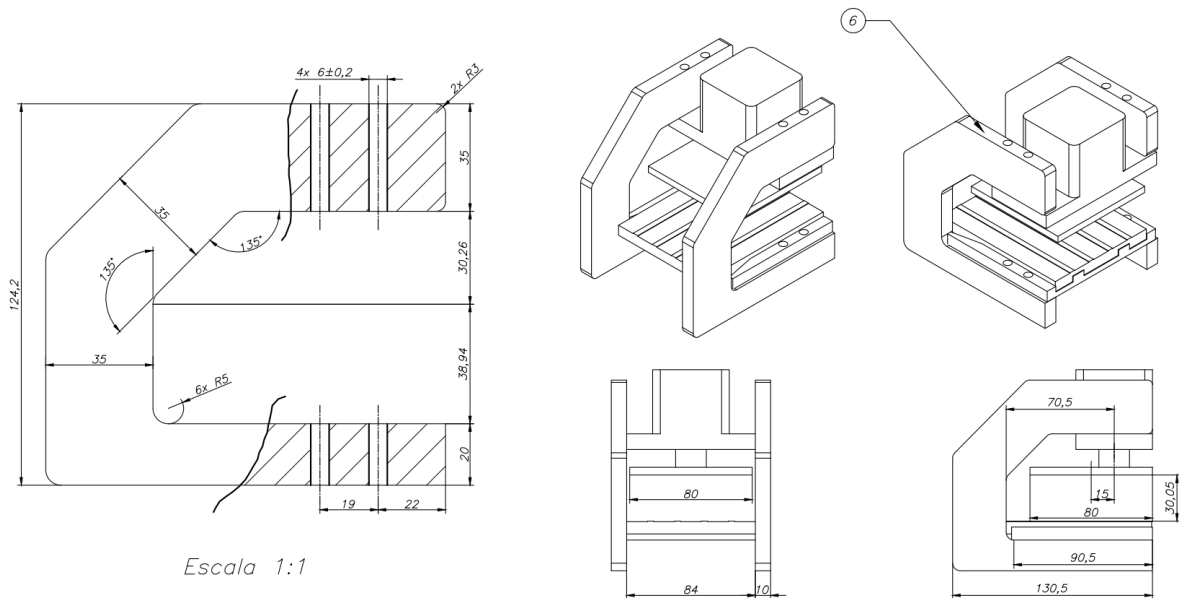
Una vez finalizada esta pieza, se procederá a su ensamblaje con los elementos previamente unidos, como la estructura para el soporte y la plataforma del sistema. De esta manera, se conformará una parte significativa del subsistema mecánico. Posteriormente, se realizará el ensamblaje final, el cual incluye el diseño y cálculo de la pieza crítica del sistema, la cual será detallada a continuación.

6. Perfil de sujeción para pistón vertical.

Después de reemplazar los pilares de sujeción, se procede a la instalación de los perfiles previamente diseñados y exhibidos en el esquema presentado en el **Anexo C**. Posteriormente, se llevan a cabo los cálculos pertinentes con el fin de determinar un factor de diseño y seguridad verificando el funcionamiento adecuado del sistema.

Figura 6.15

Subsistema mecánico - Perfil para soporte del pistón vertical de sujeción de los moldes.



Nota: En la Figura 6.15 se puede observar las medidas para el perfil que soportara el pistón vertical y la presión que este ejerce sobre los moldes, este plano se lo encuentra en el **Anexo D**.

En esta fase de diseño, realiza un minucioso cálculo analítico, el cual emerge como un pilar esencial, permitiendo comprender la resistencia estructural de la pieza bajo diversas cargas y condiciones. Basado en principios de mecánica de materiales y el estudio meticuloso de las propiedades del material, su objetivo principal es evaluar la capacidad de resistir tensiones y deformaciones causadas por fuerzas externas. Este proceso no solo fundamenta un diseño seguro y robusto, sino que también guía la selección de materiales y la optimización geométrica para lograr un componente de alta durabilidad y rendimiento. A continuación, ahondaremos en el cálculo analítico del perfil de sujeción, ampliando la comprensión del diseño, definiendo en primera instancia el material que se utilizara para la construcción de la pieza, siendo este el acero SAE/AISI 1035.

Selección del material

El SAE/AISI 1035 es un acero al carbono de calidad media que se utiliza en una variedad de aplicaciones debido a su buena combinación de resistencia y ductilidad. Debido a esta característica, estos aceros encuentran aplicación en la producción como piezas forjadas, ejes, engranajes, bielas, pernos, elementos de máquinas, y otros componentes, la selección de este material está basada en su confiabilidad y características referentes a la resistencia del material para las fuerzas que en este

estudio se aplicarán, en la Tabla 6.5 se observa dichas características.

Tabla 6.5

Tabla de Propiedades - Acero SAE/AISI 1035

PROPIEDADES DEL ACERO SAE/AISI 1035	
Propiedad	Valor
Composición química	0.32-0.38% C, 0.60-0.90% Mn, 0.05% max S, 0.04% max P
Densidad	7.8 g cm ⁻³
Módulo de elasticidad	210 GPa
Límite elástico - fluencia	270 MPa o 39.5 ksi
Resistencia a la tracción	500 MPa o 72 ksi
Elongación	18 %
Dureza Brinell	143 HB
Esfuerzo de ruptura	585 MPa a 725 MPa
Límite de fatiga	250 MPa a 400 MPa

Nota: En la tabla 6.5 se visualiza las propiedades del acero SAE/AISI 1035

Cálculo Analítico del Perfil de Sujeción

Este análisis se realiza por etapas donde:

Etapas 1: Determinar la dimensión necesaria del perfil en función del Factor de diseño.

Al realizar los cálculos requeridos en función del factor de diseño, siguiendo la metodología presentada en (referencia a ecuaciones 5.1 y 5.2), se obtiene el esfuerzo de diseño resultante. Este esfuerzo de diseño tiene como finalidad definir el límite al que se deberá someter la pieza, basándose en el análisis exhaustivo de cargas cíclicas. Los valores obtenidos a través de este proceso son los siguientes.

Donde:

S_u : Resistencia a la tensión - tracción

S_n : Resistencia a cargas repetidas - el valor mínimo del límite de fatiga

$$S_u = 500 \text{ MPa}$$

$$S_n = 250 \text{ MPa}$$

$$N_{du} = 8$$

$$N_{dn} = 4$$

$$\sigma_{\text{máx,du}} = \frac{S_u}{N_{du}}$$

$$\sigma_{\text{máx,dn}} = \frac{S_n}{N_{dn}}$$

$$\sigma_{\text{máx,du}} = 62.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx,dn}} = 62.5 \text{ MPa}$$

Como se puede apreciar a través de ambas consideraciones, se evidencia que el factor de diseño es idéntico. Por lo tanto, con base en este factor, se procede a aproximar la medida de "h", que será considerada en el diseño de la pieza. Este análisis se basa en el cálculo del esfuerzo máximo permisible (ver ecuación 5.3), el cual se determina de la siguiente manera:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{P}{A} + \frac{M_x \cdot c_z}{I_x} + \frac{M_z \cdot c_x}{I_z}$$

$$\sigma_{\text{máx,du}} = \sigma_{\text{máx,dn}} = \sigma_{\text{máx}}$$

Al desconocer el valor de "h", reemplazamos en la ecuación anterior en función del análisis realizado en los puntos posteriores, obtenemos que el desglose de los valores en función de la variable que se desconoce dando como resultados.

$$\sigma_{\text{máx.d u y n}} = \frac{P}{b \cdot h} + \frac{(M_{xp} + M_{xR}) \cdot \left(\frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{b \cdot h^3}{12}\right)} + \frac{M_z \cdot \left(\frac{b}{2}\right)}{\left(\frac{b^3 \cdot h}{12}\right)}$$

$$\sigma_{\text{máx.d u y n}} = \frac{P}{b \cdot h} + \frac{[M_{xp} + (R_A \cdot e_2)] \cdot \left(\frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{b \cdot h^3}{12}\right)} + \frac{M_z \cdot \left(\frac{b}{2}\right)}{\left(\frac{b^3 \cdot h}{12}\right)}$$

$$\sigma_{\text{máx.d u y n}} = \frac{P}{b \cdot h} + \frac{\left\{ (F_1 \cdot e_1) + \left[\left(\frac{F_1}{2}\right) \cdot \left[\left(\frac{h}{2}\right) + 70.50 \text{ mm}\right] \right] \cdot \left(\frac{h}{2}\right) \right\}}{\left(\frac{b \cdot h^3}{12}\right)} + \frac{\left(\frac{F_1 \cdot L}{12}\right) \cdot \left(\frac{b}{2}\right)}{\left(\frac{b^3 \cdot h}{12}\right)}$$

Mediante operaciones algebraicas simples, es posible deducir el valor de "h". Para lograrlo, sustituimos los valores obtenidos en el cálculo que se realiza después de este análisis. Estos valores, los cuales no están influenciados por la variable "h" pueden ser calculados previamente, se insertan en una ecuación de segundo orden, generando la siguiente expresión:

$$62.5 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot h^2 - 908833.793 \frac{N}{m} \cdot h - 38593.544 N = 0$$

Utilizando la ecuación general para ecuaciones de segundo grado (ver ecuaciones

5.4 y 5.5), determinamos que el valor de "h", es:

$$h = \frac{-(-908833.793) \pm \sqrt{(908833.793)^2 - 4 \cdot (62.5 \times 10^6) \cdot (38593.544)}}{2 \cdot (62.5 \times 10^6)}$$

$$h_{\text{menos}} = -0.018621 \text{ mm}$$

$$h_{\text{más}} = 0.033161 \text{ mm}$$

Después de obtener el valor de "h", como 0.033162 m, se establece que para fines de cálculo se utilizará un valor de "h", de 33.162 mm, redondeando al entero superior, lo cual se empleará en:

$$h = 35 \text{ mm}$$

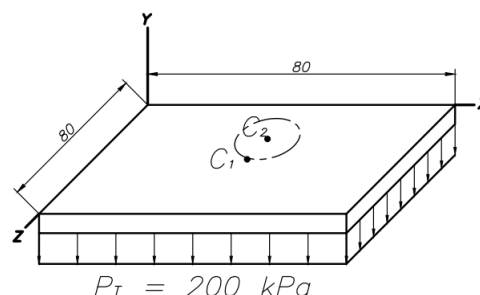
Una vez determinado el valor de "h", en función del factor de diseño, pasamos a la siguiente etapa, la cual hace referencia al análisis de las cargas ejercidas sobre el perfil, como se muestra a continuación.

Etapa 2: Definición de las cargas ejercidas sobre el sistema que se busca analizar.

Determinamos que la presión que ejerce el pistón es de $P_T \approx 200 \text{ kPa}$, definimos la fuerza que está ejerce sobre el centroide C_1 como se muestra en la figura **6.16**.

Figura 6.16

Sub-sistema mecánico - Cálculo de presión sobre la placa.



Nota: En la Figura **6.16** se puede observar la presión ejercida en la placa que sujeta los moldes para la inyección.

Esta presión da como resultante una carga puntual en el centroide del elemento que en este caso es C_1 . Según la famosa ley de la presión de Pascal (ver ecuación 5.6), se puede determinar la fuerza ejercida sobre la placa como se muestra a

continuación.

Donde:

$$b_1 = 80 \text{ mm} \quad h_1 = 80 \text{ mm}$$

$$P_T = 200 \text{ kPa} \quad A_1 = 6400 \text{ mm}^2$$

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = P_T \cdot A$$

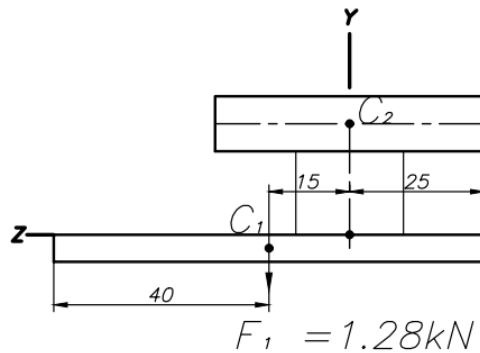
$$F_1 = 200 \text{ kPa} \cdot 6.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F_1 = 1.28 \text{ kN}$$

Finalmente, en la Figura 6.17, se puede observar la carga puntual que se genera en el centroide C_1 .

Figura 6.17

Sub-sistema mecánico - Cálculo de fuerza sobre la placa.



Nota: En la Figura 6.17 se puede observar la fuerza que se aplica en la placa de presión vertical para sujetar los moldes de silicona.

Al trasladar esta carga puntual del centroide C_1 al centroide C_2 produce un momento en el eje x , calculamos dicho momento aplicando la (ecuación 5.8), dando como resultado el siguiente valor.

Donde:

$$F_1 = 1.28 \text{ kN} \quad e_1 = 15 \text{ mm}$$

$$M = F \cdot d$$

$$M_{xP} = F_1 \cdot e_1$$

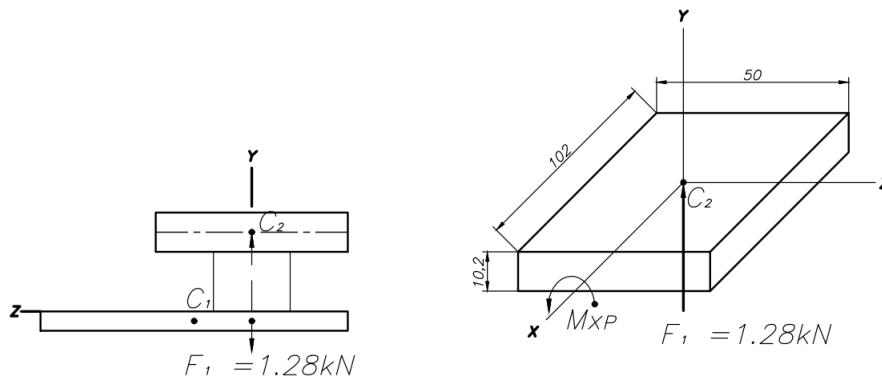
$$M_{xP} = 1.28 \text{ kN} \cdot 15 \text{ mm}$$

$$M_{xP} = 19.2 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

El cual se puede apreciar de mejor manera la Figura 6.18 en donde se muestra el momento sobre el eje x respecto al traslado de la carga en la placa de presión sobre los moldes.

Figura 6.18

Sub-sistema mecánico - Cálculo de primer momento sobre la placa.



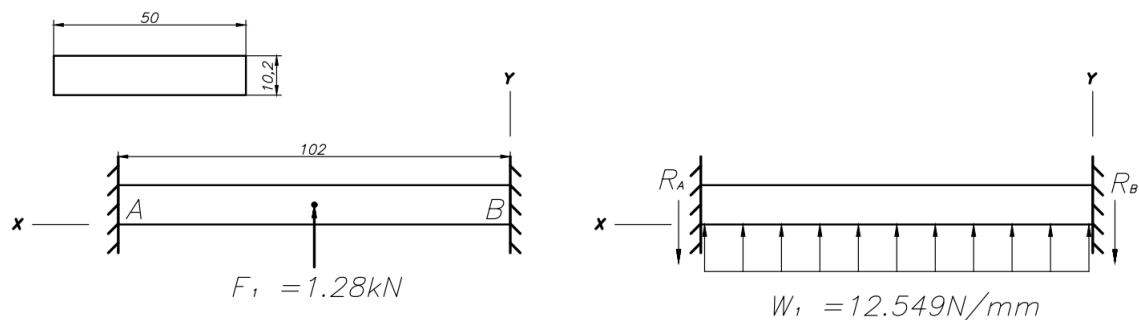
Nota: En la Figura 6.18 se puede observar el momento que genera al trasladar la fuerza al centroide C_2 .

Una vez calculada la carga, es crucial considerar que esta fuerza ejercerá su influencia sobre la suposición de una viga de doble empotramiento. Adoptar este enfoque nos brinda la posibilidad de realizar un análisis exhaustivo con el propósito de discernir con precisión las fuerzas que repercutirán en el perfil. Esto, a su vez, nos capacitará para evaluar de manera meticulosa la capacidad del perfil para soportar de manera eficaz la fuerza aplicada.

En la Figura 6.19 se puede observar el análisis detallado de las cargas y su distribución sobre la viga de doble empotramiento, proporcionando una visión visualmente comprensible de cómo estas fuerzas interactúan con el perfil y afectan su integridad estructural. Este enfoque analítico, basado en un análisis de vigas, nos permitirá tener una visión holística de la respuesta del perfil ante la carga y, en última instancia, nos dará la confianza necesaria para determinar si el perfil seleccionado cumplirá adecuadamente su función en el sistema.

Figura 6.19

Sub-sistema mecánico - Cálculo de reacciones sobre la placa.



Nota: En la Figura 6.19 se puede observar la suposición que se considera para el análisis de cargas.

Al tratarse de una viga simétrica y con la carga ubicada en el centro, el cálculo de las reacciones en los puntos A y B se simplifica. Siguiendo la segunda ley de Newton (ver ecuación 5.9), obtenemos que las reacciones en A y B son iguales a la magnitud de la fuerza aplicada. Esto significa que la viga está en equilibrio y no hay movimiento vertical neto. Este análisis simplificado nos proporciona una comprensión sólida de cómo las fuerzas interactúan en la viga y cómo responde ante la carga central.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_1 - R_A - R_B = 0$$

$$R_A = R_B$$

Esta condición se cumple debido a que la viga es simétrica dando como resultado:

$$2R_A = F_1$$

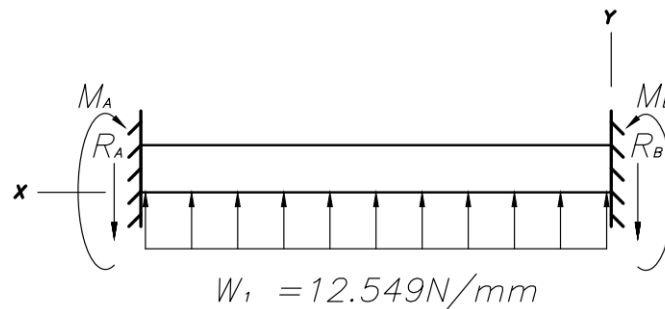
$$R_A = \frac{F_1}{2}$$

$$R_B = R_A = 0.64 \cdot \text{kN}$$

Una vez determinadas las reacciones calculamos los momentos en los puntos A y B, de la misma manera, al considerarse como una viga doblemente empotrada con carga simétrica, decimos que es una viga estáticamente indeterminada, por lo que la analizamos de dicha manera, como se observa en la Figura 6.20.

Figura 6.20

Sub-sistema mecánico - Cálculo de momentos sobre la viga.



Nota: En la Figura 6.20 se puede observar los momentos que se considera para el análisis de cargas.

Condiciones Iniciales	Datos	Condiciones Finales
$x = 0$	$F_1 = 1.28 \text{ kN}$	$x = L$
$V_A = R_A$	$L = 102 \text{ mm}$	$V_B = R_B$
$M_A = ?$	$W = \frac{F_1}{L}$	$M_B = ?$
$\theta = 0$	$W = 12.549 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$	$\theta = 0$
$y = 0$	$0 \leq x \leq L$	$y = 0$

Para llevar a cabo este análisis, emplearemos los principios de la mecánica de materiales, específicamente enfocados en el estudio de *vigas estáticamente indeterminadas*. Aplicando las pertinentes ecuaciones derivadas de esta teoría (ver ecuaciones 5.10 a la 5.13), obtendremos los resultados siguientes.

1. $\frac{d}{dx}V = -W$

$$\int_A^B V dx = \int -W dx$$

$$V_B - V_A = -W \cdot x$$

$$V_B = -W \cdot x + V_A$$

2. $\frac{d}{dx}M = V(x)$

$$\int_A^B M dx = \int V x dx$$

$$M_B - M_A = -\left(\frac{1}{2}\right)W \cdot x^2 + V_A \cdot x$$

$$M_B = -\left(\frac{1}{2}\right)W \cdot x^2 + R_A \cdot x + M_A$$

3. Integramos M_B

$$E \cdot I \cdot \theta(x) = -\left(\frac{1}{6}\right)W \cdot x^3 + \left(\frac{1}{2}\right)R_A \cdot x^2 + M_A \cdot x + C_1$$

4. Integramos $\theta(x)$

$$E \cdot I \cdot y(x) = -\left(\frac{1}{24}\right)W \cdot x^4 + \left(\frac{1}{6}\right)R_A \cdot x^3 + \left(\frac{1}{2}\right)M_A \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_2$$

Analizamos las ecuaciones determinadas en función de las condiciones iniciales para determinar los valores de C_1 y C_2 .

o Condiciones iniciales

$$x = 0 \quad \theta = 0 \quad y = 0$$

Analizado en la ecuación **5.12**

$$0 = 0 + 0 + 0 + C_1 \\ C_1 = 0$$

Analizado en la ecuación **5.13**

$$0 = 0 + 0 + 0 + 0 + C_2 \\ C_2 = 0$$

o Condiciones finales

$$x = 102 \text{ mm} \quad \theta = 0 \quad W = 12.549 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad y = 0 \quad R_A = 0.64 \text{ kN}$$

Analizado en la (ver ecuación 5.12) obtenemos el momento en A que es el mismo aplicado en el punto B.

$$E \cdot I \cdot \theta(x) = -\left(\frac{1}{6}\right)W \cdot x^3 + \left(\frac{1}{2}\right)R_A \cdot x^2 + M_A \cdot x + C_1$$

$$M_A = \left(\frac{1}{x}\right) \left[\left(\frac{1}{6}\right)W \cdot x^3 - \left(\frac{1}{2}\right)R_A \cdot x^2 \right]$$

$$M_A = -10.88 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Con el objetivo de comprobar se aplica una fórmula muy conocida que solamente se puede aplicar en casos de vigas doblemente empotradas con una carga simétrica con la que comprobaremos si el análisis anterior fue correcto.

Donde:

$$W = 12.549 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad L = 102 \text{ mm}$$

$$M = \frac{W \cdot L^2}{12}$$

$$M = 10.879 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Estos resultados se plasmarán en el perfil diseñado destinado a la sujeción de los moldes, con la finalidad de someterlo a un riguroso análisis de resistencia. Para este fin, se empleará software de simulación como Solidworks y ANSYS, permitiendo una evaluación precisa de la capacidad del perfil para soportar las fuerzas involucradas y garantizar un rendimiento seguro y confiable en el sistema de alimentación y extracción de moldes, en la Tabla **6.6** se puede observar un resumen de los valores obtenidos mediante el cálculo realizado.

Tabla 6.6

Tabla - Resumen de cálculos realizados.

RESUMEN DE LOS CALCULOS REALIZADOS			
Presión total	P_T	200	[kPa]
Excentricidad 1	e_1	15	[mm]
Fuerza 1	F_1	1.28	[kN]
Reacción en A	R_A	0.64	[kN]
Momento eje x placa	M_{xP}	19.2	[kN · mm]
Carga sobre placa	W	12.549	$[\frac{N}{mm}]$
Momento por empotramiento	M_A	-10.88	[kN · mm]

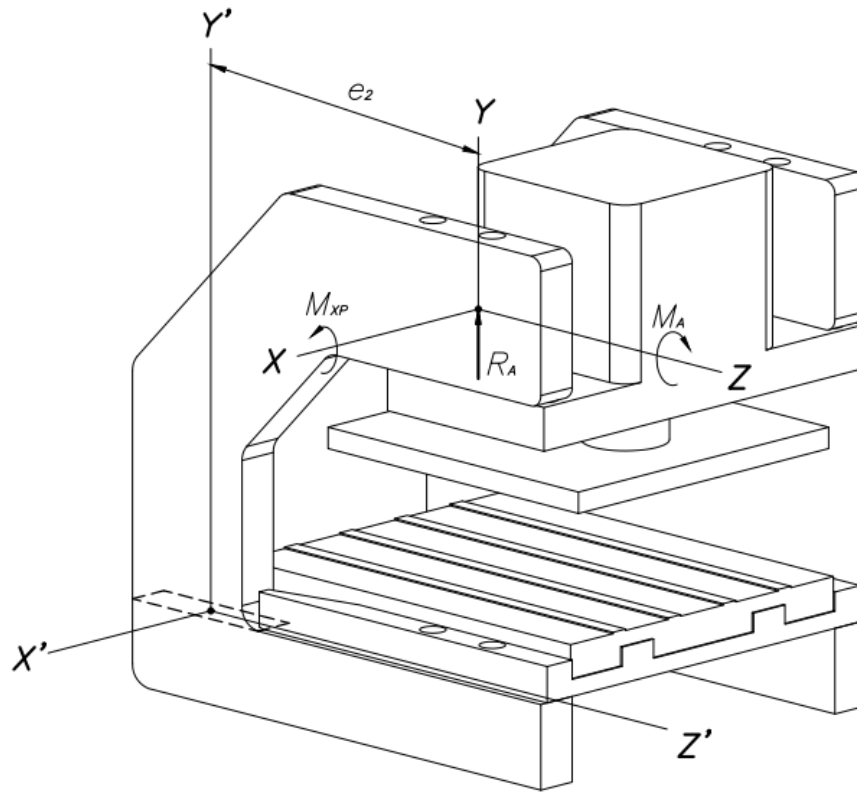
Nota: En la tabla **6.6** se visualiza una recopilación de resultados de los cálculos realizados.

Luego de realizar un minucioso análisis y llevar a cabo los cálculos esenciales, hemos llegado a la deducción de que el perfil estará expuesto a una serie de fuerzas resultantes. Estas fuerzas, que han sido meticulosamente evaluadas, se presentan de manera detallada en la Figura **6.21**.

La estructura del perfil debe enfrentar estas fuerzas con eficiencia para garantizar su integridad y funcionalidad a lo largo del tiempo. El análisis de estas fuerzas resultantes es fundamental para comprender cómo interactúan y afectan la estructura del perfil. Este proceso nos proporciona una base sólida para la toma de decisiones en términos de diseño y materiales, asegurando que el perfil sea capaz de soportar las condiciones operativas previstas en el sistema.

Figura 6.21

Sub-sistema mecánico - Cálculo de fuerzas sobre el perfil.



Nota: En la Figura **6.21** se puede observar las cargas resultantes sobre el perfil que se requiere analizar.

Al analizar detenidamente la Figura **6.21**, se puede percibir claramente que las fuerzas R_A , M_{XP} y M_A están ubicadas externamente a la región vertical del perfil, que es la sección en estudio para la resistencia del material. Esta configuración da lugar a una carga excéntrica, lo que significa que las fuerzas aplicadas no actúan directamente sobre el centro geométrico del perfil. Esta condición de carga excéntrica puede desencadenar momentos y esfuerzos torsionales en el material, añadiendo una dimensión adicional al análisis de la mecánica de materiales, por lo que al trasladar la carga al punto crítico donde se realizara el cálculo analítico genera un momento debido al traslado de la reacción en el punto A como se muestra a continuación.

Donde:

$$F = R_A = 0.64 \text{ kN} \quad h = 35 \text{ mm} \quad d = e_2 = \left(\frac{h}{2}\right) + 70.50 \text{ mm}$$

$$M = F \cdot d$$

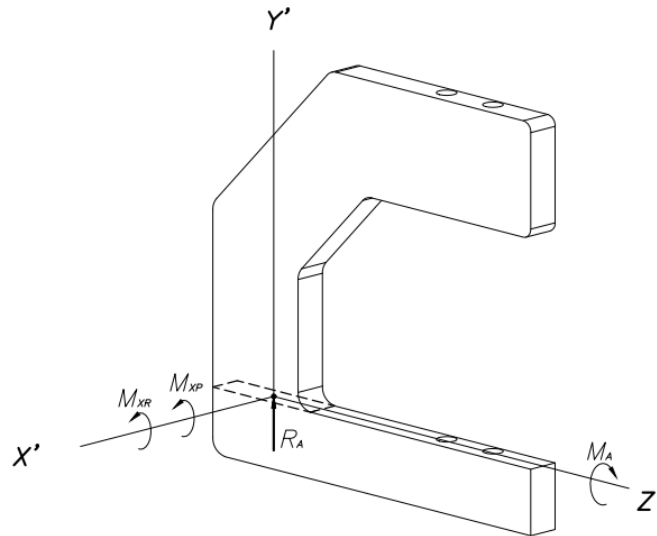
$$M_{xR} = 0.64 \text{ kN} \cdot 88 \text{ mm}$$

$$M_{xR} = 56.32 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Una vez determinado el momento generado al trasladar la carga excéntrica, obtenemos las siguientes cargas finales como se puede observar en la Figura **6.22**.

Figura 6.22

Sub-sistema mecánico - Análisis de fuerzas sobre el perfil.



Nota: En la Figura **6.22** se puede observar las cargas resultantes sobre el perfil que se busca analizar.

Tal como se ilustra en la Figura **6.22**, en el eje **x**, se encuentran presentes dos momentos. En consecuencia, procedemos a sumar estos momentos para obtener un único momento resultante sobre el eje **x**, como se detalla a continuación:

Donde:

$$M_{xP} = 19.2 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad M_{xR} = 56.32 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M_x = M_{xP} + M_{xR}$$

$$M_x = 19.2 \text{ kN} \cdot \text{mm} + 56.32 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M_x = 75.52 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

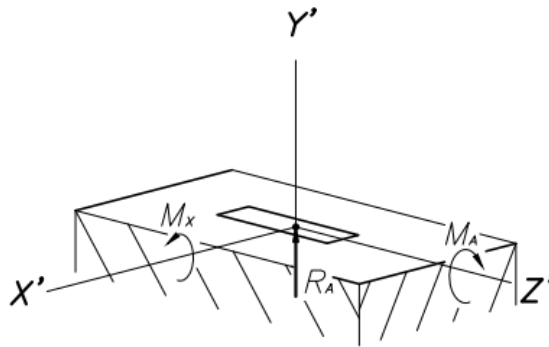
Cabe recalcar que el momento determinado por empotramiento, el cual se muestra en la Figura **6.20**, M_A es el mismo aplicado en el eje **z**, por lo tanto.

$$M_A = M_Z$$

En última instancia, se presentan las cargas que serán aplicadas al perfil para el análisis en el punto de máxima criticidad. Esto se ilustra de manera detallada en la Figura 6.23

Figura 6.23

Sub-sistema mecánico - Análisis de fuerzas finales sobre el perfil.



Nota: En la Figura 6.23 se puede observar las cargas resultantes sobre el perfil que se analizará.

Etapa 3: Realizamos un cálculo con el propósito de determinar con precisión los esfuerzos máximos que actuarán sobre la pieza diseñada.

Estos esfuerzos máximos se compararán con los límites permisibles establecidos por las propiedades del material y los estándares de seguridad, lo que nos permitirá evaluar si la pieza diseñada es capaz de soportar las cargas de manera segura y eficiente.

Donde:

$$h = 35 \text{ mm}$$

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$I_X = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_X = 3.57 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$r_X = \sqrt{\frac{I_X}{A}}$$

$$r_X = 10.104 \text{ mm}$$

$$I_Z = \frac{b^3 \cdot h}{12}$$

$$I_Z = 2.92 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$r_Z = \sqrt{\frac{I_Z}{A}}$$

$$r_Z = 2.887 \text{ mm}$$

$$c_Z = \frac{h}{2}$$

$$c_X = \frac{b}{2}$$

$$c_Z = 17.5 \text{ mm}$$

$$c_X = 5 \text{ mm}$$

Realizamos un análisis exhaustivo orientado al cálculo del esfuerzo máximo permisible. Este proceso de análisis se centra en determinar la carga máxima que la estructura puede resistir sin comprometer su integridad.

Al evaluar este esfuerzo máximo en relación con los límites permisibles del material utilizado y los estándares de seguridad establecidos, obtenemos una comprensión sólida de la capacidad de la estructura para manejar cargas y tensiones sin riesgo de falla.

Este análisis preliminar es esencial para establecer las bases de nuestro posterior estudio en ANSYS, donde someteremos la estructura a simulaciones computacionales detalladas para verificar y refinar nuestros cálculos y asegurarnos de que el perfil diseñado cumple con los requisitos de resistencia y rendimiento deseados, para ello se realiza el cálculo referente a (ver ecuación 5.3).

Esfuerzo Máximo Permisible

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{P}{A} + \frac{M_x \cdot c_z}{I_x} + \frac{M_z \cdot c_x}{I_z}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 57.469 \text{ MPa}$$

Etapa 4: Realizar un análisis de estimación de fallo por fatiga.

Estimación de Fallo por Fatiga

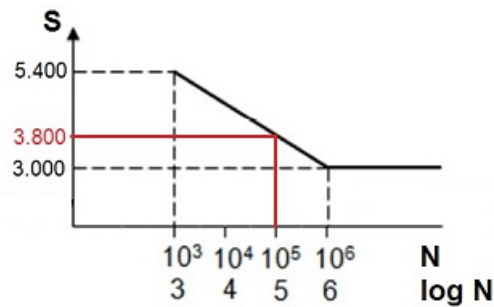
Tal como se fundamenta en el marco teórico, el fallo por fatiga en componentes y estructuras mecánicas es un fenómeno común, especialmente cuando se someten a cargas cíclicas.

En este contexto, es crucial analizar si la pieza diseñada podría experimentar un fallo debido a la fatiga generada por las cargas cíclicas aplicadas. En las siguientes secciones, se llevará a cabo un análisis exhaustivo con el propósito de determinar la posible ocurrencia de dicho fallo y evaluar la resistencia de la pieza ante estas condiciones de carga repetitiva.

Como se menciona en la teoría para definir si un material, pieza o estructura puede resistir durante un número infinito de ciclos de carga, se considera que N deberá ser mayor a 10^6 , este parámetro suele interpretarse en curvas S-N específicas para cada material, como se muestra en la Figura **6.24**.

Figura 6.24

Análisis de fallo por fatiga - Diagrama de la curva S-N del material SAE/AISI 1035.



Nota: En la Figura 6.24 se puede observar la curvatura S-N del material (Galbarro, 2023).

Límite de Resistencia a la Fatiga (S'_e)

Determinamos el límite de resistencia a la fatiga, S'_e el cual, según (Shigley y cols., 2010), se analiza en función de la ecuación (5.16) la cual estará fundamentada con un valor de $N_c = 10^6$, esto con el objetivo de garantizar un número infinito de ciclos aplicados sobre la pieza, provocando que esta no tenga que reemplazarse dentro de un tiempo determinado de ciclos, cabe mencionar que para este análisis se hace uso de las características del material los cuales se encuentran en la Tabla 6.5, usando para el cálculo la resistencia a la tracción (S_{ut}) del acero seleccionado, dando como resultados los siguientes valores.

Donde:

$$S_{ut} = 72 \text{ ksi}$$

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

Como se puede observar, la resistencia a la tracción (S_{ut}), es menor que los 200 ksi, ubicándose así en la primera opción de solución, la cual da como resultado un valor de:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$S'_e = 36 \text{ ksi}$$

Fracción de Resistencia a la Fatiga

Conforme se expone en la teoría, a menos que se cuente con un valor de la fracción de resistencia a la fatiga conocido, será necesario estimarlo a partir del diagrama representado en la Figura 5.8. A través de este proceso de estimación, se obtiene que el valor de la fracción de resistencia f es el siguiente:

$$f = 0.899$$

Una vez determinado el valor de la fracción de resistencia a la fatiga f , se calcula la constante a_f , mediante la ecuación (5.17), dando como resultado:

$$a_f = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$
$$a_f = \frac{(0.899 \cdot 72 \text{ ksi})^2}{36 \text{ ksi}}$$
$$a_f = 116.381 \text{ ksi}$$

De la misma forma calculamos la constante b_f , mediante la ecuación (5.18), dando como resultado un valor de:

$$b_f = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right)$$
$$b_f = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.899 \cdot 72 \text{ ksi}}{36 \text{ ksi}} \right)$$
$$b_f = -0.085$$

Resistencia a la Fatiga para un Ciclo de $N_c = 10^6$

La elección de un ciclo de vida $N_c = 10^6$ se fundamenta en la garantía de evitar el fallo de la pieza. Este análisis se apoya en el diagrama S-N para el acero SAE/AISI 1035, presentado en la Figura 6.24, y se valida mediante el cálculo realizado para determinar la resistencia a la fatiga, aplicando la ecuación (5.19), conduciendo el análisis al siguiente resultado.

$$S'_f = a_f \cdot (N_c)^{b_f}$$
$$S'_f = 116.381 \text{ ksi} \cdot (10^6)^{-0.085}$$
$$S'_f = 36 \text{ ksi} \approx 248.211 \text{ MPa}$$

Tras calcular la resistencia a la fatiga para un ciclo de $N_c = 10^6$, se procede al análisis crítico para determinar la posible presencia de fallo por fatiga. Este análisis se basa en la aplicación de la ecuación (5.20), cuyos resultados se presentan a continuación.

$$F_F = \begin{cases} \text{No existe fallo por fatiga} & \sigma_{\text{máx}} < S'_f \\ \text{Existe fallo por fatiga} & \sigma_{\text{máx}} > S'_f \end{cases}$$

Donde:

$$\sigma_{\text{máx}} = 57.469 \text{ MPa} \quad S'_f = 36 \text{ ksi} \approx 248.211 \text{ MPa}$$

Tras un minucioso análisis, se constata que $\sigma_{\text{máx}} < S'_f$, lo que, de acuerdo con la ecuación previamente mencionada, establece que la pieza cumple con la primera opción de solución. En consecuencia, se concluye de manera afirmativa que "**No existe fallo por fatiga**".

Concluyendo de manera favorable en la etapa 4, se establece que la pieza diseñada no sufrirá un fallo por fatiga. Esto allana el camino para la etapa 5, donde se verificará la eficiencia del cálculo analítico realizado, validando así el diseño óptimo de la pieza.

Etapa 5: Determinar la factibilidad y confiabilidad de la pieza diseñada mediante factores de seguridad y utilización.

Factor de Seguridad

Luego de calcular el esfuerzo al que se expondrá la pieza, determinar la resistencia a la fatiga del material y de elegir el material para la fabricación de la pieza, procedemos a realizar un análisis de resistencia utilizando el factor de seguridad, cuya expresión se encuentra en la ecuación (5.14).

$$\text{F.S.} = \frac{\text{Esfuerzo de ruptura o falla}}{\text{Esfuerzo de diseño permisible}}$$

Este factor de seguridad aplica únicamente en casos de aplicación de fuerzas en condiciones promedio. El análisis que en esta pieza se propone es un esfuerzo provocado por cargas cíclicas, la cuales modifican la forma de analizar el factor de seguridad, cambiando el esfuerzo de ruptura o tracción (S_u) por la resistencia a las cargas repetidas/fatiga o el valor mínimo del límite de fatiga (S'_f).

$$\text{F.S.} = \frac{\text{Resistencia a las cargas repetidas}}{\text{Esfuerzo de diseño permisible}}$$

Es importante destacar que los valores de resistencia se extraerán del material seleccionado para la construcción de la pieza, tomando estos datos de la Tabla **6.5** o en este caso el valor calculado de la resistencia a la fatiga S'_f , el cual se determinó en la Etapa 4. Como resultado de este análisis, obtenemos los siguientes valores:

Donde:

$$S'_f = 248.211 \text{ MPa} \quad \sigma_{\text{máx}} = 57.469 \text{ MPa}$$

$$\text{F.S.} = \frac{S'_f}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$\text{F.S.} = \frac{248.211 \text{ MPa}}{57.469 \text{ MPa}}$$

$$\text{F.S.} = 4.319 \approx 4.3$$

El factor de seguridad es aproximadamente **4.3**, lo que significa que el componente tiene un margen de seguridad de 4.3 veces su esfuerzo permisible máximo en condiciones de carga cíclica. Un factor de seguridad mayor a 1 indica que el componente debería ser capaz de soportar las cargas cíclicas sin fallos bajo las condiciones y propiedades especificadas.

Factor de utilización

Como se muestra en la ecuación (5.15), el factor de utilización para cargas en condiciones normales es:

$$\text{F.U.} = \frac{\text{Esfuerzo de diseño permisible}}{\text{Esfuerzo de ruptura o falla}}$$

Al igual que el análisis realizado en el factor de seguridad, se determina que la aplicación de esta fórmula no cubre las condiciones necesarias para el análisis de cargas cíclicas y un fallo por fatiga, por lo que la fórmula general para calcular el factor de utilización en una pieza sometida a cargas cíclicas es:

$$\text{F.U.} = \frac{\text{Esfuerzo de diseño permisible}}{\text{Resistencia a las cargas repetidas}}$$

Aplicando la fórmula una vez modificada obtenemos que:

$$S'_f = 248.211 \text{ MPa} \quad \sigma_{\text{máx}} = 57.469 \text{ MPa}$$

$$F.U. = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{S'_f}$$

$$F.U. = \frac{57.469 \text{ MPa}}{248.211 \text{ MPa}}$$

$$F.U. = 0.2315 \approx 23.15\%$$

Citando la teoría del factor de utilización, se afirma que, si $FU < 1$: Indica que la pieza tiene un margen de seguridad y puede soportar las cargas cíclicas sin riesgo de falla.

Tras completar el análisis exhaustivo y los cálculos esenciales, definimos parámetros fundamentales que guiarán el diseño del sistema de alimentación y extracción de moldes específico para su implementación en una máquina de inyección de cera. Estos valores cruciales, derivados de una evaluación minuciosa, proporcionan las directrices necesarias para la creación de un sistema eficiente y confiable que optimice el proceso de fabricación en la máquina, asegurando una producción precisa y de alta calidad en la industria de la joyería, los cuales se pueden observar en la Tabla **6.7**.

Tabla 6.7

Tabla - Resumen de cálculos realizados.

RESUMEN DE LOS CALCULOS REALIZADOS			
Presión total	P_T	200	[kPa]
Reacción en A	R_A	0.64	[kN]
Momento eje x	M_x	75.52	[kN · mm]
Momento eje z	M_z	10.88	[kN · mm]
Esfuerzo max - Perm	$\sigma_{\text{máx}}$	57.469	[MPa]
Límite de resistencia a la fatiga	S'_e	248.211	[MPa]
Fracción de resistencia a la fatiga	f	0.899	
Resistencia a la fatiga	S'_f	248.211	[MPa]
Factor de seguridad	F.S.	4.3	
Factor de utilidad	F.U.	23.15%	

Nota: En la tabla **6.7** se visualiza una recopilación de resultados de los cálculos realizados.

Finalmente, obteniendo los resultados de este análisis, comparamos con un software de ingeniería como lo es ANSYS para determinar el estudio mediante una

simulación cargando los valores calculados, dando así resultados positivos, los cuales se pueden observar en la Figura **6.27**. Cabe mencionar que los cálculos a detalle se encontraran en el apartado de **Anexo F**.

o **Simulación - ANSYS**

Tras la finalización del cálculo analítico, pasamos a identificar los valores críticos y significativos que fundamentarán nuestro diseño de elemento destinado a la integración en el sistema. En este proceso, se han determinado los valores esenciales reflejados en la Tabla **6.8**, los cuales servirán como guía para asegurar la funcionalidad y el rendimiento óptimo del componente en la aplicación al sistema.

Tabla 6.8

Subsistema mecánico - Parámetros para la simulación.

PARÁMETROS PARA LA SIMULACIÓN			
Presión total	P_T	200	[kPa]
Reacción en A	R_A	0.64	[kN]
Momento eje x	M_x	75.52	[kN · mm]
Momento eje z	M_z	10.88	[kN · mm]
Esfuerzo máx - Tracción	$\sigma_{máx}$	57.469	[MPa]
Fracción de resistencia a la fatiga	f	0.899	
Resistencia a la fatiga	S'_f	248.211	[MPa]
Factor de seguridad	F.S.	4.3	

Nota: En la tabla **6.8** se puede observar los parámetros considerados para la simulación en el software de ingeniería.

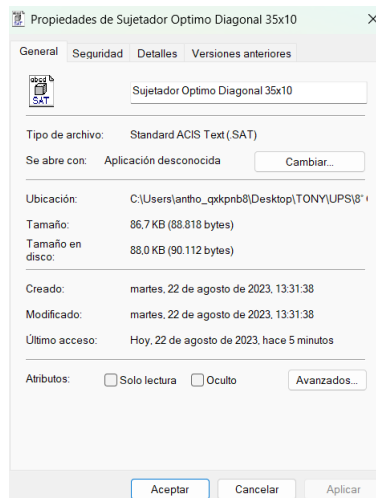
Con los valores de la tabla anterior se procede a realizar el análisis de la pieza diseñada mediante elementos finitos con ayuda de un software conocido como ANSYS. En el proceso para el análisis se consideró los siguientes puntos.

1. Diseño del elemento de estudio

Tal como se evidencia en la Figura **6.15**, el diseño de la pieza está inmerso en un entorno del software SolidWorks. Este diseño se exporta en un formato (.SAT) que puede ser importado al entorno de Ansys, como se ilustra en la figura subsiguiente.

Figura 6.25

Sub-sistema mecánico - Exportación de la pieza de Solidworks - Ansys.



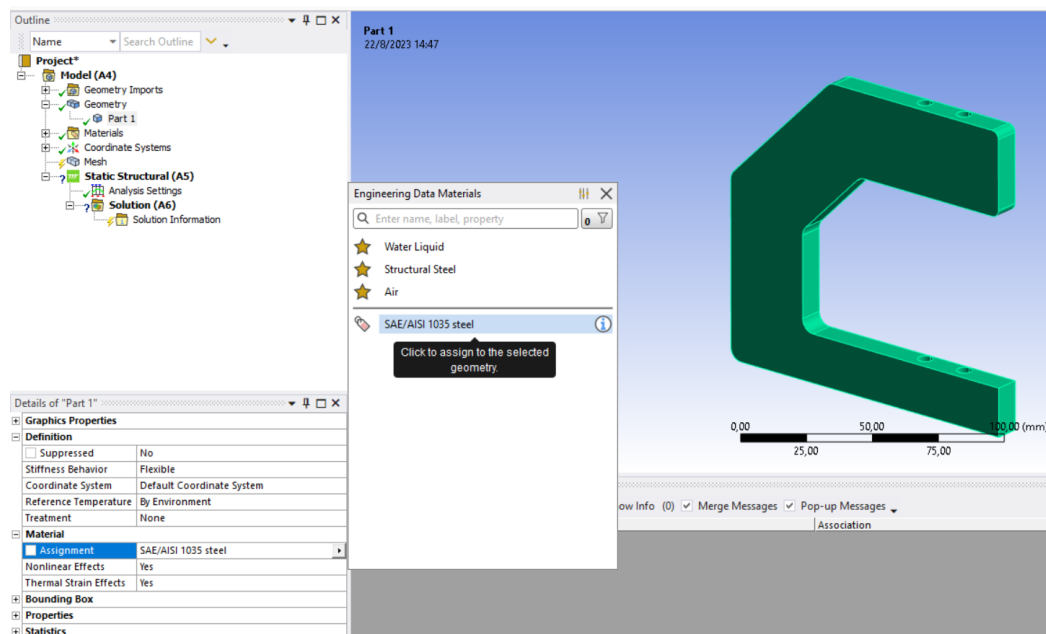
Nota: En la Figura 6.25 se puede observar el formato de exportación de la pieza de Solidworks - Ansys.

2. Selección del material dentro del software

Una vez que la pieza ha sido importada en el software ANSYS, se procede a la selección del material con el que se trabajará. En este caso, se empleará un Acero SAE/AISI 1035, como se representa a continuación:

Figura 6.26

Sub-sistema mecánico - Selección del material en Ansys.



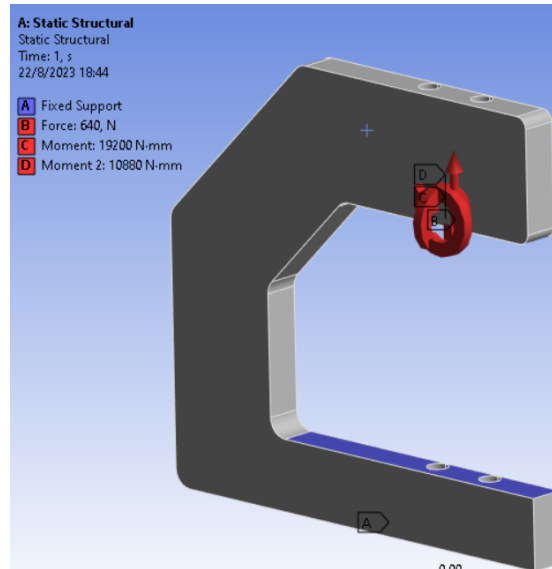
Nota: En la Figura 6.26 se puede observar la selección del material en Ansys.

3. Condiciones de funcionamiento

Después de la elección del material, se establecerán las condiciones a las que se expondrá la pieza, tal como se ilustra en la Figura 6.21. Estas condiciones serán incorporadas en la pieza para el análisis mediante elementos finitos, como se ejemplifica en la Figura 6.27.

Figura 6.27

Sub-sistema mecánico - Delimitación de las condiciones de funcionamiento.



Nota: En la Figura 6.27 se puede observar la delimitación de las condiciones de funcionamiento dentro del entorno de Ansys.

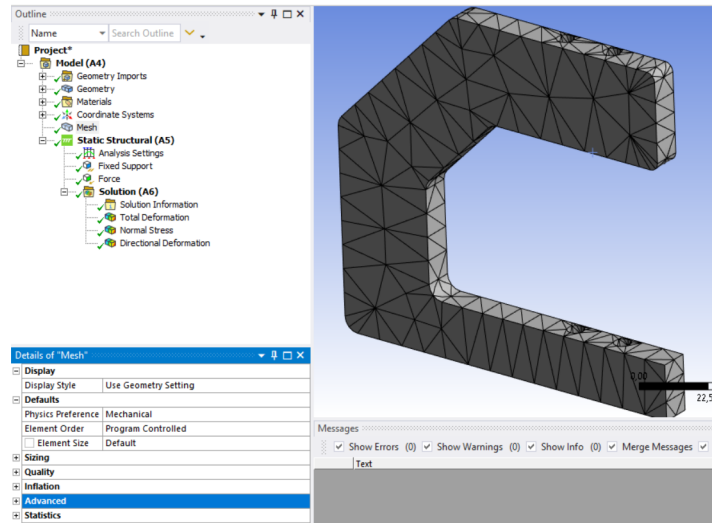
4. Mallado por defecto

El mallado es un paso crucial en la simulación mediante software como ANSYS, ya que tiene un impacto significativo en la precisión y confiabilidad de los resultados. El mallado implica dividir la geometría de la pieza en elementos más pequeños para que puedan ser analizados numéricamente. Una malla de alta calidad garantiza que la geometría compleja se represente de manera precisa en la simulación, lo que conduce a resultados más cercanos a la realidad.

En una etapa inicial de análisis, después de cargar las fuerzas actuantes sobre la pieza, se procede a aplicar una malla que se genera de manera automática por el software. En este contexto, el mallado predeterminado no es del todo confiable, pero es un análisis que ayudara en una futura comparación de resultados y este se presenta en la figura siguiente:

Figura 6.28

Sub-sistema mecánico - Mallado por defecto en Ansys.



Nota: En la Figura 6.28 se puede observar el mallado por defecto en el entorno de Ansys.

Los resultados obtenidos en este análisis se basan en la malla por defecto que fue generada en el punto anterior. Estos resultados han sido evaluados meticulosamente y se presentan a continuación en los puntos siguientes.

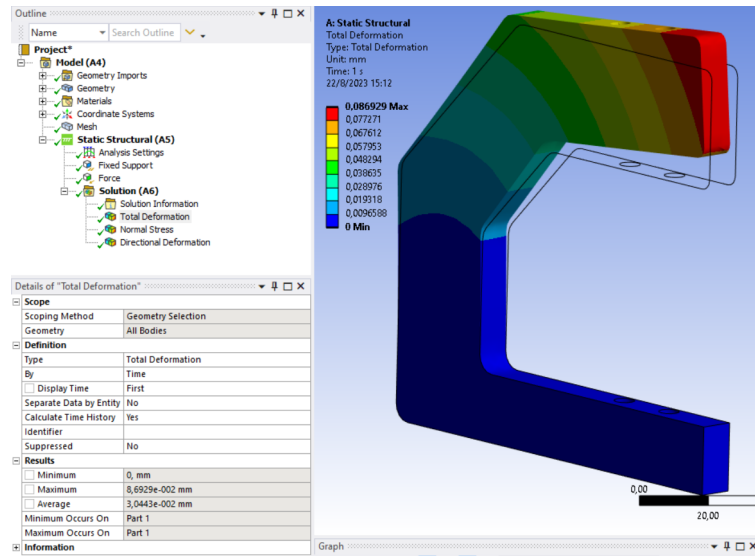
Deformación total

La deformación total en la pieza analizada en ANSYS desempeña un papel crucial en la comprensión de su comportamiento bajo carga, tal y como se representa en la Figura 6.29. Esta deformación, que resulta de la aplicación de fuerzas y condiciones específicas definidas en el análisis, nos brinda información esencial sobre cómo la pieza se distorsiona y adapta a las cargas aplicadas. A través de esta evaluación detallada de la deformación total, podemos obtener un panorama más claro de cómo la pieza responde a las fuerzas externas.

La capacidad de predecir cómo una pieza se deformará bajo carga es fundamental para garantizar que el diseño sea robusto y confiable. Una deformación excesiva podría comprometer la funcionalidad y la seguridad del sistema en el que se encuentra la pieza. Además, esta evaluación de la deformación también puede revelar posibles áreas de concentración de esfuerzos, lo que puede guiar ajustes de diseño o la elección de materiales para mitigar esos puntos críticos.

Figura 6.29

Sub-sistema mecánico - La deformación total en la pieza analizada en ANSYS.



Nota: En la Figura 6.29 se puede observar la deformación total en la pieza analizada en ANSYS se presenta como un factor crucial.

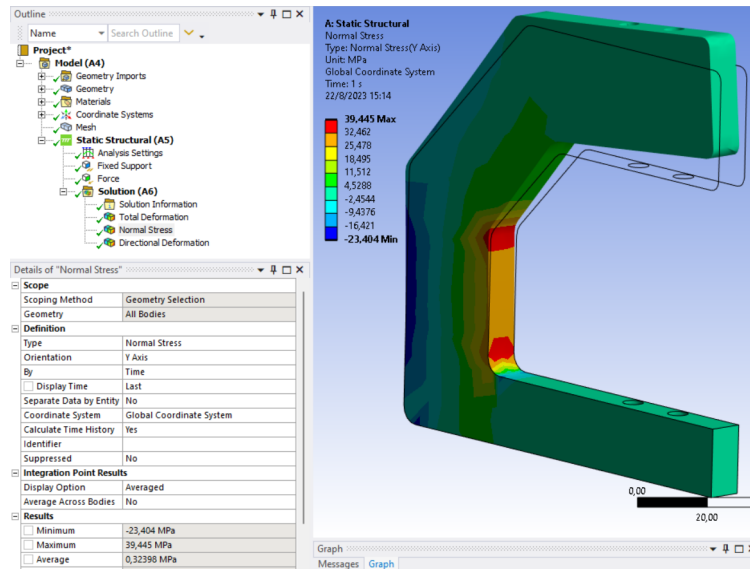
En última instancia, la comprensión de la deformación total es esencial para garantizar que la pieza no solo cumpla con los requisitos de diseño, sino que también tenga la capacidad de resistir las cargas en situaciones reales de operación. Esto contribuye a la creación de productos de alta calidad y duraderos.

Esfuerzo normal máximo

El esfuerzo normal máximo en la pieza analizada en ANSYS es un indicador esencial de la resistencia del material frente a las fuerzas aplicadas. Se trata del valor máximo de esfuerzo normal en cualquier punto de la pieza y desempeña un papel crucial en la identificación de zonas críticas susceptibles de falla o deformación excesiva. El análisis del esfuerzo normal máximo es de vital importancia para asegurar que la pieza no supere los límites de resistencia del material, y que esté en consonancia con los estándares de seguridad y rendimiento necesarios para su aplicación. La figura adjunta proporciona una representación visual de este análisis.

Figura 6.30

Sub-sistema mecánico - El esfuerzo normal máximo en la pieza analizada en ANSYS.



Nota: En la Figura 6.30 se puede observar el esfuerzo normal máximo en la pieza analizada en ANSYS.

Después de realizar el análisis previo utilizando el mallado por defecto, se han obtenido una serie de resultados que serán presentados en la siguiente tabla. Esta tabla contendrá datos que reflejan los valores y observaciones derivados de dicho análisis, proporcionando así una visión detallada de los parámetros evaluados.

Tabla 6.9

Subsistema mecánico - Resultados de la simulación malla por defecto.

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN - MALLA POR DEFECTO

Deformación total	0.086929	[mm]
Esfuerzo normal máximo	39.445	[MPa]

Nota: En la tabla 6.9 se puede observar los resultados obtenidos del análisis por método de elementos finitos con un mallado por defecto.

5. Convergencia del mallado óptimo

Un mallado adecuado permite que las ecuaciones que describen el comportamiento de los materiales y las cargas sean evaluadas en puntos específicos de la

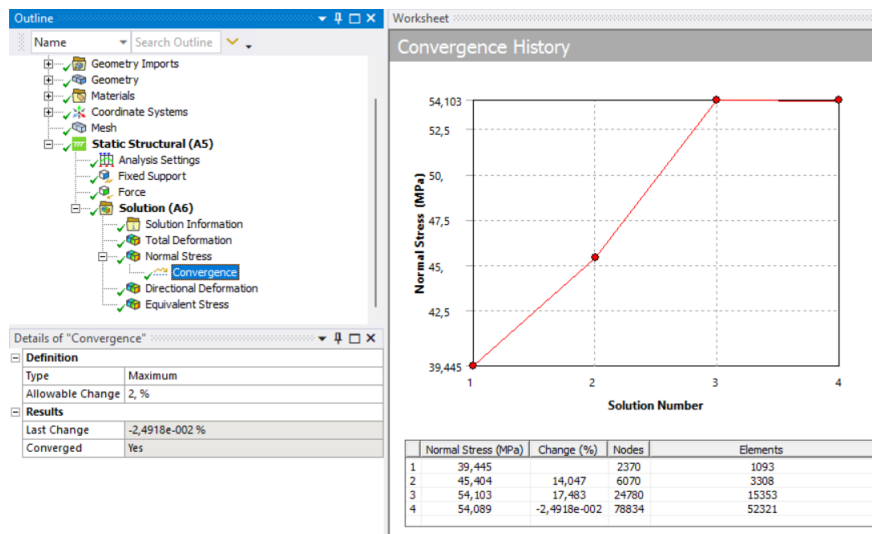
geometría, lo que proporciona datos valiosos sobre las tensiones, deformaciones y otros comportamientos mecánicos. Una mala malla puede generar resultados inexactos o incluso convergencia inestable en la simulación.

Por lo tanto, el mallado es esencial para obtener resultados precisos y útiles en simulaciones de elementos finitos, ya que afecta la calidad de la solución y la eficiencia computacional.

Es importante señalar que los resultados presentados a continuación se derivan de un análisis efectuado utilizando el software ANSYS, con un enfoque en la convergencia del mallado. Para este análisis, se ha establecido un nivel de error objetivo del 0.02 - 2% y se ha realizado un total de 4 iteraciones finales. Esta configuración se puede apreciar en la Figura 6.31. Los resultados a continuación proporcionan una comprensión más profunda y precisa de los parámetros evaluados en comparación con el análisis previo realizado con el mallado por defecto.

Figura 6.31

Sub-sistema mecánico - Convergencia de un mallado óptimo en la pieza analizada en ANSYS.



Nota: En la Figura 6.31 se puede observar la convergencia de un mallado óptimo en la pieza analizada en ANSYS.

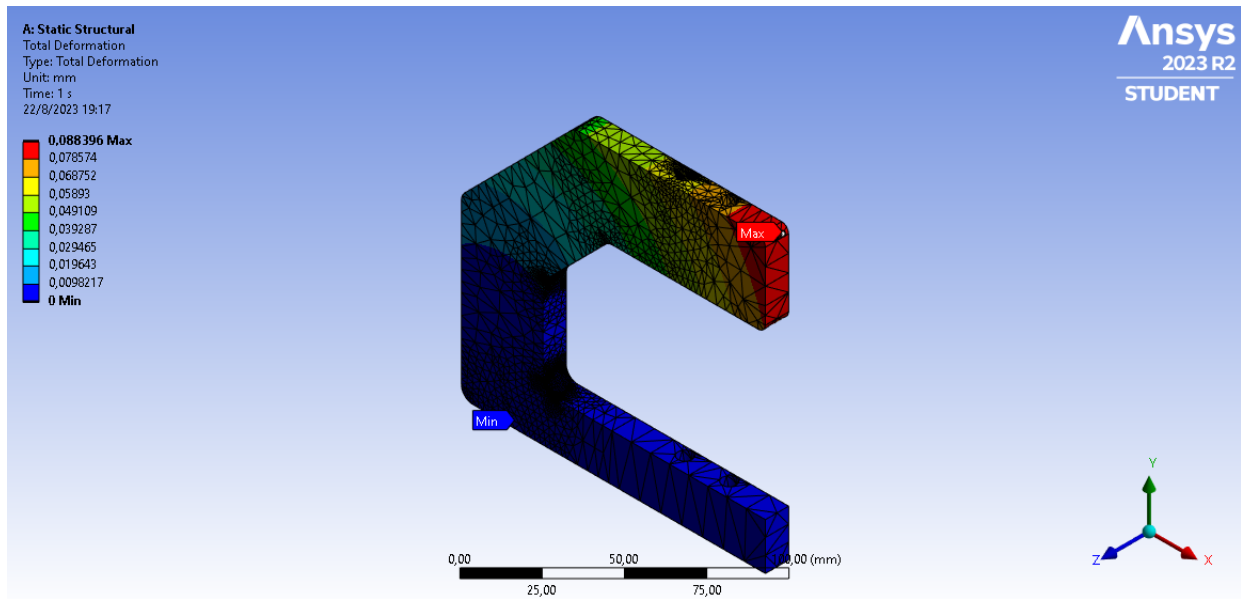
La figura anterior muestra la configuración de la convergencia del mallado. Tras 4 iteraciones, se ha logrado generar una malla óptima para el análisis, con un total de 78,834 nodos y 52,321 elementos analizados. Esta refinada malla proporciona resultados más precisos y confiables en comparación con las configuraciones anteriores.

Deformación total

Una vez aplicada la malla más óptima y llevada a cabo la convergencia del mallado, se obtienen los siguientes valores de deformación total, la cual se observa en la Figura 6.32, esta se muestra a continuación, seguida de un contexto detallado de los resultados obtenidos.

Figura 6.32

Sub-sistema mecánico - Deformación total con el mallado óptimo - Ansys.



Nota: En la Figura 6.32 se puede observar la convergencia de un mallado óptimo en la pieza analizada y la deformación total en ANSYS.

Luego de llevar a cabo un análisis minucioso de la deformación total empleando la técnica de convergencia del mallado, se ha determinado que la deformación total de la pieza es de 0.088396 [mm]. Este resultado se ha obtenido mediante la optimización de la malla, asegurando la precisión y confiabilidad del análisis.

La convergencia del mallado ha permitido refinar la estructura de elementos finitos utilizada en el análisis, logrando una representación más precisa de la respuesta de la pieza ante las cargas aplicadas. Este proceso garantiza resultados más confiables y detallados, contribuyendo así a una comprensión más profunda del comportamiento de la pieza bajo diversas condiciones. Pasando así al análisis del esfuerzo máximo aplicado mediante Von - Mises detallado en el siguiente apartado.

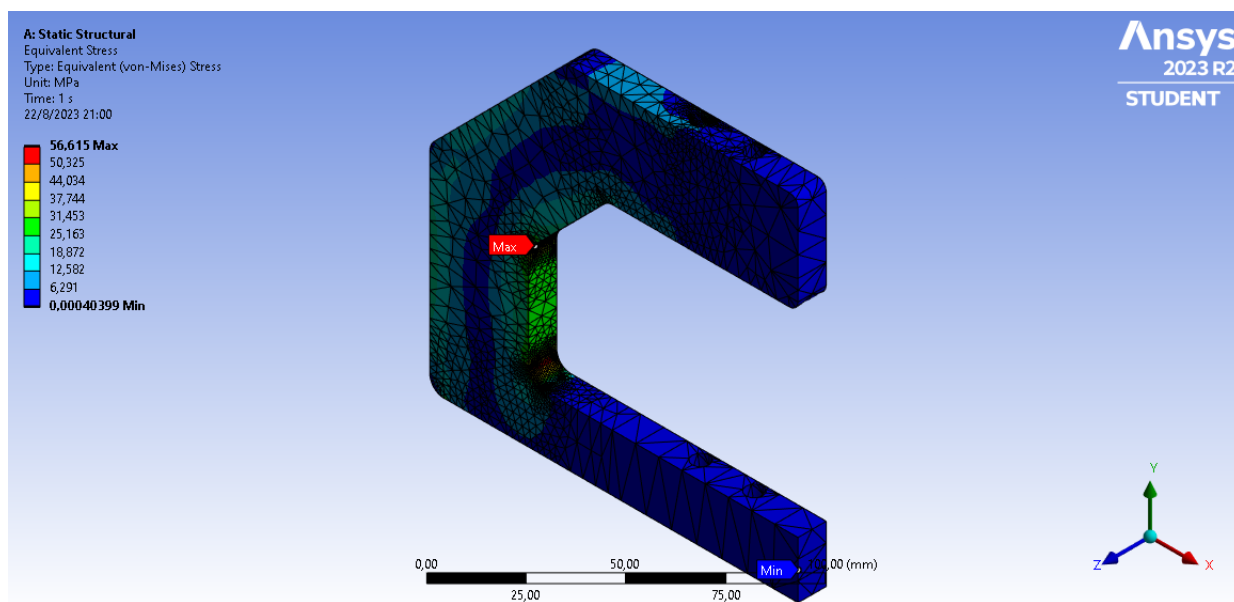
Esfuerzo normal máximo (Von-Mises)

El esfuerzo normal máximo una vez aplicada la convergencia del mallado se

presenta en la siguiente figura:

Figura 6.33

Sub-sistema mecánico - Esfuerzo normal máximo (Von-Mises) con el mallado óptimo - Ansys.



Nota: En la Figura 6.33 se puede observar el esfuerzo normal máximo por (Von-Mises) analizado con el nuevo mallado en ANSYS.

Una vez que hemos realizado un análisis exhaustivo del esfuerzo máximo utilizando el método de von Mises, aplicando la técnica de convergencia del mallado, hemos obtenido un valor de esfuerzo máximo de 56.615 MPa. Es crucial destacar que este valor ha sido alcanzado mediante la optimización de la malla, lo que asegura la precisión y la confiabilidad del análisis. Al comparar este resultado con el cálculo analítico presentado en el punto [6] que concierne al componente mecánico “Perfil de sujeción para pistón vertical”, podemos observar una notable similitud entre ambos. Según dicho cálculo, se pronostica que la pieza estará sometida a un esfuerzo máximo de 57.469 MPa. Esta proximidad entre los valores obtenidos a través del análisis y el cálculo refuerza la solidez de nuestro enfoque analítico y valida la metodología utilizada en la determinación de esfuerzos críticos en la pieza.

Con el análisis mediante elementos finitos completado, avanzamos hacia la evaluación de los elementos restantes en el subsistema mecánico. Este proceso abordará los componentes que aún no han sido estudiados detalladamente, ampliando así nuestra comprensión global del diseño y la funcionalidad de la pieza en el contexto del sistema automatizado de alimentación y extracción

de moldes de silicona.

Como se mencionó previamente en el análisis del subsistema mecánico, los puntos siguientes no serán sujetos de estudio, ya que ninguno de estos puntos representa piezas expuestas a cargas que puedan ocasionar daños o fallas por cortante, fatiga o flexión. Por lo tanto, nos limitaremos a detallar la selección y aplicación de estos componentes, tal como se presenta a continuación.

7. Tornillo estrella de cabeza redonda M5 x L35 x R35

En esta sección, hemos elegido utilizar tornillos simples con cabeza redonda de tipo estrella, específicamente un tornillo de dimensiones M5 x L35 x R35.

Estos tornillos serán responsables de asegurar la fijación de la base del perfil [6] del pistón vertical con el sistema de inyección ya existente en la empresa, esto con el objetivo de reducir el tamaño de la cabeza del perno lo más que se pueda para evitar atrancamientos ya sea con los moldes o el actuador que empujará los moldes una vez inyectados.

Para este proceso de anclaje, se necesitarán 4 tornillos en total.

8. Perno Allen cabeza cilíndrica M5 x L55 x R22

Este componente desempeñará la función de ensamblaje superior entre el perfil de sujeción para el pistón vertical [6] y el sistema de inyección preexistente de la empresa. En esta aplicación, el espacio que ocupará la cabeza del perno ya no representa un inconveniente.

Por consiguiente, se requerirán 4 pernos de cabeza hexagonal cilíndrica con dimensiones M5 x L55 x R22 exclusivamente para el ensamblaje de estas dos piezas.

9. Arandela plana de acero M5

En esta fase, se optará por arandelas de diseño sencillo y de fácil adquisición. Estas arandelas desempeñarán su función en la sujeción de los tornillos y pernos ya mencionados en los puntos [7] y [8] que asegurarán el perfil diseñado para mantener el pistón vertical, tal como se menciona en el punto [6].

Dado que las arandelas no estarán sometidas a cargas excesivas que demanden un análisis minucioso, su selección se considera adecuada. Para esta tarea, se requerirán en total 12 arandelas.

10. Tuerca hexagonal M5 x 0.8

En este segmento, serán requeridas tuercas que desempeñarán un papel crucial en la fijación del perfil diseñado en conjunción con el sistema de inyección empleado en

la empresa. En este contexto, se necesitarán un total de 8 tuercas de dimensiones M5 x 0.8. Estas tuercas serán ensambladas en los pernos y tornillos mencionados en los puntos [7] y [8], facilitando así el proceso de montaje integral de la máquina.

11. Perno de cabeza hexagonal M8 x L40 x R22

Los pernos de cabeza hexagonal desempeñarán un rol fundamental al anclar el sistema en su totalidad del cual se habló en el punto [1]. En este sentido, se requiere un total de 4 pernos para asegurar los cuatro extremos del sistema a un punto de anclaje fijo desde donde comenzará a operar.

En consecuencia, se ha seleccionado la utilización de pernos de dimensiones M8 x L40 x R22 para esta aplicación específica.

12. Arandela plana de acero M8

Estas arandelas desempeñan un papel crucial al prevenir que el perno traspase la perforación que se efectuará en el perfil en forma de "L", el cual será ensamblado en la estructura del sistema [1] para proporcionar soporte a la máquina propuesta. Este componente de anclaje asegurará que el sistema quede fijado en un punto estacionario para su operación. En este contexto, será necesario contar con un total de 4 arandelas, correspondientes a los 4 pernos que se emplearán para el anclaje mencionado en el punto [11].

13. Tuerca hexagonal M8 x 1.25

Las tuercas hexagonales desempeñan un papel específico en la tarea de asegurar la estructura [1] del sistema a un punto fijo de empotramiento. En este contexto, se requerirán un total de 4 tuercas de tipo M8 x 1.25, las cuales se ensamblarán en los pernos mencionados en el punto [11]. Su función es garantizar la firme sujeción de la estructura en su posición designada, contribuyendo así a la estabilidad y operatividad segura del sistema.

14. Tornillo auto-rroscante cabeza hexagonal ST5.5-1.8

Estos tornillos desempeñarán una función integral en el ensamblaje completo del sistema, permitiendo la unión de la estructura de soporte [1] con las cubiertas 1 [2] y 2 [3], así como con la plataforma del sistema [4] y el depósito vertical de moldes de silicona [5].

Este enfoque busca simplificar significativamente el montaje y desmontaje del sistema, incluso para futuras tareas de mantenimiento. En total, se requerirán 22 pernos auto perforantes de tipo L16 x R14.2, para completar esta fase de ensamblaje, marcando así la conclusión de los componentes del subsistema me-

cánico y abriendo paso al análisis detallado de los elementos del sistema neumático.

■ Componentes del sistema neumático

Para garantizar una sincronización precisa y efectiva entre los distintos subsistemas, se torna imperativo desarrollar un diagrama de conexión que integre tanto los aspectos neumáticos como eléctricos. Estos dos componentes operan de manera conjunta con el subsistema mecánico, asegurando un funcionamiento armonioso y coordinado en todo el sistema propuesto. En este sentido, el diseño y análisis de un circuito electroneumático se convierte en una parte crucial del proceso.

En el desarrollo del circuito electroneumático, se hará uso de herramientas como el software FluidSim, el cual permite la creación y simulación de circuitos neumáticos y eléctricos. Este software facilita la visualización y comprensión de cómo los distintos componentes interactúan entre sí, tanto en términos de señales eléctricas como de flujos de aire. Esto resulta esencial para lograr una visión clara de la secuencia de eventos en el funcionamiento de los actuadores y cómo estos se integran con la parte mecánica del sistema.

En la Figura **6.34** se muestra el circuito electroneumático detallado, el cual ilustra de manera precisa y detallada la interacción esencial entre los aspectos eléctricos y neumáticos de la solución propuesta. Además, este diagrama de conexión proporciona un punto de partida para diseñar el control de los actuadores y para establecer la lógica de secuencia que permitirá el funcionamiento adecuado del sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes.

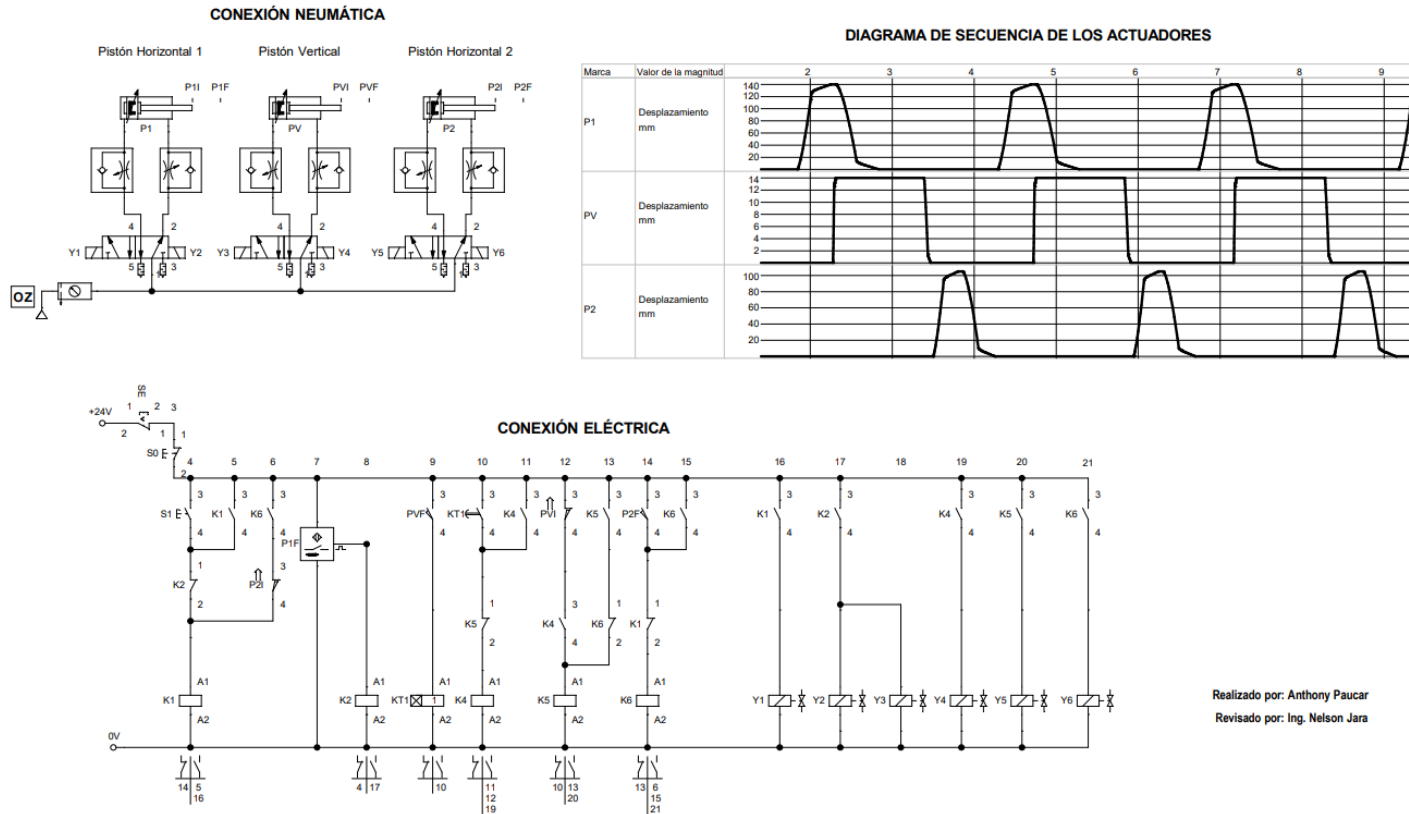
Este análisis y diseño detallado no solo contribuye a la eficacia y seguridad del sistema, sino que también es esencial para la implementación exitosa y la resolución de posibles problemas antes de la puesta en marcha. En resumen, el diagrama de conexión electroneumático proporciona la base para una operación fluida y coordinada de todo el sistema, asegurando que los distintos subsistemas trabajen en armonía para lograr los objetivos del proyecto.

Figura 6.34

Subsistema neumático - Plano de conexión electroneumática.

CONEXION ELECTRONEUMATICA DEL SISTEMA DE ALIMENTACION Y EXTRACCION DE MOLDES PARA APLICACION EN LA JOYERIA

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE - CUENCA 2023
INGENIERÍA MECÁNICA



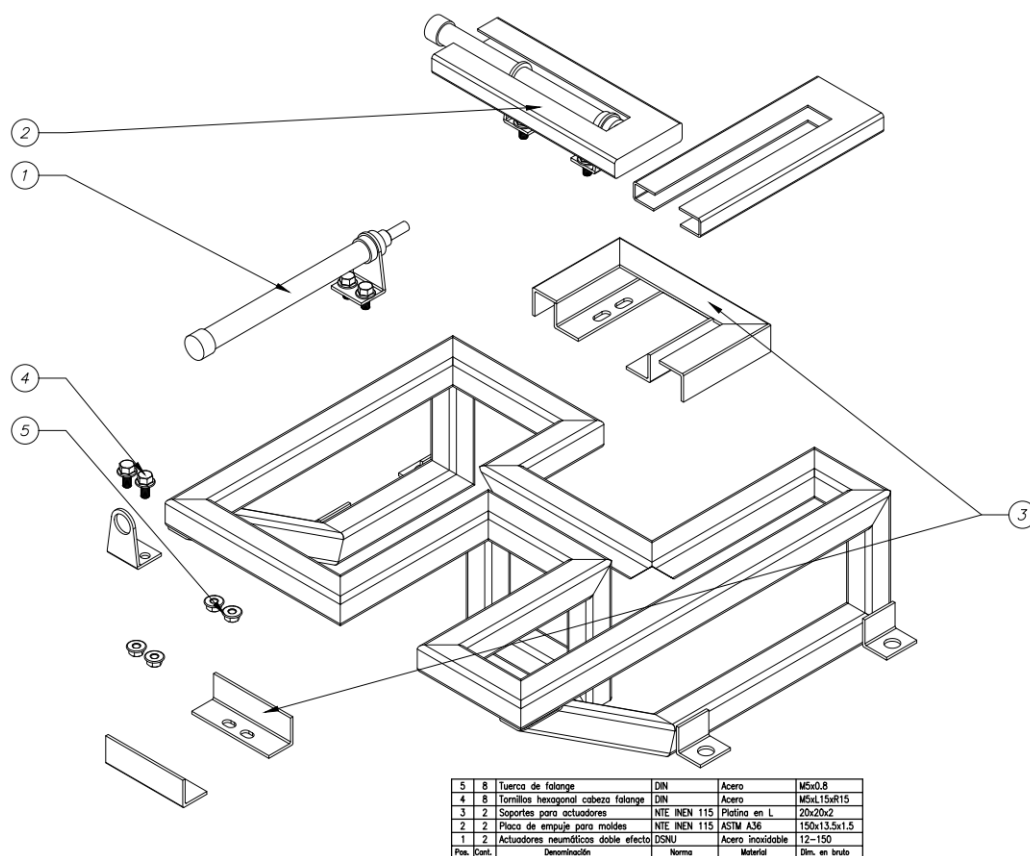
71

Nota: En la Figura 6.34 se puede observar el plano de la conexión para el sistema y su funcionamiento en el diagrama de secuencia de los actuadores, el plano a detalle se lo encuentra en el **Anexo E**.

Una vez que se ha logrado una comprensión integral del funcionamiento de cada uno de los actuadores en relación con las conexiones eléctricas y la secuencia que siguen, se ha elaborado un diagrama de proceso que visualiza de manera clara esta secuencia. Dicho diagrama se presenta en la figura anterior, proporcionando una representación visual de cómo se interconectan y operan los actuadores en el contexto del sistema. La Figura 6.35 proporciona una representación visual de los sub-subsistemas que conforman el subsistema Neumático. Es esencial destacar que en esta investigación no se profundizará en el componente previamente mencionado en el subsistema mecánico, es decir, la estructura [1]. El enfoque estará dirigido hacia los sub-subsistemas restantes, que demandan un análisis más riguroso para el diseño y desarrollo del sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes de silicona. Estos sub-subsistemas enumerados se detallan a continuación y requerirán una evaluación minuciosa para garantizar la eficiencia y eficacia del sistema propuesto.

Figura 6.35

Subsistema neumático - Componentes que conforman el subsistema neumático.



Nota: En la Figura 6.35 se puede observar los componentes que conforman el ensamble del subsistema neumático, el plano a detalle se lo encuentra en el **Anexo D**.

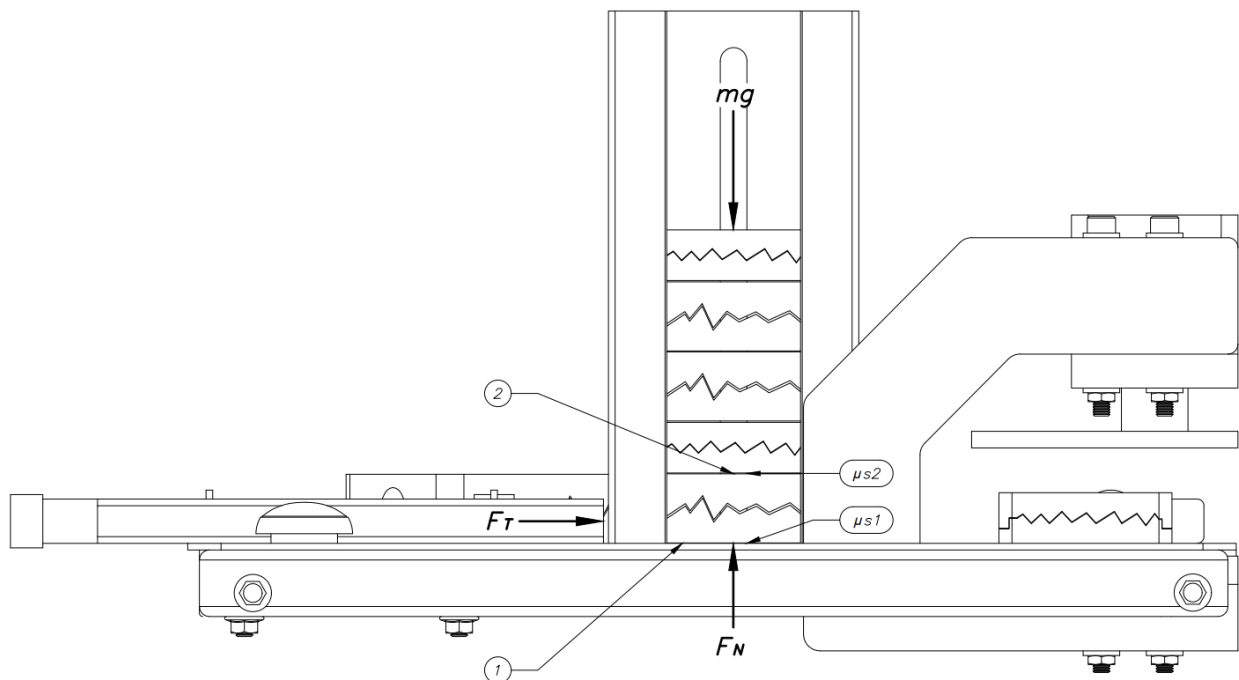
En este análisis detallado del subsistema neumático, es relevante resaltar que el elemento focal de estudio y cálculo son los actuadores, el cálculo para determinar la fuerza requerida y la selección de los mismos. Esto se debe a que estará sometido a diversas cargas, como se detallará en su análisis correspondiente. Por otro lado, los demás elementos no requerirán un estudio detallado, ya que las cargas que soportan no generan un impacto significativo en su integridad.

1. Actuadores neumáticos de doble efecto [DSNU]

Para la determinación del tipo de actuador que se necesitara aplicar en este proyecto se realizó un cálculo que está fundamentado en el marco teórico, como se muestra a continuación.

Figura 6.36

Subsistema neumático - Análisis de fuerzas determinación del actuador.



Nota: En la Figura 6.36 se puede observar el análisis que se realizara para determinar las cargas que actuan sobre el sistema.

Inicialmente, tenemos un dato importante que es la masa más desfavorable de uno de los moldes de silicona, la cual nos dice que es igual a $m = 21.5g$. Posterior a este dato hacemos un llamado a los coeficientes estáticos y dinámicos de las diferentes superficies, la cuales se encuentran en la Tabla 5.1.

Haciendo uso únicamente de los coeficientes estáticos, puesto que para que un cuerpo pierda su estado de equilibrio inmóvil debe romperse un coeficiente de

fricción estático por medio de la aplicación de una fuerza, una vez roto ese coeficiente de fricción, pasa a formar parte de un coeficiente de fricción menor, al cual se llama coeficiente de fricción dinámico, es por esto que el análisis que se va a realizar será únicamente con el coeficiente de fricción estático.

Punto **1 Acero - Silicona** $\mu_{s1} = 0.3$, $\mu_{k1} = 0.25$

Punto **2 Silicona - Silicona** $\mu_{s2} = 0.5$, $\mu_{k2} = 0.43$

Como se observa en la Figura **6.36** existen dos puntos de análisis, el punto **1** situado en la base de los moldes apilados y el punto **2** situado sobre el primer molde, los cuales son de mucha importancia a considerar debido a que el peso de estos variara dependiendo de en que punto se analice.

$$Peso = masa \cdot gravedad$$

Consideramos como $n_m = \text{número de moldes}$ el cual sería un número de moldes en función del componente mecánico diseñado llamado "Depósito de moldes", el cual se puede observar en la Figura **6.14** ubicada en el punto [4] de los componentes mecánicos, el cual ha sido diseñado para abarcar un número de moldes de $n_m = 10$, estableciendo este como un valor máximo.

Conociendo que la aplicación máxima de moldes es de 10, se realiza el cálculo para determinar la masa de todos los moldes en el punto **1** y **2** de la siguiente manera.

Donde

$$m = 21.5g \quad n_m = 10$$

$$m_1 = m \cdot n_m \quad m_2 = m \cdot (n_m - 1)$$

$$m_1 = 21.5g \cdot 10 \quad m_2 = 21.5g \cdot (10 - 1)$$

$$m_1 = 215g \quad m_2 = 193.5g$$

Después de establecer que el número máximo de moldes en la aplicación es de 10 y de calcular la masa en los dos puntos de análisis, procedemos a determinar la fuerza normal aplicada en los puntos **1** y **2**. Como resultado de estos cálculos, obtenemos los siguientes valores expresados en unidades de fuerza:

Donde:

$$m_1 = 215g \quad m_2 = 193.5g \quad g = 9.81 \frac{m^2}{s}$$

$$F_1 = m_1 \cdot g \quad F_2 = m_2 \cdot g$$

$$F_1 = 2.108N \quad F_2 = 1.898N$$

Una vez determinado las fuerzas ejercidas en cada uno de los puntos analizados, se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje **x** y **y** obteniendo los siguientes valores tras aplicar la ecuación (5.9).

$$\sum F_x = ma \quad \sum F_y = ma$$

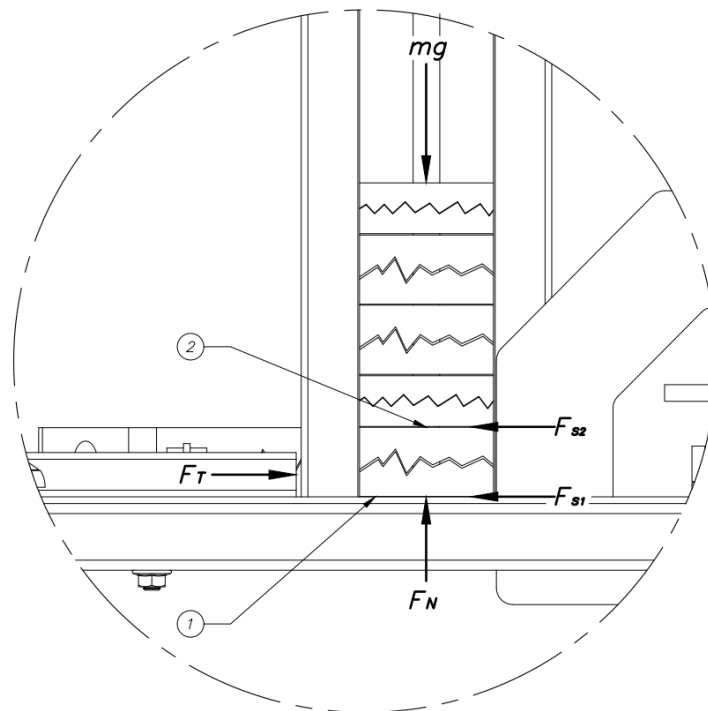
Estableciendo que inicialmente los moldes se encuentran en un estado estático, por lo que la aceleración pasa a ser $a = 0$, dando como resultado:

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0$$

A través de un análisis centrado en el sistema neumático en estudio, específicamente en relación con los actuadores, se propone la elaboración de un diagrama de cuerpo libre. Este diagrama es fundamental para facilitar el cálculo de las fuerzas que actúan sobre el actuador y que son necesarias para el movimiento de los moldes de silicona. La Figura 6.37 presenta de manera visual esta representación, brindando una visión clara de las fuerzas involucradas y cómo interactúan en el contexto de la operación de los actuadores.

Figura 6.37

Subsistema neumático - Diagrama de cuerpo libre para el cálculo del actuador.



Nota: En la Figura 6.37 se puede observar el análisis del diagrama de cuerpo libre para el cálculo del actuador.

Al analizar la Figura 6.37, observamos que las fuerzas aplicadas en los puntos 1 y 2 son fuerzas por fricción entre dos superficies, por lo que se analizaría de diferente manera. La fórmula para calcular la fuerza por fricción entre dos superficies en

contacto depende del coeficiente de fricción y la normal de las fuerzas que presionan las superficies juntas. La fórmula general es:

Fuerza por fricción (F_s) = Coeficiente de Fricción (μ) \times Fuerza Normal (F)

Analizado en los puntos **1** y **2** obtenemos que:

Donde:

$$F_1 = 2.108 \text{ N} \quad \mu_{s1} = 0.3 \quad F_2 = 1.898 \text{ N} \quad \mu_{s2} = 0.5$$

$$F_{s1} = \mu_{s1} \cdot F_1 \quad F_{s2} = \mu_{s2} \cdot F_2$$

$$F_{s1} = 0.633 \text{ N} \quad F_{s2} = 0.949 \text{ N}$$

Realizando la sumatoria de fuerzas en los ejes **x** y **y** obtenemos como resultados los siguientes valores:

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0$$

$$F_T - F_{s1} - F_{s2} = 0 \quad F_N - m_1 \cdot g = 0$$

$$F_T = F_{s1} + F_{s2} \quad F_N = m_1 \cdot g$$

$$F_T = 1.581 \text{ N} \quad F_N = 2.108 \text{ N}$$

Realizado el análisis respectivo determinamos que:

$$F_T = 1.581 \text{ N}$$

$$F_N = 2.108 \text{ N}$$

Médiente la aplicación de la fórmula de la presión presentada en la ecuación (5.6), en este análisis utilizaremos la presión de aire con la que se maneja el sistema de inyección, el cual es de 0.2MPa.

$$P = F/A$$

$$P = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d)^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_T}{\pi \cdot P}}$$

Se determina el diámetro del vástago dando como resultados un diámetro de:

$$d = 3.173 \text{ mm}$$

Cabe recalcar que el análisis de los cálculos con más detalle se encuentra en el **Anexo F**.

Una vez que se ha establecido el diámetro óptimo del vástago, se procede a realizar un análisis exhaustivo del mercado con el objetivo de identificar el tipo de actuador que mejor se adapte a los requisitos específicos del sistema.

Para llevar a cabo esta selección, se lleva a cabo una investigación en las plataformas oficiales de **FESTO**, líder en soluciones de automatización industrial.

Los resultados de esta búsqueda revelan una serie de opciones que se muestran en detalle en la Figura 6.38, brindando una visión completa de las alternativas disponibles y permitiendo una evaluación precisa para determinar la mejor elección en función de las necesidades del proyecto.

Figura 6.38

Subsistema neumático - Selección del actuador.



Nota: En la Figura 6.38 se puede observar el análisis de mercadeo que se realizó y las posibles opciones (FESTO, 2023).

La selección del actuador más adecuado se basa en la evaluación de varios parámetros críticos, los cuales se encuentran detallados en la Tabla 6.10.

Es importante destacar que estos parámetros son el resultado directo de los cálculos exhaustivos realizados previamente. La consideración minuciosa de estos factores es esencial para garantizar que el actuador elegido cumpla de manera óptima con los requisitos específicos del sistema, asegurando un rendimiento confiable y eficiente en la aplicación del sistema de alimentación y extracción de moldes.

Tabla 6.10

Subsistema neumático - Parámetros para la selección del actuador.

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	
F_T	1.581 N
F_n	2.108 N
d	3.173 mm
Carrera	150 mm
Presión aire	0.2 MPa

Nota: En la tabla **6.10** se puede observar los parámetros considerados para la selección del actuador.

En los catálogos de FESTO, se dispone de una variedad de actuadores con diferentes aplicaciones, lo que puede hacer que la elección resulte un tanto compleja. Sin embargo, los datos presentes en la Tabla **6.10** simplifican el proceso de selección. FESTO adopta una nomenclatura para sus productos que destaca las cualidades del producto, ya sea a través de medidas o especificaciones técnicas. Siguiendo esta premisa, la selección del actuador se basa en la observación de dos valores clave de la nomenclatura de FESTO, tal como se ilustra a continuación. Este enfoque permite realizar una elección precisa que se ajusta a los requerimientos del sistema.

DSNU - S - **XXX** - **XXX** - P - A - MQ

- El primer valor, indicado como **XXX**, corresponde al diámetro del émbolo. En esta instancia, optaremos por seleccionar un valor de referencia para el diámetro que se aproxime al cálculo previamente determinado, priorizando que esta cifra sea ligeramente superior a la obtenida. De esta forma, garantizamos que el valor seleccionado para el diámetro del émbolo sea adecuado y proporcione márgenes de seguridad en la aplicación del sistema, reemplazamos el valor aproximado que se visualice en el catálogo quedando de la siguiente manera.

DSNU - S - **12** - **XXX** - P - A - MQ

La selección da en el menor valor posible de los catálogos que resulto ser el número 12.

- El segundo valor, representado como **XXX**, corresponde a la carrera del actuador. Siguiendo el mismo enfoque que en el punto anterior, aproximamos el

valor calculado y seleccionamos uno ligeramente superior al valor de referencia. En este caso, en función de los catálogos, la selección se ajusta de la siguiente manera:

DSNU - S - 12 - 150 - P - A - MQ

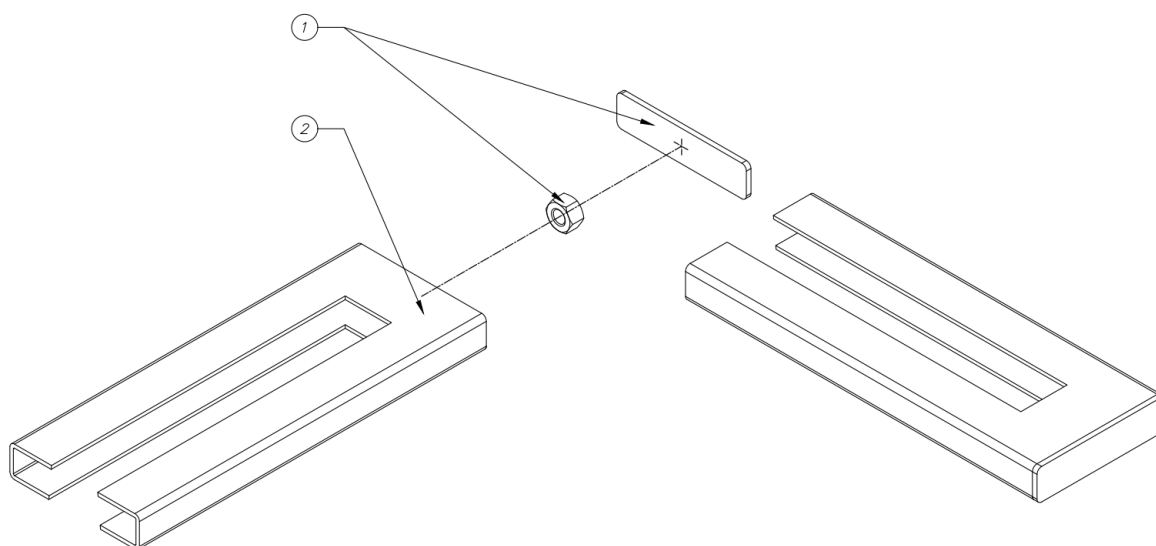
De esta manera es como después de un exhaustivo análisis se define que el mejor actuador para aplicar en el sistema de alimentación y extracción de moldes de silicona es el **DSNU-S-12-150-P-A-MQ**. Esto debido a sus características, las cuales se pueden observar en él (**Anexo F**).

2. Placa de empuje para moldes

A continuación, se exhibirá el conjunto de componentes que constituirán el sistema neumático destinado al desplazamiento de los moldes de silicona mediante las placas de empuje. Estas placas, claramente representadas en la Figura 6.39, engloban tres elementos distintos que trabajarán en conjunto al punto anterior [1] (Actuadores neumáticos), para garantizar la ejecución exitosa del propósito establecido: impulsar los moldes de silicona hacia sus posiciones designadas.

Figura 6.39

Subsistema neumático - Elementos que componen la placa de empuje para los moldes de silicona.



2	2	Complemento placa de empuje	NTE INEN 115	ASTM A36	150x13.3x2
1	2	Tuerca Hexagonal	DN	Acero	M6x0.8
1	2	Placa de empuje para moldes	NTE INEN 115	ASTM A36	56x13.3x2
Pos. Cont.		Denominación	Norma	Materia	Dim. en bruto

Nota: En la Figura 6.39 se puede observar los elementos que se complementan para cumplir con el objetivo de la placa de empuje de los moldes de silicona.

Este elemento neumático requerirá la producción de 2 unidades con dimensiones

idénticas, las cuales serán aplicadas en el sistema propuesto de alimentación y extracción de moldes.

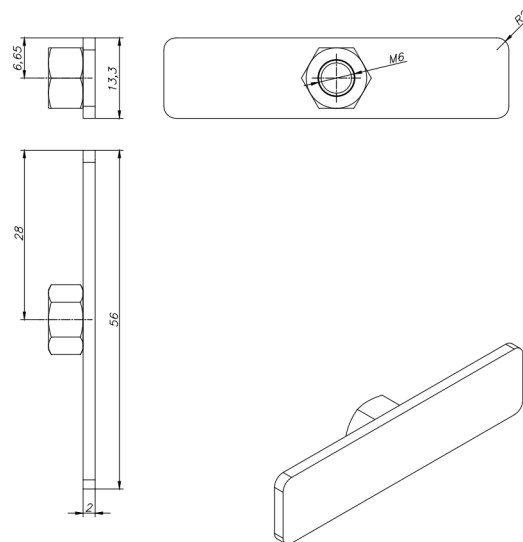
Ahora procederemos a analizar tanto la disposición como el método de ensamblaje necesario para asegurar el correcto funcionamiento de estos componentes. Empezaremos por abordar el punto [1], como se ilustra a continuación.

1.- Palca de empuje

La placa de empuje se unirá a una tuerca hexagonal a través de un proceso de soldadura. En este primer ensamble, se empleará una tuerca de tipo DIN-Acero-M6 x 0.8. La placa destinada para esta unión consiste en una lámina de 2 [mm] de espesor, con dimensiones de 56 x 13.3 x 2 [mm], presentando esquinas biseladas con un radio de 2 [mm]. Estos detalles se visualizan con claridad en la Figura 6.40.

Figura 6.40

Subsistema neumático - Placa de empuje para los moldes.



Nota: En la Figura 6.40 se puede observar las medidas de la placa de empuje de los moldes de silicona, el plano se lo encuentra en el **Anexo D**.

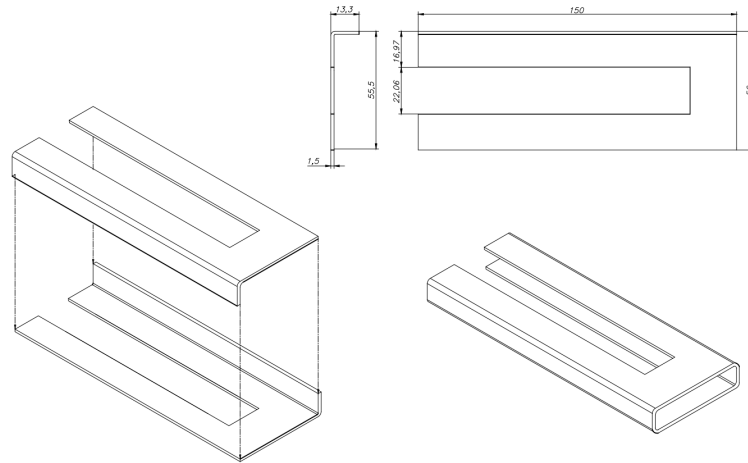
2.- Complemento placa de empuje para moldes

Este componente, tal como sugiere su nombre, complementa la placa de empuje original mencionada anteriormente. Su construcción se basará en la misma lámina de tool utilizada para crear el elemento mecánico [4] (Plataforma del sistema), empleando las dimensiones ilustradas en la Figura 6.41. Una vez que ambas piezas estén formadas, se unirán mediante soldadura. Una vez completa, esta nueva pieza se ensamblará al componente anterior, creando así el componente neumático final, denominado "Placa de empuje para moldes", descrito en el punto [2], y que se

detalla en la Figura 6.39.

Figura 6.41

Subsistema neumático - Complemento placa de empuje para los moldes.



Nota: En la Figura 6.41 se puede observar las medidas del complemento de la placa de empuje para los moldes de silicona.

Haciendo referencia que estos planos se encuentran con más detalle en el **Anexo D**.

En relación con el apartado anterior, donde se presentan dos piezas diseñadas específicamente para satisfacer las demandas del sistema neumático, es esencial abordar el proceso de sujeción de estos componentes. Esta fase se vuelve crucial para garantizar una integridad óptima y un funcionamiento eficiente dentro del contexto del sistema automatizado propuesto. Por lo tanto, se procede a describir los pasos necesarios para lograr una sujeción precisa y confiable de estas piezas en el diseño general del sistema.

3. Soportes para actuadores

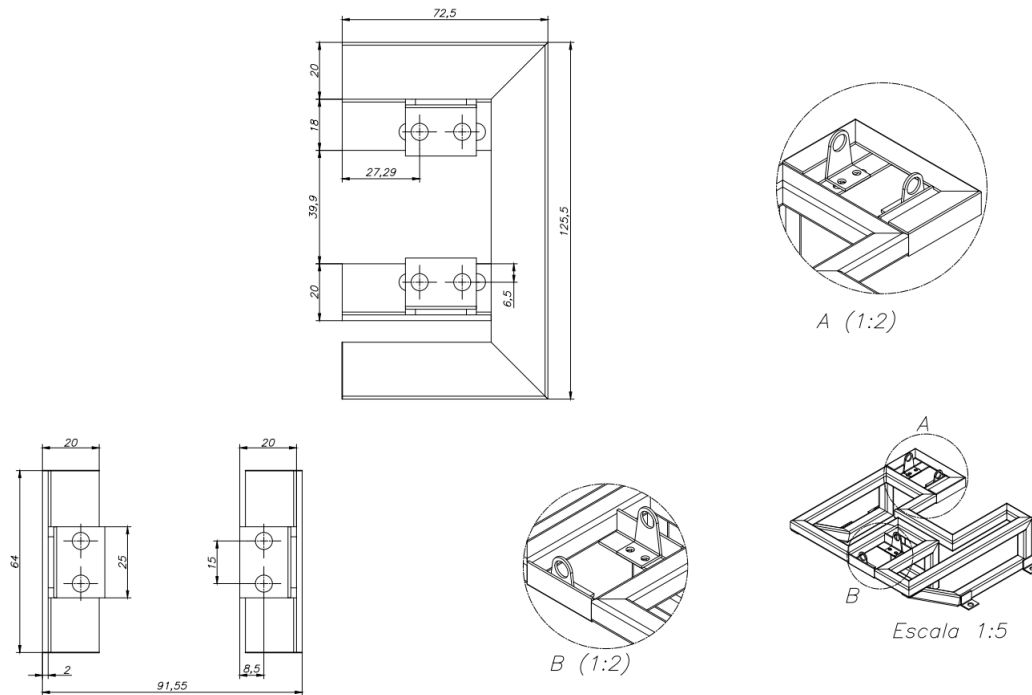
Para asegurar la posición operativa de los actuadores, se integran un par de elementos mecánicos en el subconjunto neumático. Estas piezas, exhibidas en la Figura 6.42, ya están equipadas con los dispositivos de sujeción pertinentes para asegurar los actuadores y las placas de empuje en su lugar adecuado.

Es importante señalar que estas piezas se crearán a partir de las platinas empleadas para el soporte del primer componente mecánico [1] “Estructura para soporte”. Estas platinas tienen dimensiones de 20 x 20 x 2 [mm] y se utilizarán para formar las nuevas piezas en el contexto del subconjunto neumático, enfatizando en que las piezas para el soporte del actuador ya viene integrado en la adquisición de los

mismos, los cuales solo se ensamblarán al soporte neumático del cual se habla en este apartado.

Figura 6.42

Subsistema neumático - Soporte para actuadores.



Nota: En la Figura 6.42 se puede observar la forma en la que se fijaran los actuadores al sistema mecánico para su funcionamiento.

Una vez creadas las piezas mecánicas mencionadas y visualizadas en la Figura 6.42, se procederá a su ensamblaje con el componente mecánico [1] “Estructura para soporte”. Este ensamblaje se llevará a cabo mediante soldadura, culminando así la casi totalidad del sistema conforme a lo abordado en este proyecto.

4. Tornillo hexagonal con cabeza falange M5 x L15 x R15

Los tornillos hexagonales con cabeza falange desempeñarán un rol importante al anclar los actuadores con los soportes para actuadores mencionados en los puntos anteriores, fijando así los puntos [1] y [2], para cumplir con esta función se requiere de 8 tornillos para su aplicación.

5. Tuerca de falange M5 x 0.8

En esta sección, las tuercas seleccionadas serán combinadas con los tornillos hexagonales mencionados en el punto anterior. Esta unión permitirá la fijación de los actuadores junto a la placa de empuje en el sistema mecánico, lo que garantizará el

correcto funcionamiento de la máquina y la consecución de los objetivos planteados en este proyecto. Para llevar a cabo esta aplicación, serán necesarias un total de 8 tuercas hexagonales con dimensiones M5 x 0.8. Dando paso finalmente al último elemento del subsistema neumático, el cual trata sobre la alimentación de aire a presión para el correcto funcionamiento de los actuadores.

6. Manguera neumática para red de aire a presión

Las mangueras seleccionadas para este propósito serán las mismas que se han venido utilizando en la máquina desde sus inicios. Esto se debe a que la fuente de aire proporciona la misma presión que la máquina existente. Además, se considera la entrada de aire a los actuadores, la cual es de tipo M5. En base a este criterio de selección, las mangueras deberán adaptarse a estas especificaciones para garantizar una compatibilidad óptima.

■ Componentes del sistema eléctrico

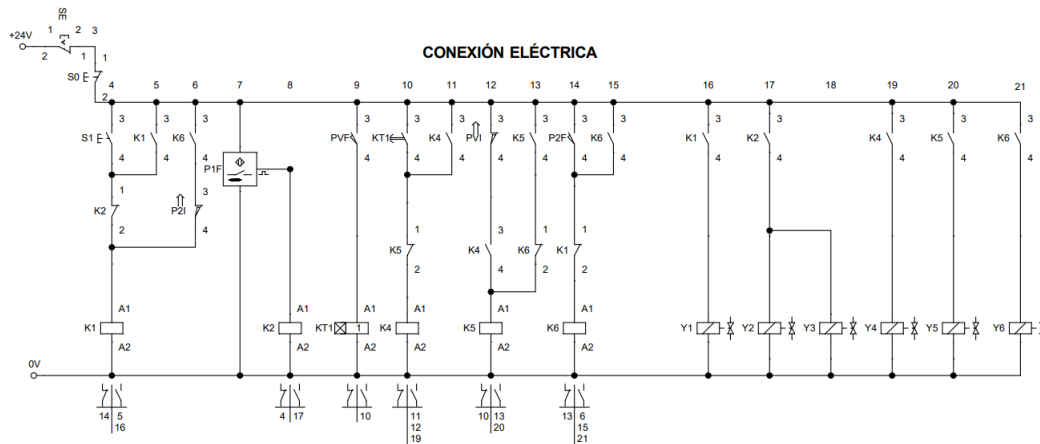
Concluido el detallado análisis de los subsistemas mecánico y neumático, ahora dirigimos nuestra atención al último componente esencial de este proyecto: el subsistema eléctrico. Este apartado abarcará la exploración y evaluación de los elementos eléctricos que intervendrán en el sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes de silicona.

Desde dispositivos de control hasta circuitos de potencia, se examinarán las interconexiones y funciones de cada componente, considerando tanto la funcionalidad operativa como los aspectos cruciales de seguridad y eficiencia en la operación del sistema en su conjunto. Este análisis eléctrico permitirá completar la comprensión integral de este sistema automatizado, preparándonos para la etapa final de diseño y desarrollo.

Como se puede observar en la Figura **6.43**, se presenta las conexiones necesarias para el correcto funcionamiento de los sistemas diseñados hasta el momento, por lo que se procede a analizar los componentes necesarios, siendo estos los que se mencionaran a continuación.

Figura 6.43

Subsistema eléctrico - Partes del sistema eléctrico que se aplicara.



Nota: En la Figura 6.43 se puede observar las conexiones eléctricas que se llevaran a cabo con el fin de darle funcionalidad al sistema planteado en este proyecto.

- **Pulsador de parada de emergencia (SE)**

Un componente eléctrico de gran relevancia es el pulsante de parada, el cual desempeña un papel fundamental al asegurar tanto la correcta funcionalidad del sistema como la seguridad del operario. Este aspecto ha sido abordado con especial atención a la ergonomía del diseño, garantizando la ubicación óptima de dicho pulsante. Estos pulsantes cuentan con un diseño preestablecido y características específicas. En este contexto, se optará por la implementación de un pulsante con características adecuadas a las necesidades del sistema y a los estándares de seguridad requeridos, como se muestra a continuación.

Figura 6.44

Subsistema eléctrico - Pulsante de emergencia.



Nota: En la Figura 6.44 se puede observar las características del pulsante de emergencia.

Tabla 6.11

Subsistema eléctrico - Tabla resumen de las características del pulsante de emergencia.

CARACTERÍSTICAS	
SKU	ELE314
Categoría	Electrónica
Etiquetas	Interruptor, lámpara, on off, switch
Contacto NC	1
Contacto NO	1
Diámetro	40 [mm]
Temperatura de trabajo	-35 A + 70 °C

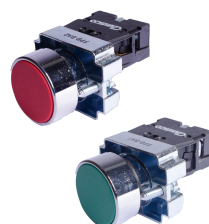
Nota: En la tabla **6.11** se puede observar las características del pulsante de emergencia.

- **Pulsador para encendido (S1) y apagado (S0)**

En el proceso de elección de los pulsadores de encendido y apagado, se atribuye una importancia primordial a la calidad y el rendimiento de estos componentes. La funcionalidad fluida y segura del sistema depende en gran medida de la elección adecuada de los pulsadores. Como resultado de este criterio, se ha optado por seleccionar los pulsadores CAMSCO Metálicos Simples de 22 [mm]. Estos elementos de maniobra y control son reconocidos en el ámbito industrial de manejo eléctrico por su fiabilidad y eficiencia en diversas aplicaciones. (Gonzaga & Rodriguez, 2015) Esta elección respalda la robustez y confiabilidad de nuestro sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes de silicona, consolidando aún más su diseño sólido y orientado al rendimiento.

Figura 6.45

Pulsante de encendido y apagado.



Nota: En la Figura **6.45** se puede observar las características del pulsante de encendido y apagado.

Tabla 6.12

Subsistema eléctrico - Tabla resumen de las características del pulsante de encendido y apagado.

CARACTERÍSTICAS	
SKU	ELE314
Categoría	Electrónica
Etiquetas	Interruptor, on off, switch
Contacto NC	1
Contacto NO	1
Diámetro	22 [mm]
Temperatura de trabajo	-35 A + 70 °C

Nota: En la tabla **6.12** se puede observar las características del pulsante de emergencia.

- **Sensores de proximidad (P1F)**

En esta sección, se introduce el uso del sensor de proximidad E18-D80NK, desempeñando un papel esencial en la detección precisa de los moldes de silicona. Este componente desempeña su función en coordinación con el actuador 1, responsable de impulsar los moldes hacia su posición antes de la inyección de la cera.

Dada la variabilidad en las dimensiones de los moldes, el sensor se encarga de detectar tanto la presencia como la distancia exacta del molde, lo que permite al actuador detenerse en el punto preciso. Esta sincronización garantiza que el molde sea posicionado con precisión antes de la inyección.

Asimismo, el sensor contribuye a la transición eficiente entre los actuadores, ya que, una vez que se completa la etapa de posicionamiento, el pistón vertical entra en juego. Este pistón ejerce la presión necesaria sobre el molde antes de la inyección de la cera, todo ello orquestado por este sensor de proximidad.

Las características del sensor E18-D80NK incluyen:

Figura 6.46

Subsistema eléctrico - Sensor de proximidad infrarrojo.



Nota: En la Figura 6.46 se puede observar las características del sensor de proximidad infrarrojo.

El E18-D80NK es un sensor diseñado para la detección de presencia de objetos mediante el fenómeno de reflexión de luz infrarroja. (Geek Factory, 2023)

Tabla 6.13

Subsistema eléctrico - Tabla resumen de las características del sensor de proximidad infrarrojo.

CARACTERÍSTICAS	
SKU	SEN0023
Categoría	Sensores
Rango de detección	3 a 80 [cm] (ajustable)
Voltaje de operación	5V DC
Corriente de salida máxima	100 [mA]
Salida	Tipo NPN normalmente abierto
Dimensiones	18 x 45 [mm]
Largo del cable	500 [mm]
Material	Plástico
Temperatura de trabajo	-25 a +70 [°C]

Nota: En la tabla 6.13 se puede observar las características del sensor de proximidad infrarrojo.

Esta elección refuerza la capacidad de nuestro sistema automatizado para llevar a cabo operaciones precisas y coordinadas, garantizando la calidad y eficiencia en el proceso de inyección de la cera en los moldes de silicona.

- **Sensor magnético para cilindro neumático**

Sensor magnético para varios tipos de cilindro neumático. Se monta con un bracket o soporte. El cable mide 1 metro. Según, (Jeancarlos, 2022), es un contacto eléctrico

que opera aplicando un campo magnético, el cual detecta el paso del vástago del actuador, enviando así una señal eléctrica para abrir o cerrar un contacto y con este principio dando paso a la secuencia de acción de los actuadores tal y como se muestra en la Figura 6.34, permitiendo así completar cada secuencia de alimentación y extracción de los moldes de silicona el sensor que se aplicara en los actuadores se muestra en la siguiente figura.

Figura 6.47

Subsistema eléctrico - Características del sensor magnético.



Nota: En la Figura 6.47 se puede observar las características del sensor magnético para actuadores cilíndricos.

Como se observó en la Figura 6.47, este sensor se aplicara en los puntos mostrados en las conexiones de la Figura 6.43, siendo estos los accionadores en los puntos (PVF, PVI, P2F y P2I), los cuales al recibir la señal magnética cumplirá con su función enviando una señal eléctrica, dando paso así al siguiente paso de la secuencia que se muestra en la Figura 6.34, para esta aplicación se requerirán de 4 sensores de tipo XC-31 con las siguientes características.

Tabla 6.14

Subsistema eléctrico - Tabla resumen de las características del sensor magnético.

CARACTERÍSTICAS	
Lógica de conmutación	SPST Normalmente abierto
Tipo de sensor	REED SWITCH
Potencia	10W máx.
Voltaje de operación	5 – 240V DC/AC
Corriente máx. de conmutación	100 [mA]
Consumo de corriente	Ninguno
Largo del cable	1000 [mm]
Material	PVC

Nota: En la tabla 6.14 se puede observar las características del sensor magnético.

- **Contactores**

En esta sección, procederemos con la elección de los contactores que estarán encargados de iniciar la secuencia de activación de las electroválvulas, cuyo análisis detallado se abordará en la próxima sección. Estos contactores se encuentran ilustrados en la Figura 6.43, y la necesidad de incorporar 5 unidades se hace evidente. Basándonos en su sólida reputación, se opta por seleccionar los contactores de la marca Schneider Electric, como se visualiza en la Figura 6.48. Estos contactores son elegidos debido a sus características y desempeño en situaciones similares, contribuyendo así a la eficiente operación del sistema. (Electric, 2011)

Figura 6.48

Subsistema eléctrico - Características del contactor seleccionado.



Nota: En la Figura 6.48 se puede observar las características del contactor seleccionado para la aplicación en el sistema eléctrico.

Tabla 6.15

Subsistema eléctrico - Tabla resumen de las Características del contactor seleccionado.

CARACTERÍSTICAS	
Gama	TeSys
Tipo de circuito de control	DC estándar
Tensión de circuito de control	125 V DC
Tensión asignada de resistencia a los choques	6 kV acorde a IEC
Corriente térmica convencional	10 A en <60°C
Conexiones de terminales	Fijación por tornillo
Altura	77 [mm]
Ancho	45 [mm]

Nota: En la tabla 6.15 se puede observar las características del contactor seleccionado.

En el apartado del **Anexo F** se puede encontrar el datasheet del componente que en este apartado se menciona.

- **Electroválvula direccional 5/2**

La válvula neumática descrita en la ficha técnica es un componente de 5 vías y 2 posiciones, con accionamiento y retorno mediante solenoide. Esta válvula es frecuentemente utilizada en aplicaciones con cilindros neumáticos de doble acción. Dispone de doble solenoide con 2 bobinas y es apta para una presión operativa de 0,15 a 0,8 MPa, con una presión máxima de 1,2 MPa. Esta válvula es adecuada para aire comprimido, filtrado y lubricado con partículas de hasta 40 μm . Opera en un rango de temperatura de 5 °C a 50 °C y requiere una corriente eléctrica de 200 μA en alimentación continua desde una batería de 24 V DC. Con una clasificación de protección IP65, es resistente al polvo y al agua. Tiene una frecuencia de operación de 5 ciclos por segundo y un tiempo de respuesta rápido de 0,05 segundos, la cual se muestra en la siguiente figura.

Figura 6.49

Subsistema eléctrico - Características de la electroválvula direccional 5/2.



Nota: En la Figura 6.49 se puede observar las características de la electroválvula direccional 5/2.

Esta se aplicará en las conexiones tanto neumáticas como eléctricas del sistema de alimentación y extracción de moldes, como se muestra en la Figura 6.34, antes de los dos actuadores (PH1) y (PH2), opcional a esto en la figura ya mencionada se puede observar reguladores de presión estos reguladores en este caso son opcionales, no son de vital importancia por lo que no se determina una selección de los mismos, pero en caso de aplicación sería en función del actuador que se seleccionó en el

subsistema neumático.

Con este elemento de electroválvula damos por finalizado los componentes del sistema eléctrico, dando paso así al siguiente punto que se analizará en este proyecto, el cual hace referencia al análisis técnico financiero como se muestra a continuación.

6.3.3. Análisis técnico financiero para determinar la factibilidad del diseño en una futura construcción del sistema.

Después de obtener las dimensiones precisas para cada componente del dispositivo propuesto, se procedió a elaborar un detallado diagrama de proceso, el cual se lo puede observar en el Anexo E, este abarca todos los aspectos del sistema. Este diagrama se convierte en un mapa esencial para comprender cómo los diferentes elementos se integran en el proceso de fabricación. Cada etapa se examinó minuciosamente, incluyendo la selección de los materiales adecuados, las técnicas de ensamblaje, los equipos requeridos y el tiempo estimado para cada fase del proceso.

Es fundamental señalar que este análisis exhaustivo abarca los tres subsistemas principales: mecánico, neumático y eléctrico. Para el subsistema mecánico, se detalla cómo se cortan, mecanizan y ensamblan las piezas individuales para crear el conjunto final. En el caso del subsistema neumático, se describen los procesos de montaje de los componentes relacionados con el control del aire comprimido. Además, se aborda en detalle la instalación y conexión de los elementos eléctricos que gestionan el funcionamiento automático del sistema.

En esta etapa, también se consideran las horas de diseño invertidas en la creación de planos y la preparación de la documentación técnica. Además, se estima el tiempo necesario para la construcción física del sistema, desde la fabricación de las partes hasta el montaje y las pruebas finales. Cada una de estas variables se pondera cuidadosamente para obtener un cálculo preciso de los costos asociados con la construcción del sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes.

El análisis de los costos es una etapa esencial para determinar la inversión necesaria en este proyecto. Este análisis no solo abarca los costos directos de los materiales y la construcción, sino que también considera los gastos relacionados con el transporte de componentes y materiales, así como cualquier otro costo adicional asociado. Al tener en cuenta todos estos factores, se obtiene una perspectiva integral de los recursos financieros requeridos para llevar a cabo la implementación exitosa del sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes de silicona. Los valores calculados y los detalles específicos se presentarán en las hojas de costos a continuación.

**PROYECTO: Diseño De Un Sistema Automático De Alimentación Y Extracción De Moldes De Silicona
Para Joyería
ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS**

NOMBRE DEL OFERENTE: ANTHONY DAVID PAUCAR ROMERO

PROYECTO: Diseño De Un Sistema Automático De Alimentación Y Extracción De Moldes De Silicona Para Joyería

ITEM: 1

DESCRIPCION: Sistema Mecánico

UNIDAD: 1

EQUIPO Y HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor	3%MO			6,53
Plegadora	1	4,0	1,0	4,0
Maquina de corte tronadora	1	2,7	1,0	2,7
Amoladora	1	4,0	1,0	4,0
Soldadora MIG	1	9,0	2,0	18,0
Taladro vertical	1	3,0	1,0	3,0
Cotadora plasma	1	9,0	1,0	9,0
			PARCIAL M	47,22

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Placa Acero SAE/AISI 1035 140 x 140 x 15 [mm]	u	2,00	38	76,00
Tubo cuadrado 20 x 20 x 1,5 [mm]	u	1,00	15	15,00
Platina en L 20 x 20 x 2 [mm]	u	1,00	7	7,00
Plancha 1220 x 2440 x 1,5 [mm]	u	1,00	18	18,00
			PARCIAL N	116,00

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de placas tubos platina y plancha	u	1	6,50	1	6,50
				PARCIAL O	6,50

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ingeniero Mecanico	1	3,58	50	179,00
Ayudante mecanico	2	3,22	6	38,64
			PARCIAL P	217,64

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)				387,36
INDIRECTOS Y UTILIDAD			20,00%	77,47
COSTO TOTAL DEL RUBRO				
VALOR PROPUESTO				464,83

ÁNALISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL OFERENTE:

ANTHONY DAVID PAUCAR ROMERO

PROYECTO: Diseño De Un Sistema Automático De Alimentación Y Extracción De Moldes De Silicona Para Joyería

ITEM: 2

DESCRIPCION: Sistema Neumático

UNIDAD: 1

EQUIPO Y HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor	3%MO			2,44
(Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	1	3,0	1,0	3,0
Tijeras para corte	1	1,0	2,0	2,0
Prensa	1	0,5	1,0	0,5
Pulidora	1	2,7	2,0	5,4
Taladro vertical	1	3,0	1,0	3,0
			PARCIAL M	16,34

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Actuadores DSNU-12-150- Doble acción	u	2,00	45	90,00
Manguera de presión a 6 bar	u	1,00	20	20,00
			PARCIAL N	110,00

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de los materiales para la conexión	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ingeniero Mecanico	1	3,58	20	71,60
Ayudante mecanico	1	3,22	3	9,66
			PARCIAL P	81,26

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)				210,60
INDIRECTOS Y UTILIDAD			20,00%	42,12
COSTO TOTAL DEL RUBRO				
VALOR PROPUESTO				252,72

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL OFERENTE:

ANTHONY DAVID PAUCAR ROMERO

PROYECTO: Diseño De Un Sistema Automático De Alimentación Y Extracción De Moldes De Silicona Para Joyería

ITEM: 3

DESCRIPCION: Sistema Eléctrico

UNIDAD: 1

EQUIPO Y HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor	3%MO			0,29
(Desarmadores, cinta, terminales, playo,etc)	1	4,0	2,0	8,0
Pelacables y cortador de ajuste automatico	1	2,0	2,0	4,0
			PARCIAL M	12,29

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Pulsante emergencia	u	1,00	7,5	7,50
Pulsante On - Of	u	2,00	2,5	5,00
Cable de conexión	u	1,00	20	20,00
Sensor magnético para cilindro neumatico	u	4,00	5	20,00
Sensor de proximidad (P1F)	u	1,00	4	4,00
Contacto	u	5,00	5	25,00
Electrovalvula direccional 5/2	u	2,00	15	30,00
			PARCIAL O	111,50

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de materiales para la conexión	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ingeniero Mecanico	1	3,58	10	35,80
Ayudante mecanico	1	3,22	3	9,66
			PARCIAL P	45,46

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)					172,25
INDIRECTOS Y UTILIDAD				20,00%	34,45
COSTO TOTAL DEL RUBRO					
VALOR PROPUESTO					206,70

ANÁLISIS DE COSTOS TOTALES

PROYECTO: *Diseño De Un Sistema Automático De Alimentación Y Extracción De Moldes De Silicona Para Joyería*

Fecha: 22/7/2023

N°	Descripción	Unid.	Cantidad	P. Unitario	P. Total
1	Sistema Mecánico	u	1	464,83	464,83
2	Sistema Neumático	u	1	252,72	252,72
3	Sistema Eléctrico	u	1	206,70	206,70
				TOTAL	924,25

Responsable: *ANTHONY DAVID PAUCAR ROMERO*

Este análisis se basará en la producción generada por hora, y para ello se realizó un análisis de producción en un tiempo estimado, el cual se lo observa en la Tabla **6.3**, en la cual se estima una producción de 100 piezas modeladas en cera en 1 hora aproximadamente.

$$100 \text{ piezas } \times 1 \text{ hora}$$

Si consideramos que el tiempo de presión aplicada a los moldes y la inyección de cera dura entre 20 a 25 segundos, y se estima un promedio de 25 segundos por molde para la inyección, entonces en un lote de 100 piezas se estima que el tiempo total sería:

$$T_{pr100p} = 25 \text{ s} \cdot 100$$

$$T_{pr100p} = 2500 \text{ s}$$

$$T_{pr100p} = 41.6 \text{ min}$$

Luego de un análisis exhaustivo, se estima que un total de 2500 segundos se destinan exclusivamente a la producción, considerando la presión de los moldes y el proceso de inyección de la cera.

En cada ciclo de producción, se observa una pérdida de tiempo que oscila entre 5 y 15 segundos, como se muestra en la Tabla **6.3** por molde debido a las actividades de alimentación y extracción de los mismos, ahora se estimará el tiempo perdido en función de la hora de producción y el tiempo que toma la producción actualmente el cual ya se calculó en el punto anterior, por lo tanto, el tiempo perdido se calcula de la siguiente manera.

$$T_{perdido} = 3600 \text{ s} - T_{pr100p}$$

$$T_{perdido} = 1100 \text{ s}$$

$$T_{perdido} = 18.4 \text{ min}$$

Si consideramos que actualmente se asigna un total de 41.6 minutos para cada ciclo de producción, podemos estimar que un tiempo significativo de 18.4 minutos se destina a estas operaciones de alimentación y extracción de moldes, el cual se considera como tiempo perdido.

Al introducir el sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes de silicona, se proyecta la optimización del tiempo de producción de piezas modeladas en cera, utilizando los 1100 segundos perdidos, los cuales están disponibles. Para estimar este beneficio, se ha realizado el cálculo pertinente mediante la aplicación de la regla de 3 que dicta que “si se produce 1 pieza en 25 segundos, cuantas piezas se producirán en 1100 segundos”, el cual arroja el siguiente valor.

$$NP_{T_{perdido}} = \frac{T_{perdido} \cdot 1 \text{ pieza}}{25 \text{ s}}$$

$$NP_{T_{perdido}} = \frac{1100 \text{ s} \cdot 1 \text{ pieza}}{25 \text{ s}}$$

$$NP_{T_{perdido}} = 44 \text{ piezas}$$

Al aplicar el sistema de alimentación y extracción de moldes, se logra aprovechar los 1100 segundos disponibles, lo que se traduce en la producción de 44 piezas modeladas en cera en ese lapso de tiempo.

Realizando un análisis del resultado obtenido, se concluye que en una hora de producción se lograrán obtener un total de 144 piezas modeladas en cera. Considerando un promedio de \$5,00 por cada pieza, y teniendo en cuenta que estas piezas están destinadas principalmente a joyería pequeña como anillos o pendientes, se procederá a realizar un análisis comparativo de los costos antes y después de la implementación de la máquina. Este análisis financiero se llevará a cabo utilizando indicadores clave como el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR).

Generación de ingresos antes de aplicar el sistema.

$$G_{ant} = \$5,00 \cdot 100 \text{ piezas}$$

$$G_{ant} = \$500$$

Antes de aplicar el sistema automatizado se generaban \$500,00 en una hora, mientras que una vez aplicado el sistema automático de alimentación y extracción de moldes se obtiene el siguiente valor.

$$G_{dsp} = \$5,00 \cdot 144 \text{ piezas}$$

$$G_{dsp} = \$720$$

Una vez aplicado el sistema automático se obtiene un total de \$720,00 por hora, generando así una ganancia extra de \$220,00 dentro de la misma hora.

Finalmente, para demostrar la viabilidad del proyecto para su futura implementación, se llevará a cabo un análisis técnico-financiero detallado basado en la evaluación del Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR). Este análisis se realizará de manera explícita y concreta, proporcionando una comprensión completa de los resultados obtenidos y su significado en términos de la factibilidad del proyecto.

- **Valor actual neto (VAN)**

Siguiendo la aplicación de la ecuación 5.21, consideramos el valor de inversión (I) necesario para la ejecución de este proyecto, el cual fue analizado en el punto anterior y

se estimó en \$924,25. Ahora procederemos a calcular el Valor Actual Neto (VAN) para evaluar la rentabilidad de la inversión en el menor tiempo posible.

Considerando un valor aproximado para la tasa de descuento “ k ”, podemos estimar esta tasa como el tipo de interés que obtendríamos de un depósito bancario. Por ejemplo, si consideramos una tasa de interés del 5%, tendríamos $k = 0.05$. Al aplicar esta tasa en la ecuación del Valor Actual Neto (VAN) previamente mencionada, podemos evaluar la viabilidad financiera del proyecto.

Donde:

Se estimará un tiempo aproximado de 3 meses, con los ingresos que se detalla a continuación:

$$F_1 = \$550$$

$$F_2 = \$700$$

$$F_3 = \$720$$

Obteniendo un resultado para los tres meses de:

$$VAN = -I + \frac{F_1}{(1+k)^1} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \frac{F_3}{(1+k)^3}$$

$$VAN = -924,25 + \frac{550,00}{(1+0.05)^1} + \frac{700,00}{(1+0.05)^2} + \frac{720,00}{(1+0.05)^3}$$

$$VAN = \$830,69$$

Exactamente, al obtener un VAN positivo en el análisis financiero, se concluye que la inversión es viable. Esto significa que la ganancia generada por el proyecto es mayor que la ganancia que se obtendría al mantener el dinero en un depósito bancario. En este caso, la rentabilidad absoluta del proyecto sería de \$830,69. Esto indica que implementar el sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona resultaría en un retorno financiero favorable en comparación con las alternativas disponibles. Sin embargo, es importante determinar la rentabilidad relativa o Tasa Interna de Retorno (TIR) para comprender aún mejor la rentabilidad que ofrece este proyecto. A continuación, se detalla el proceso para calcular este valor clave.

■ **Tasa interna de retorno (TIR)**

Efectivamente, la Tasa Interna de Retorno (TIR) es la tasa de descuento k que hace que el Valor Actual Neto (VAN) sea igual a cero ($VAN = 0$). Este análisis se basa en

la ecuación 5.22, que se expresa de la siguiente manera:

$$0 = -I + \frac{F1}{(1+k)^1} + \frac{F2}{(1+k)^2} + \frac{F3}{(1+k)^3}$$

$$0 = -924,25 + \frac{550,00}{(1+k)^1} + \frac{700,00}{(1+k)^2} + \frac{720,00}{(1+k)^3}$$

En este punto se trata de despejar la k de esta ecuación, teniendo en consideración que este cálculo se vuelve bastante complejo cuando supera las ecuaciones de segundo grado, por lo cual se hace necesaria la aplicación de un programa, en este caso hacemos uso del programa Excel el cual tiene comandos integrados para este tipo de cálculos, los cuales se detallan a continuación.

Tabla 6.16

Análisis técnico financiero - Cálculo del (TIR) - Excel.

	A	B
1	Tasa de descuento ($k = 5\%$)	0.05
2	Inversión	-950
3	1° Mes	550
4	3° Mes	700
5	4° Mes	720
6	=TIR (B2:B5)	45 %

Nota: En la tabla **6.16** se puede observar el valor calculado de la (TIR), por medio de codigos en Excel.

Una Tasa Interna de Retorno (TIR) del 45% en el presente proyecto de sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona para joyería significa que la inversión es bastante rentable. Esta tasa indica que el proyecto tiene la capacidad de generar un rendimiento del 45% sobre la inversión inicial en un período determinado. En otras palabras, por cada unidad de moneda invertida, se espera obtener un aumento del 45% en términos de beneficios netos.

Una TIR del 45% es significativamente superior a las tasas de interés bancarias y otras oportunidades de inversión seguras. Esto confirma que el proyecto no solo es financieramente viable, como lo indicó el Valor Actual Neto (VAN) positivo, sino que también tiene un potencial de retorno sustancialmente alto en comparación con alternativas más tradicionales de inversión. Por lo tanto, es una señal alentadora de que implementar este sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona es una decisión acertada en términos financieros.

7. Resultados

En esta sección, presentamos los resultados obtenidos del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona para el inyector de cera aplicado en joyería. Los resultados reflejan el trabajo minucioso llevado a cabo para cumplir con los objetivos establecidos previamente en el proyecto.

7.1. Condiciones iniciales

Los resultados obtenidos al establecer las condiciones iniciales para el diseño del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona fueron fundamentales para el desarrollo exitoso del proyecto. Mediante un análisis detallado de las especificaciones técnicas y operativas requeridas, se logró definir con precisión los parámetros clave que guiarían todo el proceso de diseño.

Tabla 7.1

Tabla resumen de las condiciones iniciales.

RESUMEN - CONDICIONES INICIALES		
Medidas del sistema actual	92 x 100 x 70,7	[mm]
Tamaño de los moldes limitantes	80 x 65 x 30	[mm]
Presión ejercida para la sujeción de los moldes	200	[kPa]
Tiempo de ingreso/inyección de los moldes	20 - 25	[s]
Temperatura de fundición de a cera	65 - 68	[°C]
Presión de aire de la máquina	0 - 0,2	[MPa]
Piezas producidas por hora	100	
Tiempo perdido en ingreso y salida de los moldes	5 - 15	[s]

Nota: En la tabla 7.1 se puede observar una recopilación de las condiciones iniciales que ya se habían detallado con anterioridad.

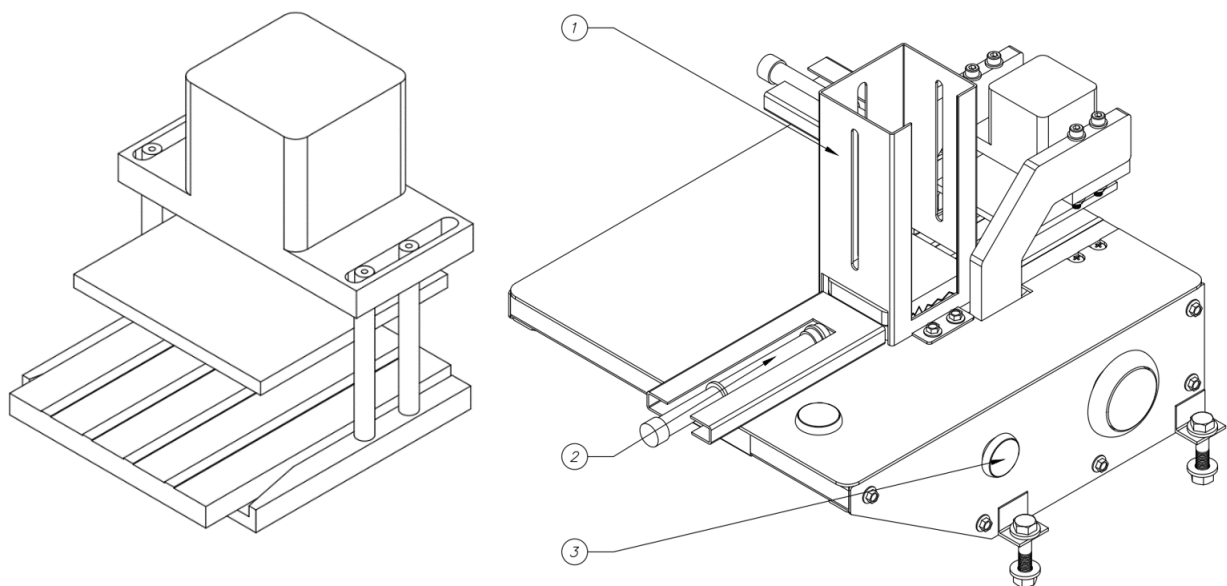
7.2. Diseño mecánico

A través de un enfoque multidisciplinario y el uso de software de ingeniería avanzado, se han logrado resultados significativos que garantizan una mayor eficiencia, precisión y seguridad en el manejo de los moldes. El diseño se basó en las condiciones iniciales cuidadosamente establecidas, que incluyeron especificaciones técnicas precisas, como dimensiones, capacidad de carga y velocidades de operación. Esto permitió la creación de un sistema altamente adaptable y personalizable, capaz de manejar diferentes tamaños y formas de moldes de silicona, proporcionando una solución flexible para diversas aplicaciones en la joyería.

A continuación, se presenta la evolución desde un sistema manual, ilustrado en la Figura 7.1, hacia un sistema completamente automatizado que realiza la tarea de alimentar y extraer los moldes de silicona destinados a la inyección de cera.

Figura 7.1

Resultados del diseño mecánico.

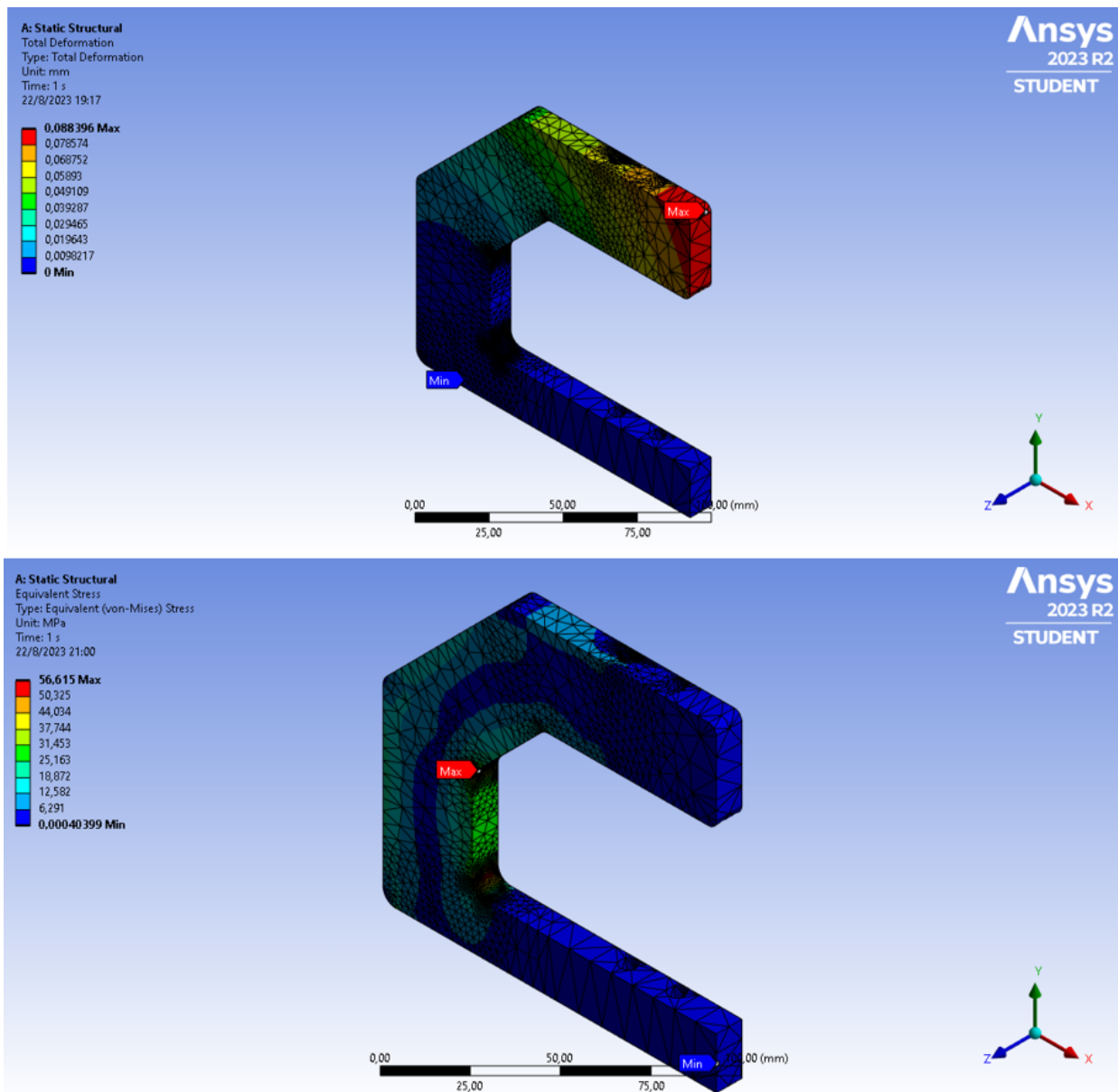


Nota: En la Figura 7.1 se puede observar el sistema inicial y el final con los resultados obtenidos en función del diseño mecánico que se realizó.

A través de un análisis y estudio minucioso, se logró desarrollar el diseño óptimo del sistema, como se ha destacado anteriormente. Además, para reforzar la confiabilidad del diseño, se llevó a cabo un análisis utilizando el método de elementos finitos en la pieza crítica del sistema, identificada como el elemento número [6] "perfil de sujeción para pistón vertical." en el subsistema mecánico. Los resultados de este análisis fueron positivos y se presentan de manera gráfica en la Figura 7.2.

Figura 7.2

Resultados de la simulación - Ansys.



Nota: En la Figura 7.2 se puede observar los resultados obtenidos por el análisis de métodos finitos del elemento mecánico “perfil de sujeción para pistón vertical”.

Por último, se presentará una tabla que recopilará los valores calculados y otros resultados esenciales para el diseño del sistema. Esta tabla resumirá de manera concisa los hallazgos obtenidos a lo largo de este proyecto.

Tabla 7.2*Resultados - Resumen de los cálculos realizados.*

RESUMEN - RESULTADOS DE LOS CALCULOS		
Diseño Mecánico		
Medidas del sistema propuesto	300 x 315 x 260	[mm]
Dimensiones del perfil diseñado	125 x 131 x 10	[mm]
Selección del material	SAE/AISI 1035	
“h” en función del factor de diseño	33	[mm]
“h” tomado como valor final	35	[mm]
Fuerza sobre centroide placa 1	1.28	[kN]
Momento en eje “x” generado por la F1	19.2	[kN·mm]
Reacciones en los puntos A y B	0.64	[kN]
Momento en eje “z” generado por empotramiento	10.88	[kN·mm]
Momento en eje “x” generado por reacción en A	56.32	[kN·mm]
Momento en eje “x” total	75.52	[kN·mm]
Esfuerzo máximo	57.469	[MPa]
Límite de resistencia a la fatiga	248.211	[MPa]
Fracción de resistencia a la fatiga	0.899	
Resistencia a la fatiga para un ciclo infinito	248.211	[MPa]
Existe fallo por fatiga	No	
Factor de seguridad	4.3	
Factor de utilidad	0.2315	23.15 %
Deformación total mallado por defecto	0.086929	[mm]
Esfuerzo máximo mallado por defecto	39.445	[MPa]
Deformación total mallado mejorado	0.088396	[mm]
Esfuerzo máximo mallado por defecto	56.615	[MPa]
Diseño Neumático		
Fuerza total que deberá ejercer el actuador	1.581	[N]
Fuerza normal	2.108	[N]
Diámetro del vástago	3.173	[mm]
Carrera	150	[mm]
Selección del actuador	DSNU-12-150	

Nota: En la tabla **7.2** se puede observar una recopilación de los resultados obtenidos una vez realizado los cálculos necesarios.

7.3. Análisis técnico financiero

El análisis técnico financiero llevado a cabo para evaluar la viabilidad del sistema de alimentación y extracción de moldes de silicona ha arrojado resultados altamente alentadores. A través de una evaluación exhaustiva de los costos asociados y los beneficios esperados, se ha demostrado que la inversión en este sistema automatizado es una decisión estratégica y rentable para la empresa de joyería, dicha inversión yace en la Tabla 7.3.

Tabla 7.3

Tabla resumen de los costos de inversión.

RESUMEN - COSTOS DE INVERSIÓN	
Subsistemas	Costos de inversión
Sistema Mecánico	\$464,83
Sistema Neumático	\$252,72
Sistema Eléctrico	\$206,70
Inversión Total	\$924,25

Nota: En la tabla 7.3 se puede observar un resumen de los costos de inversión generados en el presente proyecto.

Considerando una inversión inicial de \$924.25 en la implementación del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona, los cálculos muestran un Valor Actual Neto (VAN) positivo de \$830.69 para un período de 3 meses. Esto sugiere que la inversión en el proyecto generaría una ganancia neta de \$830.69 después de considerar los costos iniciales.

Además, el cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR) resultó en un valor del 45%. Esta tasa indica que la inversión tendría un rendimiento del 45%, lo que indica una alta rentabilidad en relación con la tasa de descuento utilizada para los flujos de efectivo.

En resumen, los resultados del análisis técnico financiero confirman que el proyecto de implementar el sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona en la joyería es una inversión sólida y estratégica. Los valores positivos del Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR) demuestran su viabilidad económica y su potencial para generar ganancias. En conclusión, esta iniciativa no solo promete optimizar la producción y eficiencia, sino que también coloca a la empresa en una posición favorable para adaptarse al mercado y aprovechar nuevas oportunidades de crecimiento.

8. Conclusiones

- Tras una evaluación detallada de la operación en Joyería Montero, se evidencia que el proceso de inyección de cera, realizado de manera manual, está enfrentando desafíos significativos. A medida que la demanda de productos aumenta con el tiempo, la producción sigue limitada, lo que crea un desequilibrio en la capacidad de respuesta. Ante esta situación, se hace evidente la urgente necesidad de adoptar un sistema de alimentación y extracción de moldes de silicona automatizado. La implementación de esta solución no solo optimizaría el proceso de producción, ahorrando tiempo valioso, sino que también se proyecta como una estrategia efectiva para impulsar el crecimiento económico de la empresa, alineando la producción con las crecientes demandas del mercado.
- Establecer las condiciones iniciales para el diseño mecánico del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona fue un paso importante en este proyecto. A través de una profunda investigación y análisis de los requisitos del equipo y los indicadores técnicos, fue posible definir claramente los parámetros más importantes que guían el proceso de diseño. La identificación de las características técnicas, el rendimiento deseado y las limitaciones de uso creó una base sólida para el desarrollo del sistema y aseguró que fuera coherente con los objetivos del proyecto.
- Utilizando un software de diseño avanzado y un enfoque multidisciplinario, se desarrolló un sistema automatizado inteligente que optimiza el flujo de trabajo y minimiza el tiempo de producción. El software utilizado permitió programar ciclos de trabajo que aseguran un manejo cuidadoso y preciso de los moldes de silicona durante la inyección de cera.
- El análisis económico y técnico, que se realizó para conocer la factibilidad del proyecto en la futura construcción del sistema, brindó información valiosa sobre el potencial económico del proyecto. A través de una evaluación detallada de los costos asociados con la construcción, implementación y mantenimiento del sistema, se identificaron oportunidades para optimizar los recursos y reducir los riesgos financieros. La previsión de beneficios esperados, tanto en forma de aumento de la productividad como de mejora de la calidad del producto, sugiere que una inversión en un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona sería muy rentable y estratégicamente útil para una empresa o interesado en su implementación.

- La implementación del sistema automatizado de alimentación y extracción de moldes de silicona en Joyería Montero revolucionaría sus operaciones al acelerar la producción, mejorar la calidad y liberar recursos humanos para tareas más valiosas. Esta solución estratégica optimizaría tiempos y recursos, impulsando la capacidad de producción, la calidad del producto y la competitividad en el mercado de joyería artesanal. Aunque la inversión inicial es notable, los beneficios a largo plazo en eficiencia operativa y calidad del producto justificarían ampliamente esta decisión, abriendo un horizonte de crecimiento y excelencia para la empresa

9. Recomendaciones

Con base en los objetivos mencionados anteriormente, se sugiere llevar a cabo las siguientes acciones para el desarrollo exitoso del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona:

- 1** Establecimiento detallado de requisitos: Es fundamental realizar un análisis exhaustivo de los requisitos técnicos, operativos y de rendimiento del sistema antes de iniciar el diseño. Para ello, se recomienda involucrar a expertos en ingeniería mecánica y usuarios clave, a fin de identificar todas las necesidades y expectativas del dispositivo.
- 2** Pruebas y validación: Antes de la implementación final, se deben realizar pruebas rigurosas y validaciones del sistema para garantizar su correcto funcionamiento y rendimiento. Esto puede incluir pruebas de carga, pruebas de resistencia y simulaciones de escenarios de uso real.

Siguiendo estas recomendaciones, se maximizarán las posibilidades de éxito en el desarrollo e implementación del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona, asegurando un aumento en la eficiencia de la producción y una mejora en la calidad de los productos de joyería.

Referencias Bibliográficas

- Albarrán, J. M. (2014). *Diseño y fabricación de un molde para inyección en plástico*. Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI). Universidad Pontificia Comillas.; Accedido él: 25 de febrero del 2023.
- Amat, O. (2000). *Eva: Valor económico agregado*. Edición. Editorial Gestión. Lima, Perú.[Recuperado de:<https://www.redalyc.org/pdf/816/81610107.pdf>; Accedido él: 09 de mayo del 2023.
- Anonimo. (2023). *Cera de joalharía e bolor de borracha*. Actualizado: 2023. [Recuperado de: Empresa Joyería Montero; Accedido él: 25 de mayo del 2023.
- Arsam. (2019). *La ergonomía en herramientas manuales y máquinas*. Actualizado: Nov 18 de 2019. [Recuperado de: <https://www.arsam.es/la-ergonomia-en-herramientas-manuales-y-maquinas/>; Accedido él: 10 de abril del 2023.
- Autodesk. (2023). *Diseño asistido por computadora software de diseño cad*. [Recuperado de: <https://www.autodesk.mx/solutions/cad-software>; Accedido él: 10 de marzo del 2023.
- Beltrán Rico, M., y Marcilla Gomis, A. (2012). *Tecnología de polímeros*. Universidad de Alicante; Accedido él: 10 de marzo del 2023.
- BIRTLH. (2020). *Fundición a presión en cámara caliente*. [Recuperado de: https://ikastaroak.ulhi.net/edu/es/DFM/DMMF/DMMF01/es_DFM_DMMF01_Contenidos/website232_fundicin_a_presion_en_camara_caliente.html; Accedido él: 10 de mayo del 2023.
- DELSOL, S. (2020). *Tasa interna de retorno (tir)*. Actualizado: 2021. [Recuperado de: <https://www.sdelsol.com/glosario/tasa-interna-de-retorno-tir/>; Accedido él: 10 de mayo del 2023.
- Electric, S. (2011). *Contactador auxiliar tesys d, 3na+2nc, 10a, 125vdc*. Descargado de <https://www.se.com/co/es/product/CAD32GD/contactador-auxiliar-tesys-d-3na+2nc-10a-125vdc/?%3Frange=767-tesys-k-d-sk-auxiliary-contactors&parent-subcategory-id=1510&selected-node-id=12661005502> (Recuperado de <https://www.se.com/co/es/product/CAD32GD/contactador-auxiliar-tesys-d-3na+2nc-10a-125vdc/?%3Frange=767-tesys-k-d-sk-auxiliary-contactors&parent-subcategory-id=1510&selected-node-id=12661005502>)
- FESTO. (2023). Cilindro redondo.
- Frenkler, D., y Zawistowski, H. (2001). *Hot runners in injection moulds*. iSmithers Rapra Publishing.
- Galbarro, H. R. (2023). *Resistencia mecánica a fatiga*. Descargado de <https://ingemecanica>

- .com/tutorialsemanal/tutorialn217.html (Fecha de acceso: 15 de agosto de 2023)
- Geek Factory. (2023). Características de sensor de proximidad infrarrojo. obtenido de: <https://www.geekfactory.mx/tienda/sensores/e18-d80nk-sensor-de-proximidad-infrarrojo/>.
- Gonzaga & Rodriguez. (2015). Pulsador camasco. obtenido de: <https://electricoindustrial.com.ec/producto/pulsador-camsco-metalico-simple/>.
- Google Maps. (2023). *Ubicación en google maps*. [Disponible en: <https://www.google.com/maps>; Accedido él: 3 de marzo del 2023].
- Guayco, S. Z., y Alfredo, S. (2010). *Diseño y simulación de un molde de inyección para la fabricación de cuerpos dispensadores de agua para refrigeradoras*. Universidad Politécnica Salesiana, Quito, Ecuador.; Accedido él: 10 de marzo del 2023.
- Hajet Tool Corporation. (2010). *Injector de cera con controlador manual*:. Descargado de <https://www.hajettool.com/wax-injectors/Wax%20Injector%20with%20Manual%20Controller.html> (Recuperado de [<https://www.hajettool.com/wax-injectors/Wax%20Injector%20with%20Manual%20Controller.html>])
- HIBBELER, R. C. (2010). *Ingeniería mecánica dinámica* (Vol. 12). r Pearson Educación de México, S.A.
- Ingedemy. (2022). *Fallas por fatiga de metales*. Descargado de <https://www.facebook.com/ingedemy/photos/a.138085204663505/455273832944639/?type=3> (Fecha de acceso: 15 de agosto de 2023)
- Interempresas, C. S. (2009). *Un repaso a los procesos más habituales de inyección*. Actualizado: 2018. [Recuperado de:<https://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/31521-Un-repaso-a-los-procesos-mas-habituales-de-inyeccion.html>; Accedido él: 12 de marzo del 2023.
- JeanCarlos. (2022). *Sensores-electroneumática*. Descargado de <https://www.udocz.com/apuntes/278312/sensores-electroneumatica> (Fecha de acceso: 21 de agosto de 2023)
- Juinall, R. C., y Marshek, K. M. (2005). *Fundamentals of machine components design* (4th ed.). Nueva York: Wiley.
- Jerma, J. R. (2018). *Presión de inyección (iii)*. Actualizado: 2018. [Recuperado de:[https://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/220558-Presion-de-inyeccion-\(III\).html](https://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/220558-Presion-de-inyeccion-(III).html); Accedido él: 10 de mayo del 2023.
- Mariano. (2011). *Inyección de materiales plásticos i*. Actualizado: 2011. [Recuperado de:<https://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/06/inyeccion-de-materiales-plasticos-i.html>; Accedido él: 28 de febrero del 2023.
- Mateu, E. H. (2016). *Modelado en cera ii - aplicado a la joyería*. Actualizado: 2018. [Recuperado de:<https://talleresfabrika12.blogspot.com/p/modelado-en-cera-ii.html>; Accedido él: 11 de marzo del 2023.
- Morales, V. V. (2014). *Valor actual neto (van)*. Actualizado: 2020. [Recuperado de:

- <https://economipedia.com/definiciones/valor-actual-neto.html>; Accedido él: 10 de mayo del 2023.
- Morles, V. (1979). *Planeamiento y análisis de investigación*. Ediciones de la Facultad de Humanidades y Educación. Escuela de Educación. U.C.V., Caracas; Accedido él: 2 de marzo del 2023.
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de materiales* (5th ed.). Prentice Hall.
- QuimiNet. (2011). *¿cuáles son los principales tipos de ceras que existen?* Actualizado: 2011. [Recuperado de:<https://www.quiminet.com/articulos/cuales-son-los-principales-tipos-de-ceras-que-existen-61854.htm>; Accedido él: 27 de febrero del 2023.
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., y Budynas, R. G. (2010). *Diseño en ingeniería mecánica* (9.^a ed.). McGraw-Hill Interamericana.
- Tkno. (2023). *Historia de la máquina de moldeo por inyección de plástico*. Actualizado: 2023. [Recuperado de:<https://www.tkno.mx/historia-de-la-maquina-de-moldeo-por-inyeccion-de-plastico/>; Accedido él: 28 de febrero del 2023.
- Vanegas Useche, L. V. (2018). *Diseño de elementos de máquinas*. Actualizado: 2021. [Recuperado de: <https://repositorio.utp.edu.co/items/7e89561b-fb93-4e33-94e5-9de2cdff8a72/full>; Accedido él: 10 de mayo del 2023.
- VFísica. (2013). Tablas de valores de los coeficientes. <https://vallyblog.wordpress.com/fisica-2013/2-periodo/friccion/coeficiente-de-friccion/tablas-de-valores-de-los-coeficientes/>.
- Yasui Co, Ltd. (2010). *Digital vacuum wax injection*. Descargado de <https://dokumen.tips/documents/digital-vacuum-wax-injection-system-vacuum-wax-injection-system-digital-vacuum.html?page=1> (Recuperado de [<https://dokumen.tips/documents/digital-vacuum-wax-injection-system-vacuum-wax-injection-system-digital-vacuum.html?page=1>])
- Zienkiewicz, O. (1981). *El método de los elementos finitos*. Reverté.; Accedido él: 12 de febrero del 2023.

ANEXOS

ANEXO A: Matriz de Consistencia Lógica

Tabla 9.1

Matriz de consistencia.

MATRIZ DE CONSISTENCIA				
PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPÓTESIS GENERAL	VARIABLES	MARCO TEÓRICO
¿Será posible diseñar un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona mediante software de ingeniería para un inyector de cera aplicado en joyería?	Diseñar un sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona mediante software de ingeniería para un inyector de cera aplicado en joyería.	El diseño del sistema automático de alimentación permitirá la optimización del tiempo de operación en Joyería Montero.	- VI : Joyería. - VD : Diseño.	Que es un inyector de cera. Diseño mecánico y automatización. Inyector de polimeros u otros fluidos (cera).
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	VARIABLES	MARCO TEÓRICO
¿Es posible establecer las condiciones iniciales para el diseño del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona?	Establecer las condiciones iniciales para el diseño mecánico del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona.	Las condiciones iniciales establecerán el diseño mecánico del sistema automático de alimentación y extracción de moldes de silicona.	- VI : Condiciones iniciales. - VD :Diseño.	Procesos de inyección y sistema de automatización. Diseño mecánico (Material construcción).
¿Será factible proponer el diseño mecánico del sistema automático de alimentación mediante el uso de software de ingeniería para garantizar una posterior construcción del dispositivo?	Proponer el diseño mecánico de un sistema automático de alimentación mediante el uso de software de ingeniería para garantizar una posterior construcción del dispositivo.	Se propondrá el diseño mecánico del sistema automático de alimentación mediante el uso de software de ingeniería para garantizar una posterior construcción del dispositivo.	- VI : Condiciones iniciales. - VD :Diseño.	Sistemas de alimentación automáticos para procesos de inyección de cera. Análisis cálculos analíticos y de simulación.
¿Es posible realizar un análisis técnico financiero para determinar la factibilidad del diseño en una futura construcción del sistema?	Realizar un análisis técnico financiero para determinar la factibilidad del diseño en una futura construcción del sistema.	Se realizará un análisis técnico financiero para determinar la factibilidad del diseño en una futura construcción del sistema.	- VI : Condiciones iniciales. - VD :Diseño.	Indicadores financieros.

Nota: La matriz de consistencia presentada facilita identificar la relación que existe entre las variables y los objetivos además de como se relaciona con el marco teórico referencial.

ANEXO B: Operacionalización de Variables

La Tabla 9.2 presenta la operacionalización de la variable independiente: condiciones iniciales.

Tabla 9.2

Variable independiente.

VARIABLE INDEPENDIENTE: CONDICIONES INICIALES			
Dimensiones	Definición	Indicador	Magnitud
Espacio Físico	Dimensionado general del sistema automatizado que se diseñara.	Longitud	Metros [m]
Materiales (Construcción)	Selección de materiales para la construcción del sistema automatizado.	Clasificación	
Ergonomía	Diseño ergonómico conforme a los requerimientos de la empresa.	Longitud (altura de maquina, seguridad)	Metros [m]
Tamaño de moldes	Considerar las medidas de los moldes ya existentes para el diseño del sistema de alimentación.	Moldes (diferencia de medidas de los moldes)	Metros [m]
Presión de aire	Considerar la presión de aire que se dispone par poder automatizar el sistema.	Pistones e inyección por aire (diferencia de volumen de los moldes)	[MPa/PSI/bar]

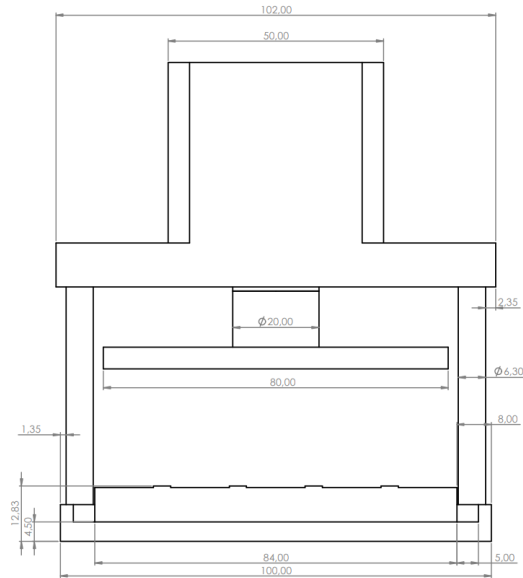
Nota: La tabla presenta las definiciones de la variable independiente utilizada en la investigación, aplicadas al diseño de un sistema de liamentación y extracción de moldes de silicona para aplicación en joyería.

En la Tabla 9.2, se presenta la variable independiente de este proyecto, que define de manera precisa los elementos autónomos y no relacionados que componen este estudio. Estos factores serán exhaustivamente investigados para forjar una solución a la problemática que afecta a la empresa. A través del análisis de estas variables, se pretende desarrollar una solución que impacte positivamente en la organización, ofreciendo respuestas concretas a los desafíos planteados.

ANEXO C: Restricciones de Diseño

Figura 9.1

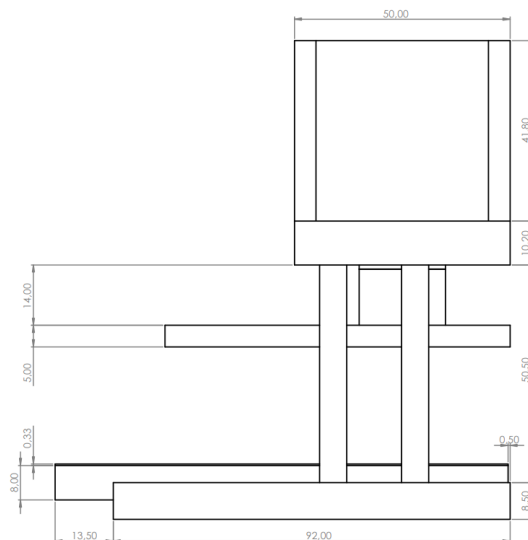
Sistema actual-Vista frontal.



Nota: En la Figura 9.1 se puede observar el sistema actual desde la vista Frontal.

Figura 9.2

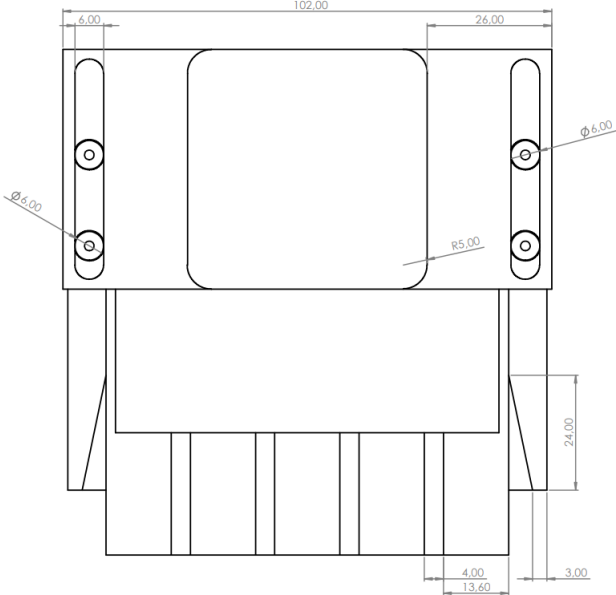
Sistema actual-Vista lateral.



Nota: En la Figura 9.2 se puede observar el sistema actual desde la vista lateral derecha.

Figura 9.3

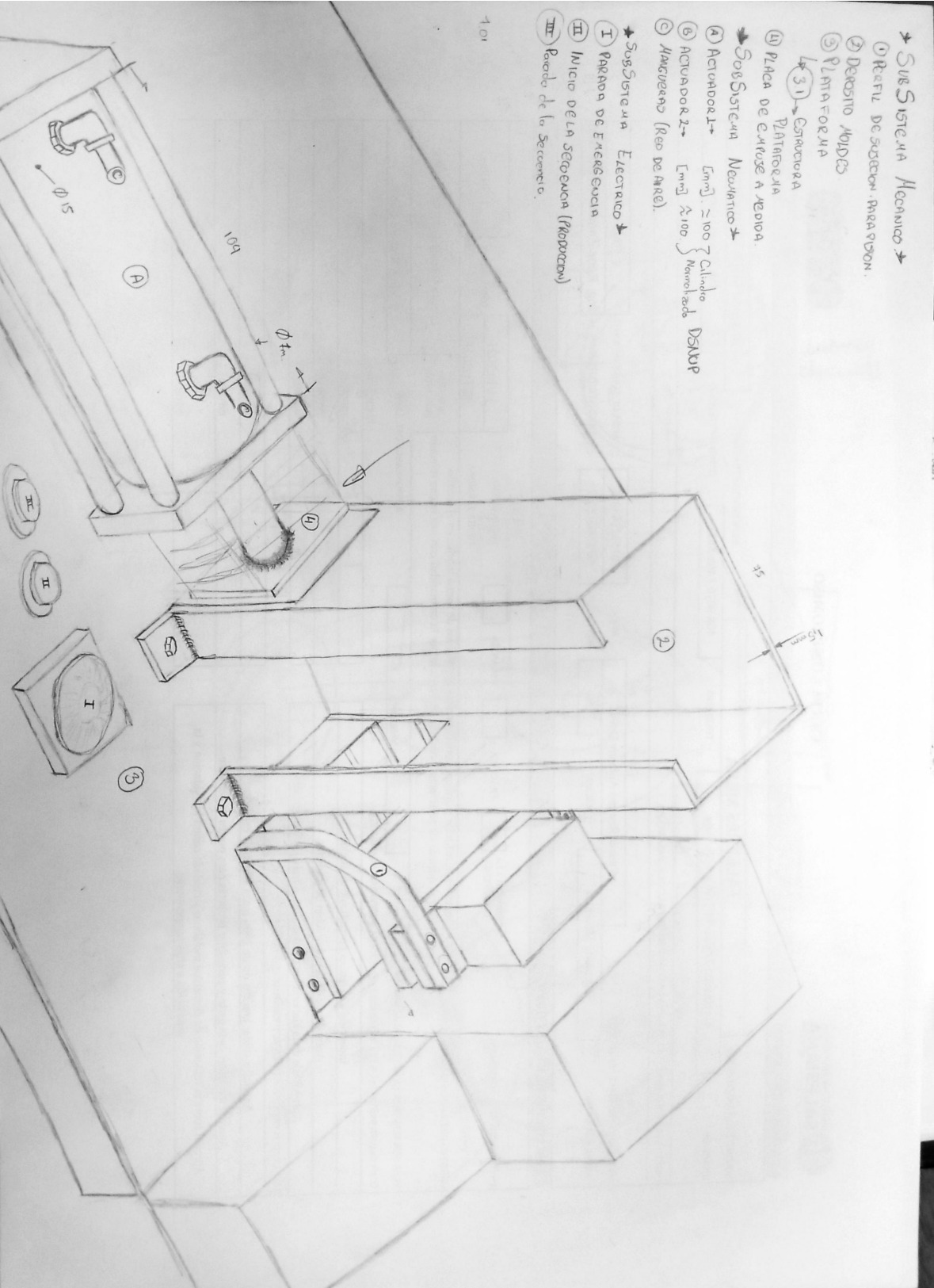
Sistema actual-Vista superior.



Nota: En la Figura 9.3 se puede observar el sistema actual desde la vista superior.

Figura 9.4

Boceto de la propuesta de diseño



Nota: En la Figura 9.4 se puede observar la propuesta de solución en forma de bocetaje

ANEXO D: PLANOS DEL SISTEMA

A6
148x105

A5
210x148

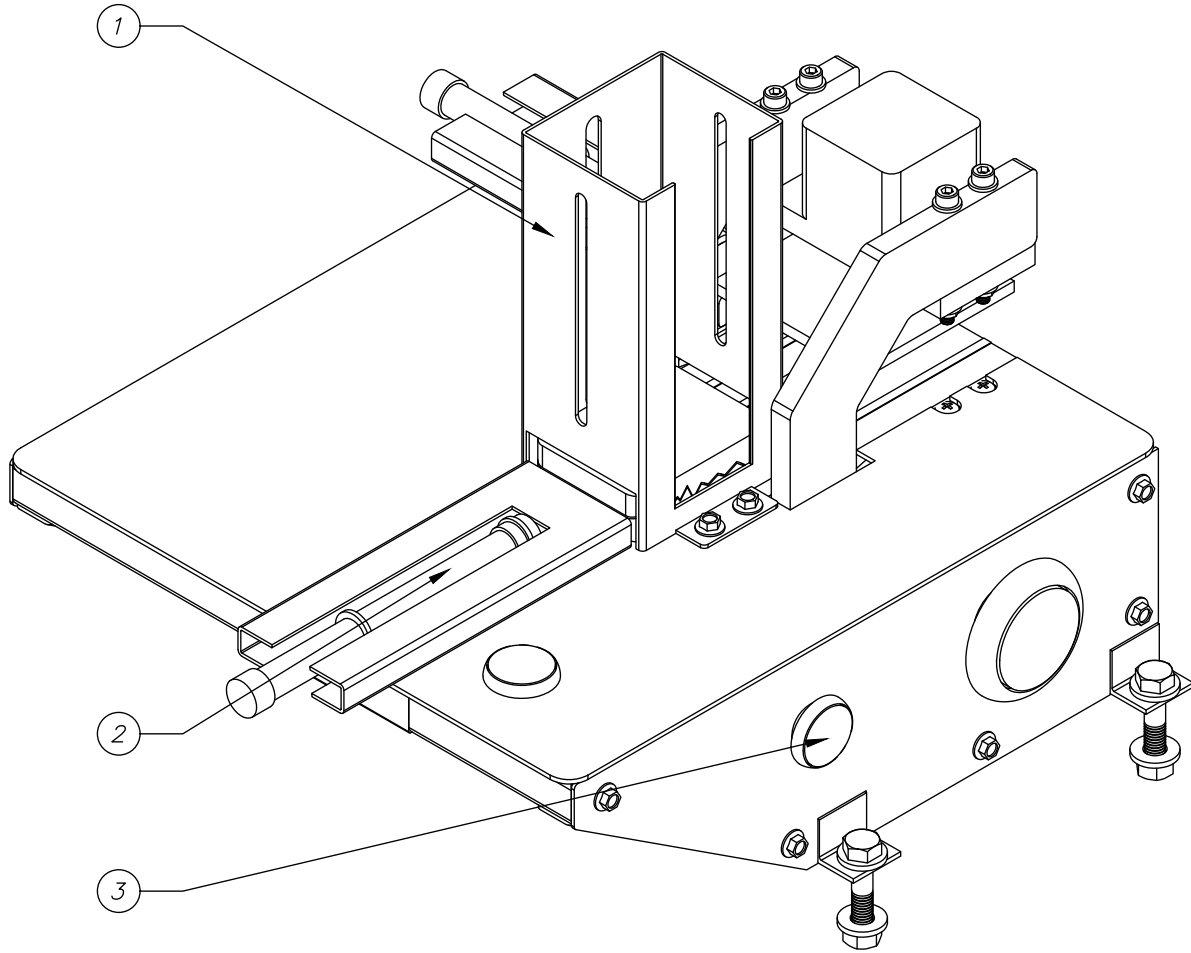
A4
297x210

A3
420x297

A2
594x420

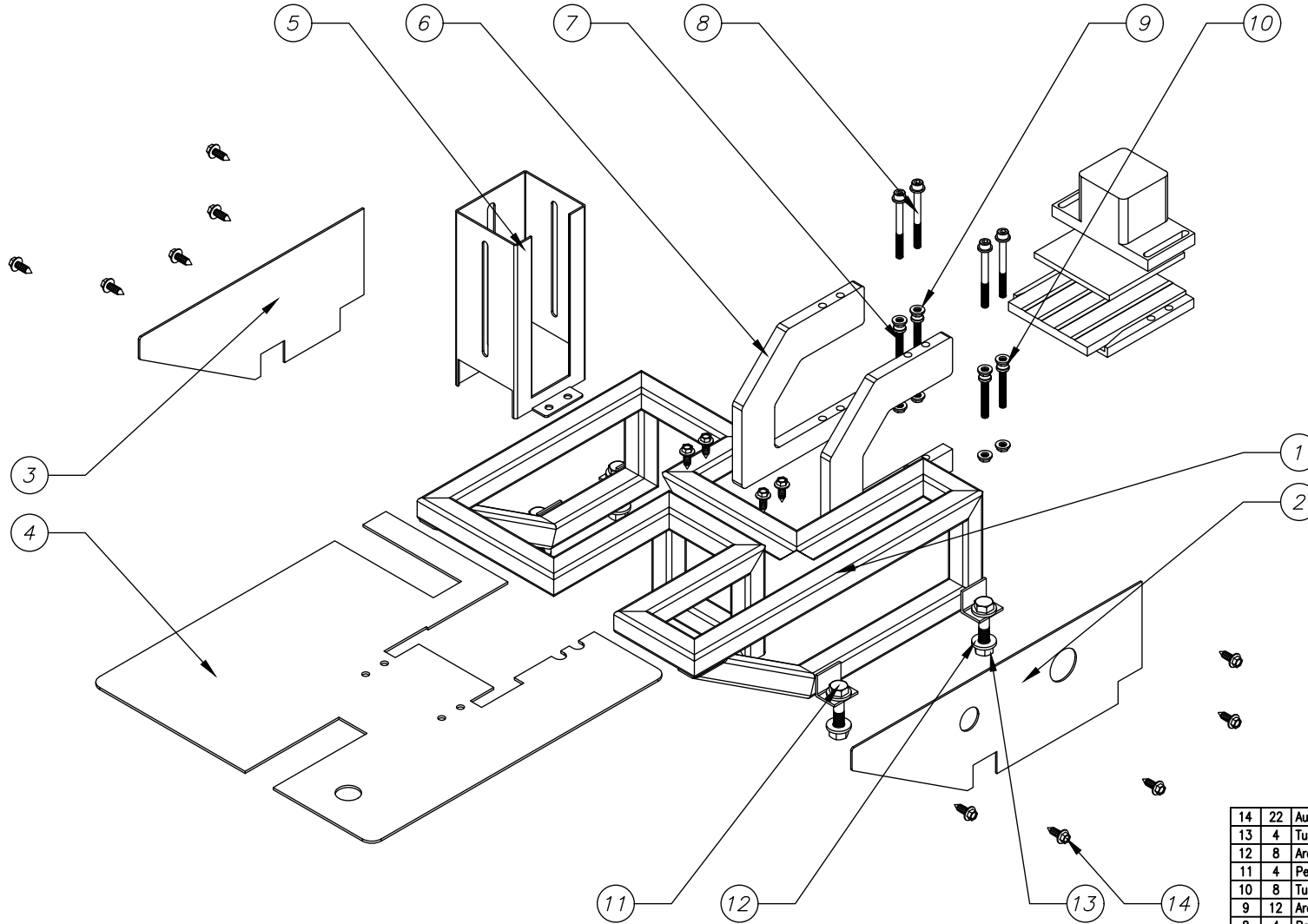
A1
841x594

A0
1189x841



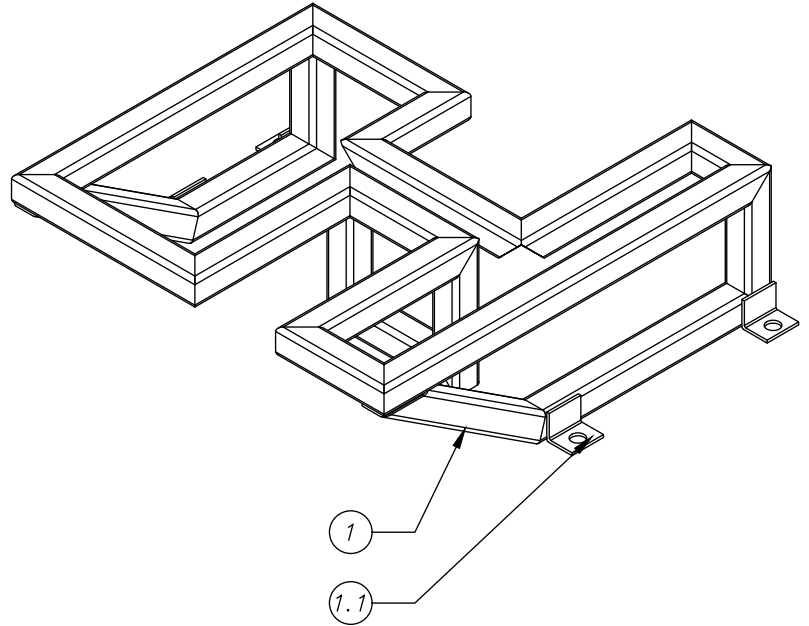
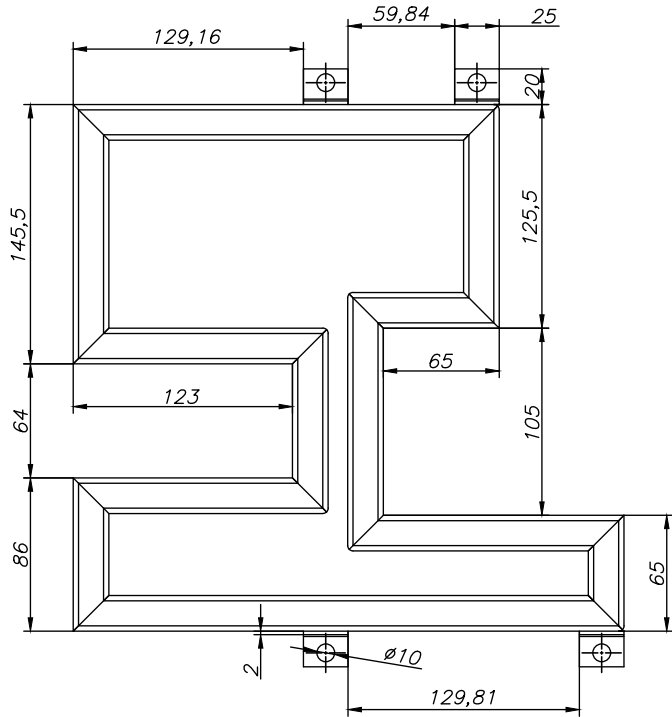
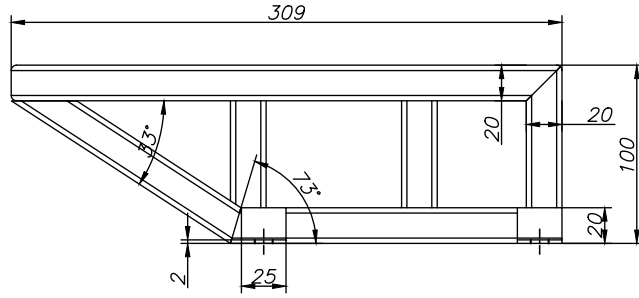
3	1	Subsistema 3			Eléctrico	
2	1	Subsistema 2			Neumático	
1	1	Subsistema 1			Mecánico	
Pos.	Cant.	Denominación		Norma	Material	Dim. en bruto
Pos.	Cant.	Denominación		Norma	Material	Dim. en bruto
		Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica		
Dibujado	Anthony Paucar	29/07/2023		SEDE MATRIZ CUENCA		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
Comprobado	Ing. John Calle					
Proyección		Propuesta de Diseño – Subsistemas				Escala: 1:2
						Lámina N° 1S

A6 148x105
 A5 210x148
 A4 297x210
 A3 420x297
 A2 594x420
 A1 841x594
 A0 1189x841



14	22	Autorrosantes Cabeza Hexagonal	ST5.5-1.8		L16xR14.2
13	4	Tuerca Hexagonal			M8x1.25
12	8	Arandela Plana de Acero M8			9.12x18.8x2.3
11	4	Pernos Hexagonales			M8xL40xR22
10	8	Tuerca Hexagonal			M5x0.8
9	12	Arandelas Planas de Acero M5			d5.78xD11x1.4
8	4	Perno Allen Cabeza Cilíndrica			M5xL55xR22
7	4	Tornillo Estrella Cabeza Redonda			M5xL35xR35
6	2	Pefil de sujeción de pistón vertical	SAE	AISI 1035	124.2x130.5
5	1	Deposito moldes de silicona	NTE INEN 115	ASTM A36	240.2x175x1.5
4	1	Plataforma del sistema	NTE INEN 115	ASTM A36	315x300x1.5
3	1	Cubierta 2	NTE INEN 115	ASTM A36	239x100x1.5
2	1	Cubierta 1	NTE INEN 115	ASTM A36	309x100x1.5
1	1	Estructura para soporte	ASTM A500	Tubo cuadrado	20x20x1.5
Pos.	Cont.	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
		Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	
Dibujado		Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
Comprobado		Ing. John Calle		MATRIZ CUENCA	
Proyección					Escala: 1:3.5
Sub-Subsistema Mecánico					Lámina N° 1SM

A6 148x105
 A5 210x148
 A4 297x210
 A3 420x297
 A2 594x420
 A1 841x594
 A0 1189x841



Tolerancia general: ± 1

1.1	4	Estructura (anclaje)	NTE INEN 115	Platina en L	20x20x2
1	1	Estructura	ASTM A500	Tubo cuadrado	20x20x1.5
Pos.	Cont.	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
Dibujado	Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica		
Comprobado	Ing. John Calle	29/07/2023	SEDE MATRIZ CUENCA		
Proyección	Estructura para soporte				Escala: 1:3
					Lámina N° 1

A6
148x105

A5
210x148

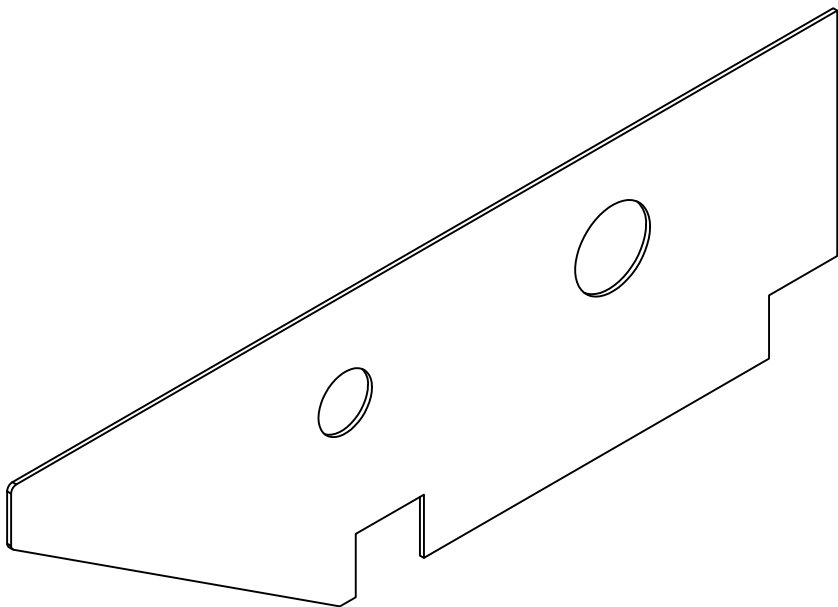
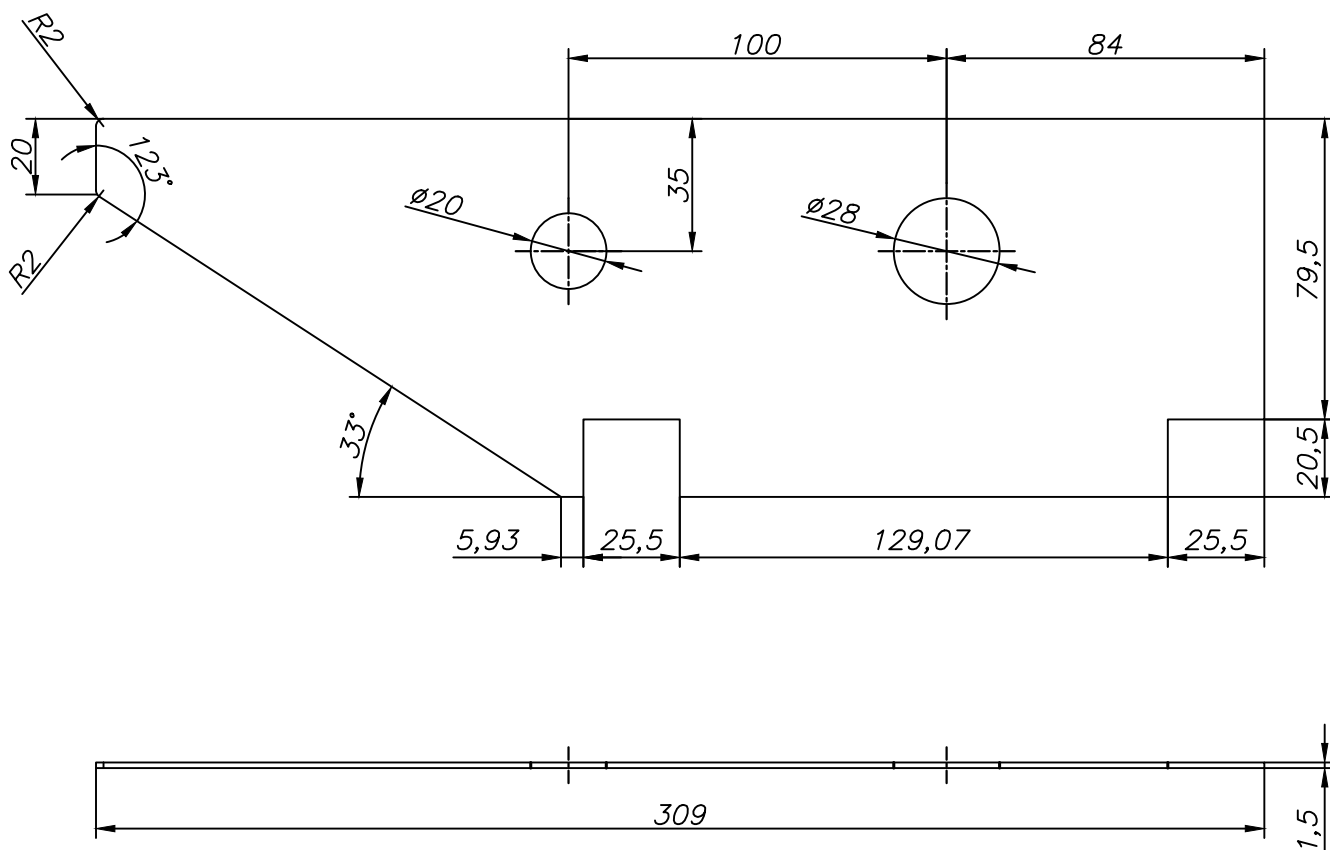
A4
297x210

A3
420x297

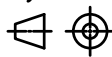
A2
594x420

A1
841x594

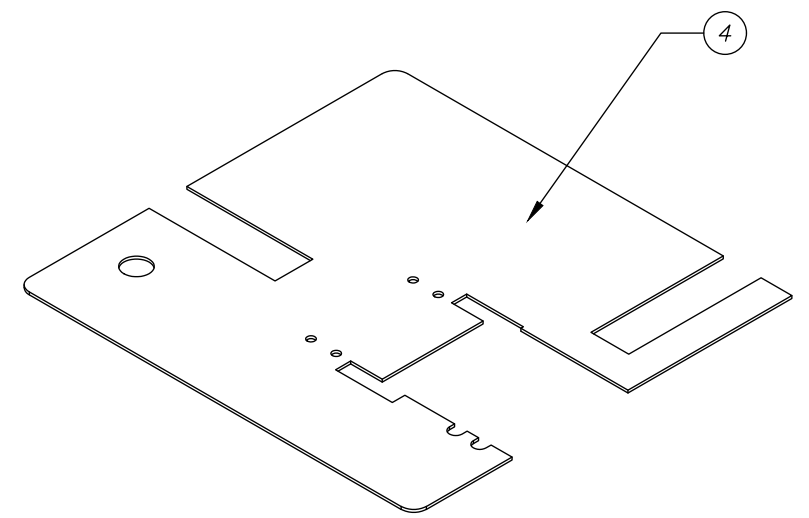
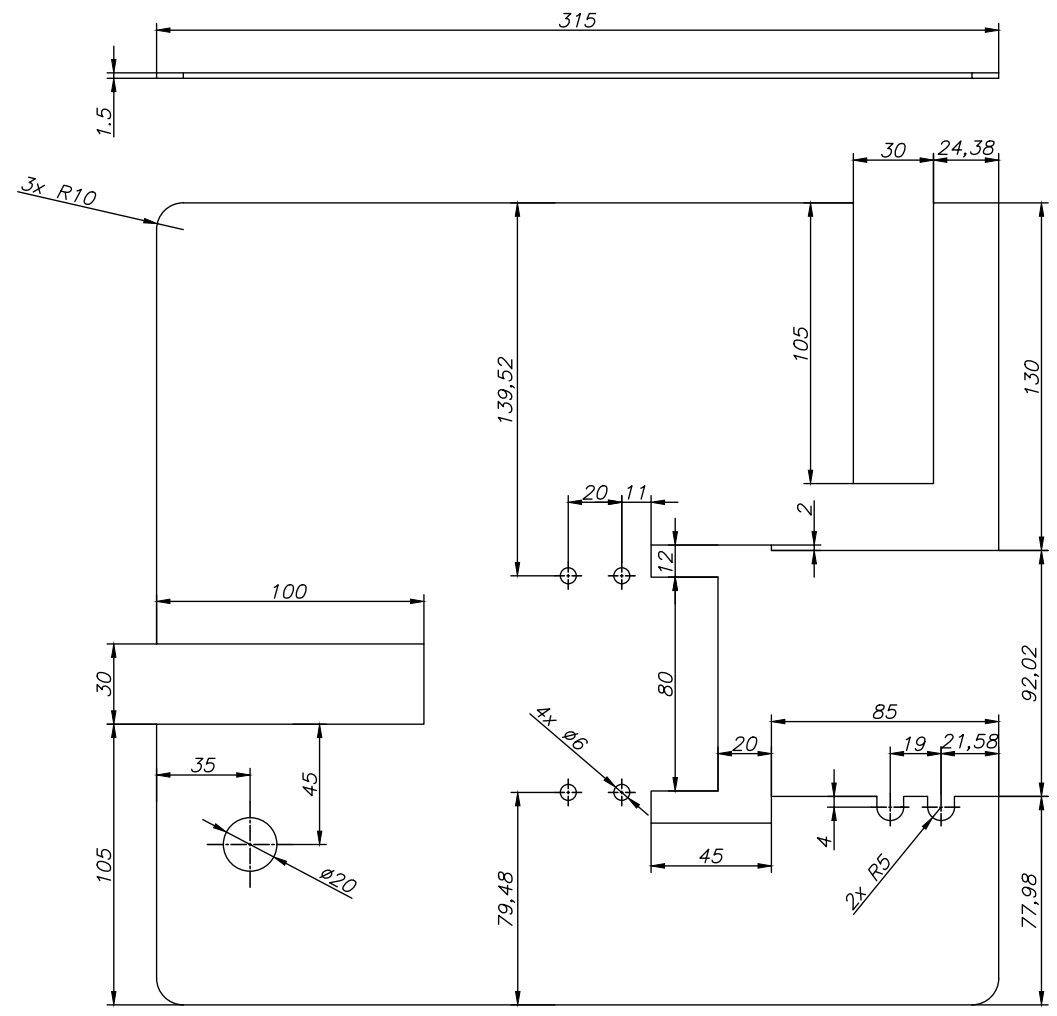
A0
1189x841



Tolerancia general: ± 1

	Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	 UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
Dibujado	Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE	
Comprobado	Ing. John Calle		MATRIZ CUENCA	
Proyección	Cubierta1			Escala: 1:2
				Lámina N° 2

A6 148x105
 A5 210x148
 A4 297x210
 A3 420x297
 A2 594x420
 A1 841x594
 A0 1189x841



Escala 1:3

Tolerancia general: ± 1

6	1	Plataforma	NTE INEN 115	ASTM A36	1220x2440x1.5
Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
Dibujado	Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	SEDE MATRIZ CUENCA	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
Comprobado	Ing. John Calle	29/07/2023			
Proyección	Plataforma				Escala: 1:2
					Lámina N° 4

A6
148x105

A5
210x148

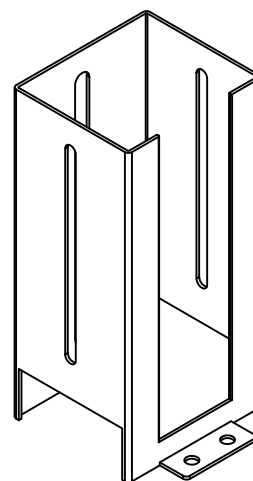
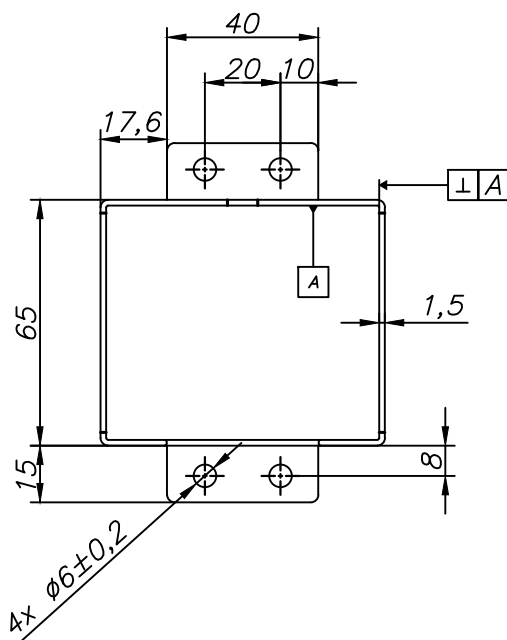
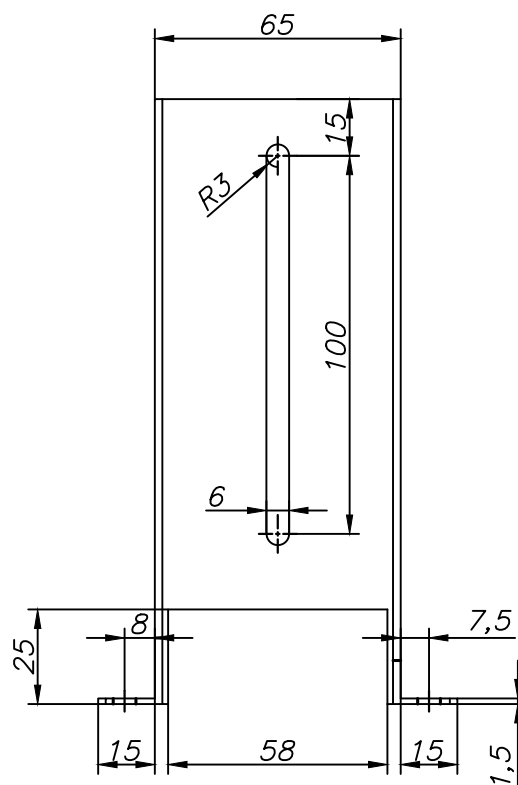
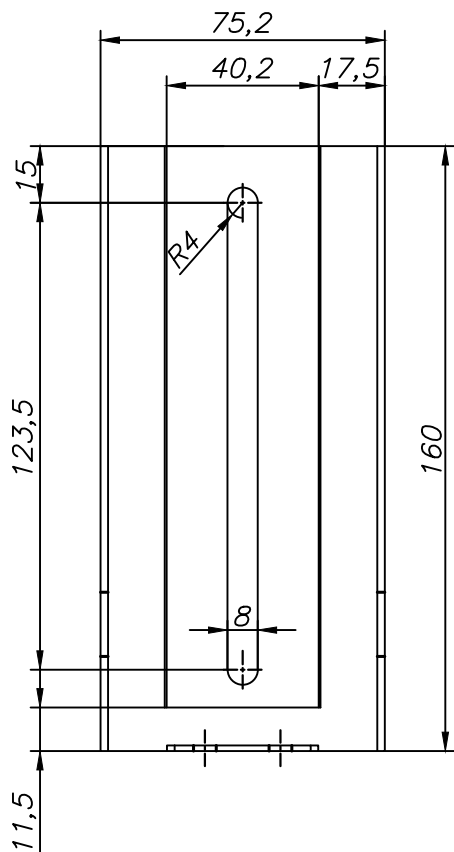
A4
297x210

A3
420x297

A2
594x420


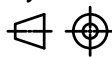
A1
841x594

A0
1189x841



Escala 1:3

Tolerancia general: ± 1

	Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	 UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
Dibujado	Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE	
Comprobado	Ing. John Calle		MATRIZ CUENCA	
Proyección	Deposito vertical de moldes de silicona			Escala: 1:2
				Lámina N° 5

A6
148x105

A5
210x148

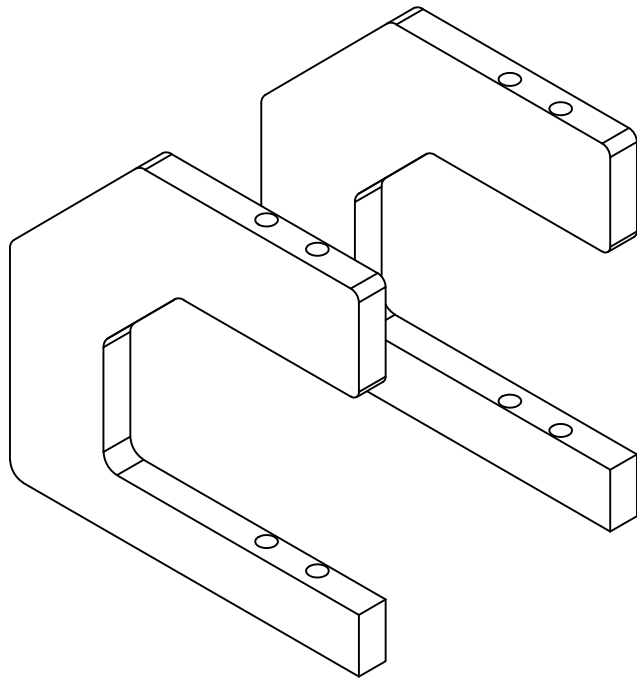
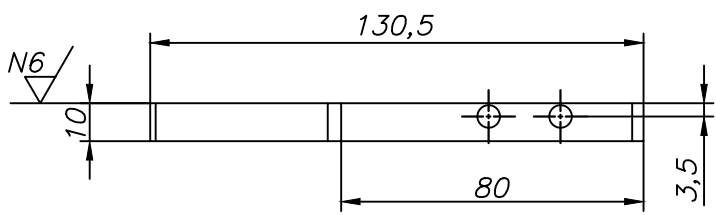
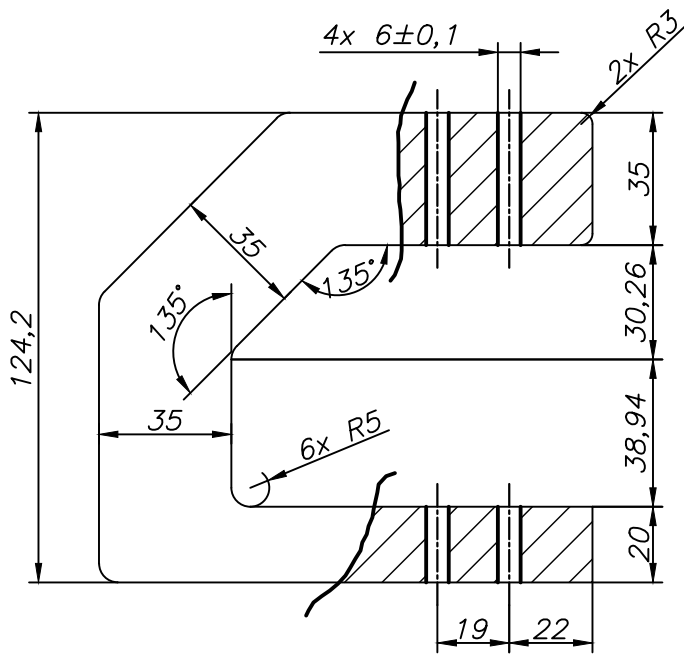
A4
297x210

A3
420x297

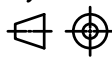
A2
594x420

A1
841x594

A0
1189x841



Acabado superficial
general: N6
Tolerancia general: $\pm 0,1$

	Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	 UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
Dibujado	Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE MATRIZ CUENCA	
Comprobado	Ing. John Calle			
Proyección	Perfil para sujeción de pistón vertical para los moldes			Escala: 1:2
				Lámina N° 6

A6
148x105

A5
210x148

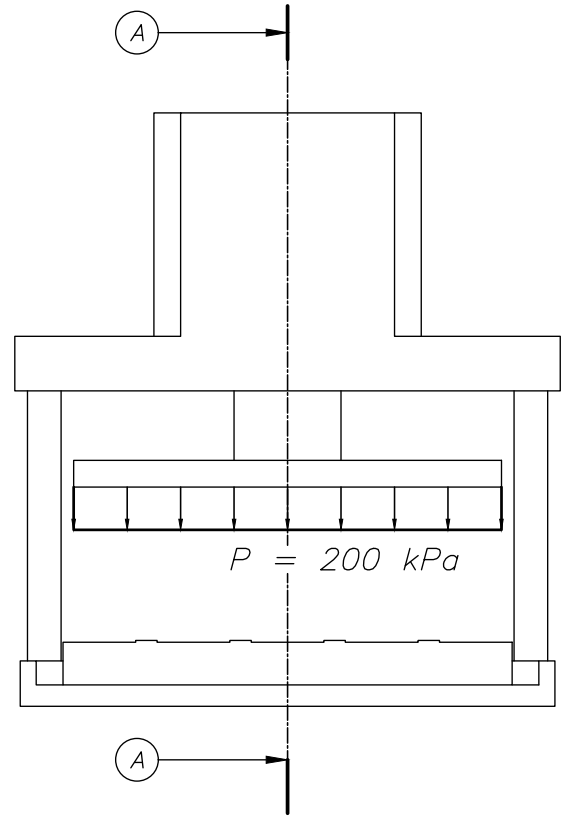
A4
297x210

A3
420x297

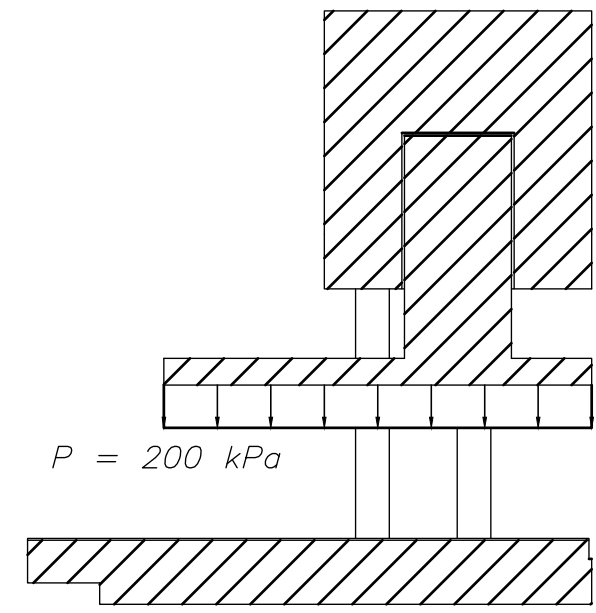
A2
594x420



A1
841x594

A0
1189x841

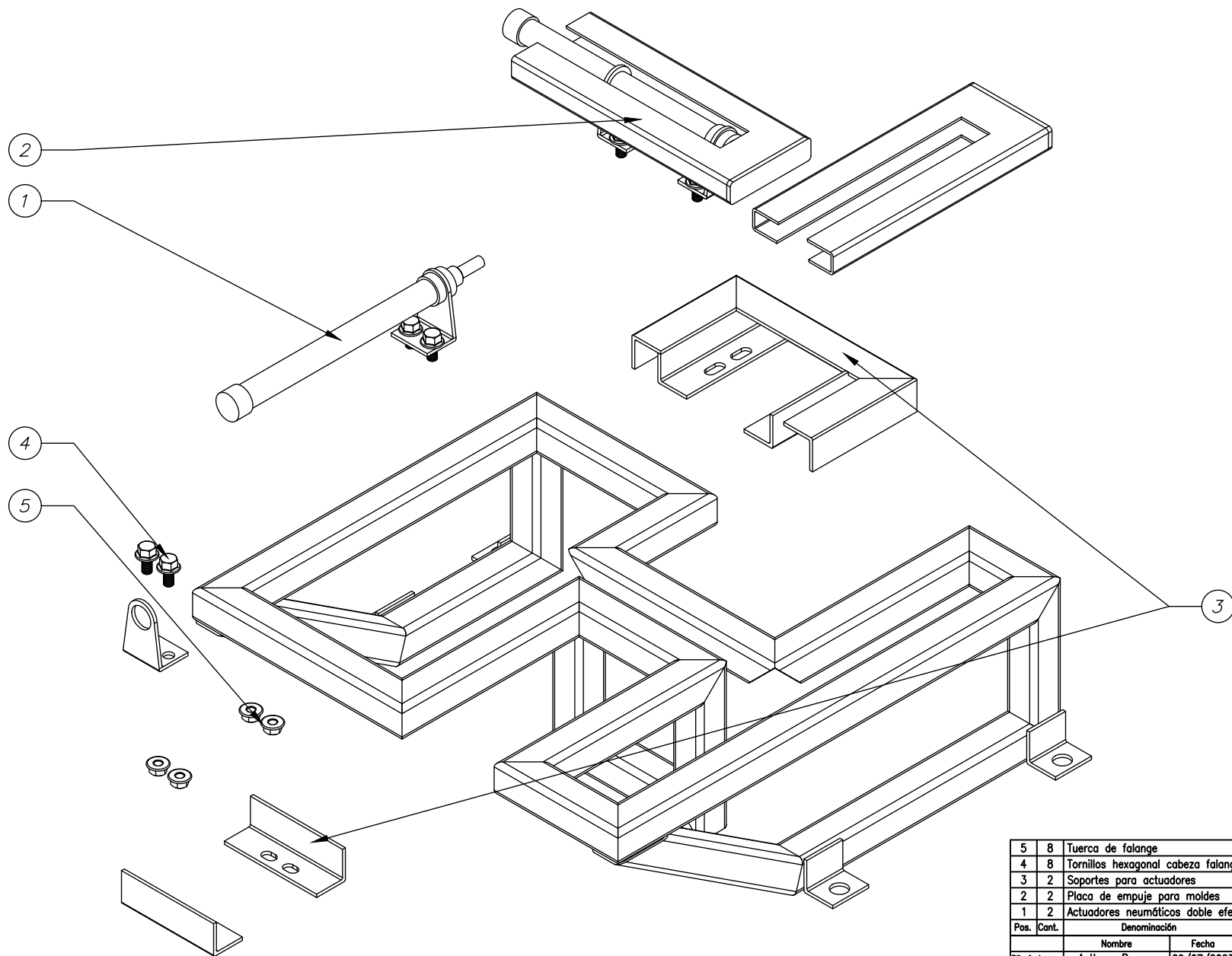


Corte A - A



	Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	 UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
Dibujado	Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE MATRIZ CUENCA	
Comprobado	Ing. John Calle			
Proyección	Corte especificación de fuerza - Pistón			Escola: 1:2
				Lámina N° 1C

A6 148x105
 A5 210x148
 A4 297x210
 A3 420x297
 A2 594x420
 A1 841x594
 A0 1189x841



5	8	Tuerca de falange	DIN	Acero	M5x0.8
4	8	Tornillos hexagonal cabeza falange	DIN	Acero	M5xL15xR15
3	2	Soportes para actuadores	NTE INEN 115	Platina en L	20x20x2
2	2	Placa de empuje para moldes	NTE INEN 115	ASTM A36	150x13.5x1.5
1	2	Actuadores neumáticos doble efecto	DSNU	Acero inoxidable	12-150
Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
		Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	
Dibujado		Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE	
Comprobado		Ing. John Calle		MATRIZ CUENCA	
Proyección		Sub-Sistema Neumático			Escala: 1:2
					Lámina N° 1SN



A6
148x105

A5
210x148

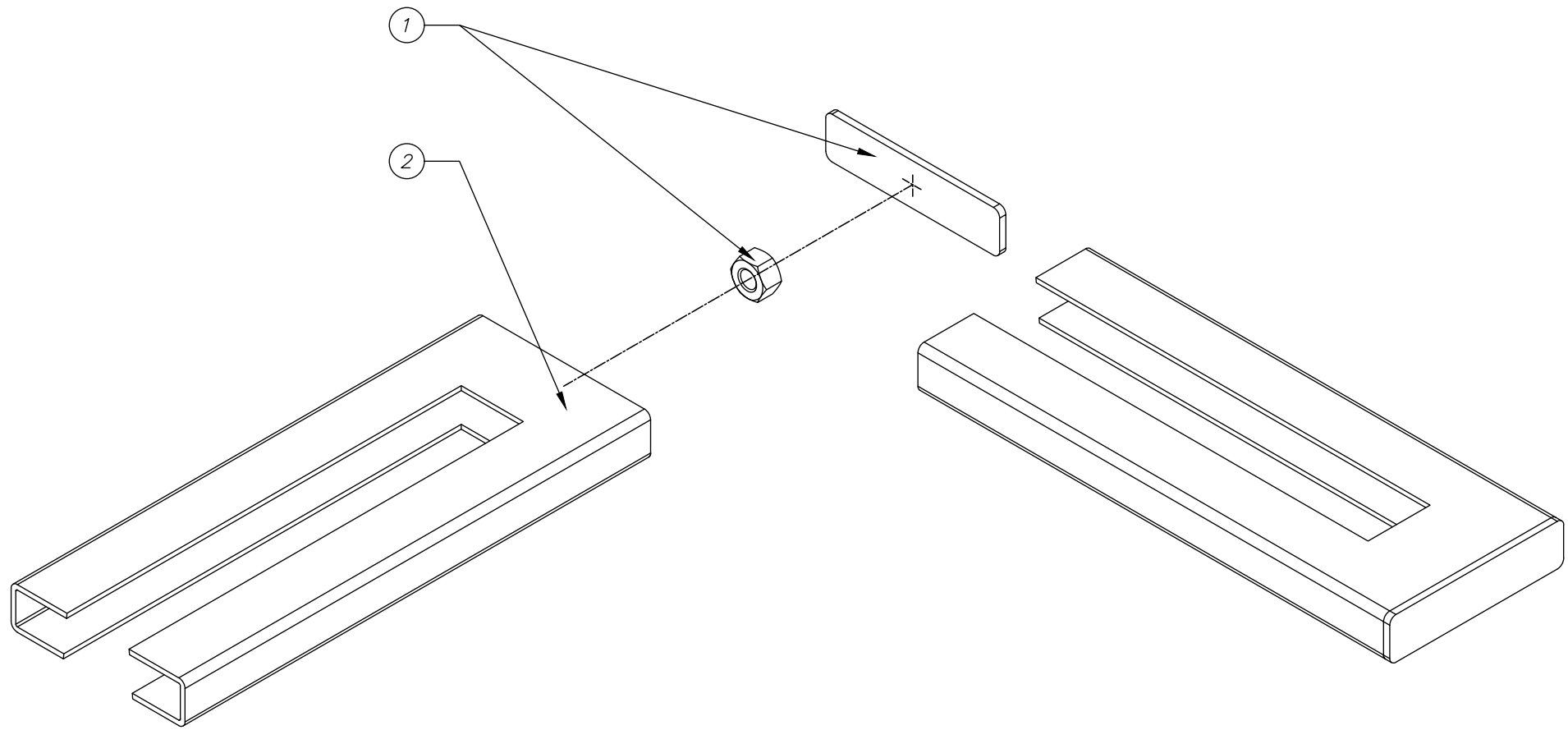
A4
297x210

A3
420x297

A2
594x420

A1
841x594

A0
1189x841



2	2	Complemento placa de empuje	NTE INEN 115	ASTM A36	150x13.3x2
1	2	Tuerca Hexagonal	DIN	Acero	M6x0.8
1	2	Placa de empuje para moldes	NTE INEN 115	ASTM A36	56x13.3x2
Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
		Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	
Dibujado		Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE	
Comprobado		Ing. John Calle		MATRIZ CUENCA	
Proyección		Placa de empuje para moldes			Escala: 1:1
					Lámina N° 1



A6
148x105

A5
210x148

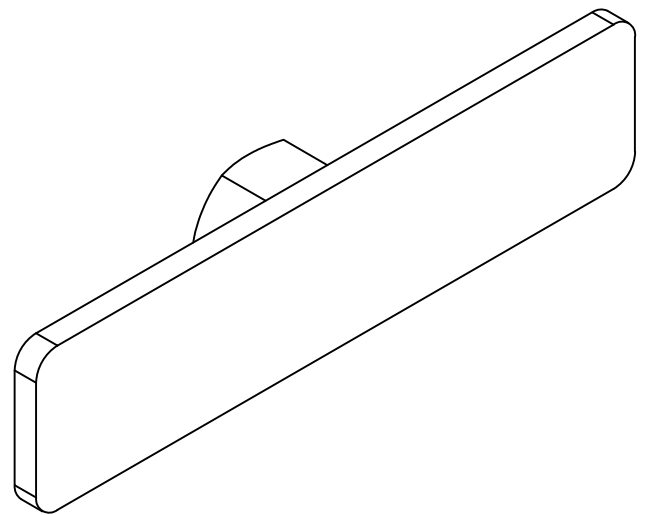
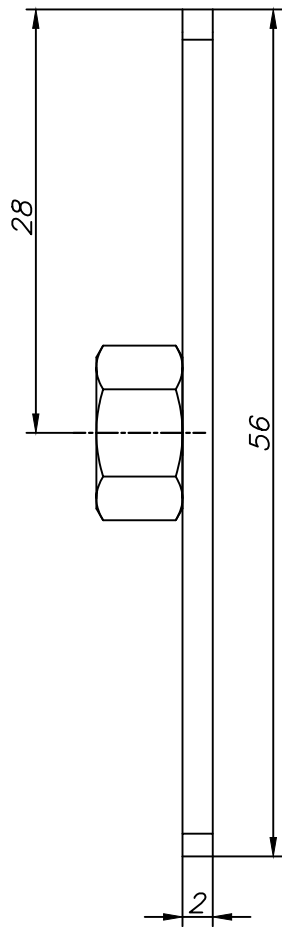
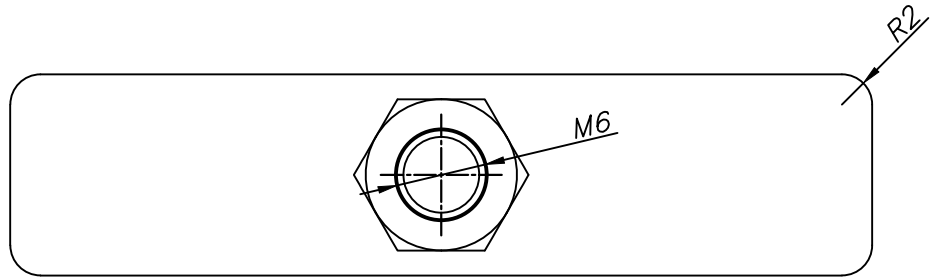
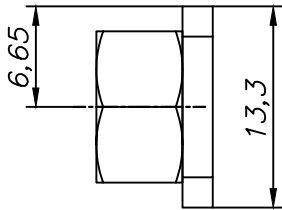
A4
297x210

A3
420x297


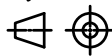
A2
594x420

A1
841x594

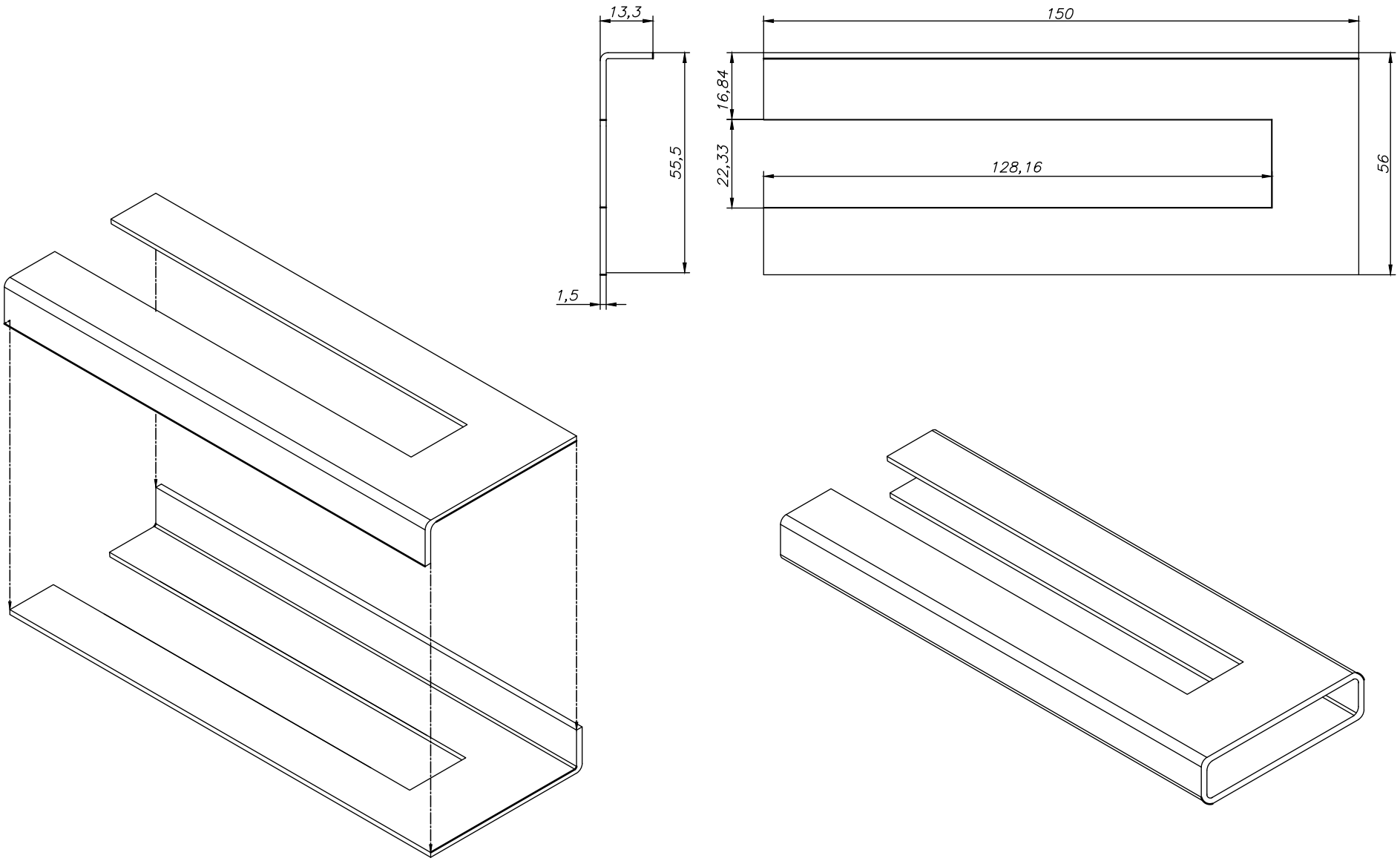
A0
1189x841





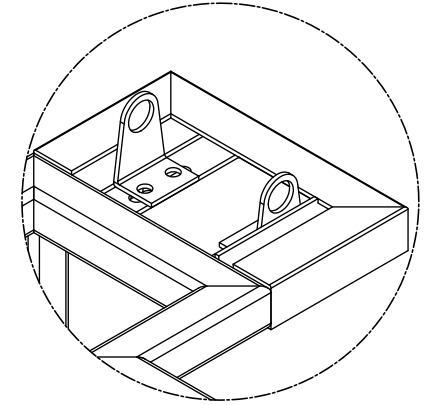
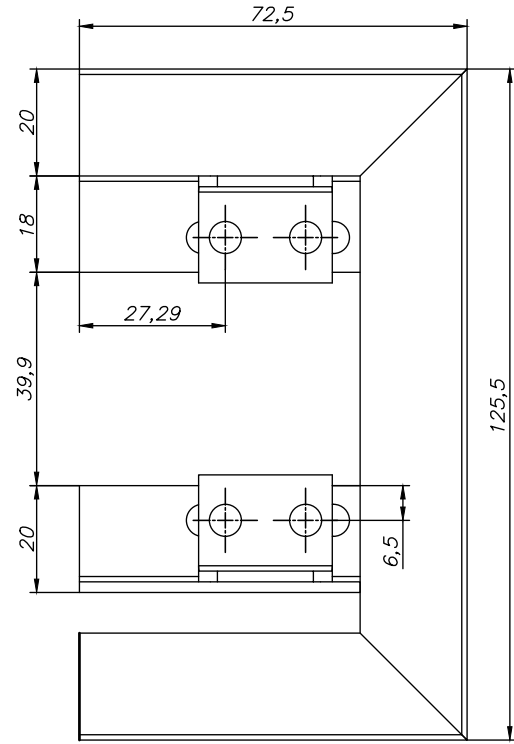
Tolerancia general: ± 1

	Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	 UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
Dibujado	Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE MATRIZ CUENCA	
Comprobado	Ing. John Calle			
Proyección	Placa de empuje para moldes			Escala: 2:1
				Lámina N° 2

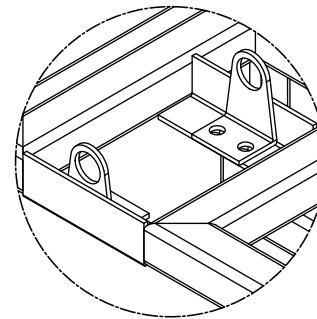
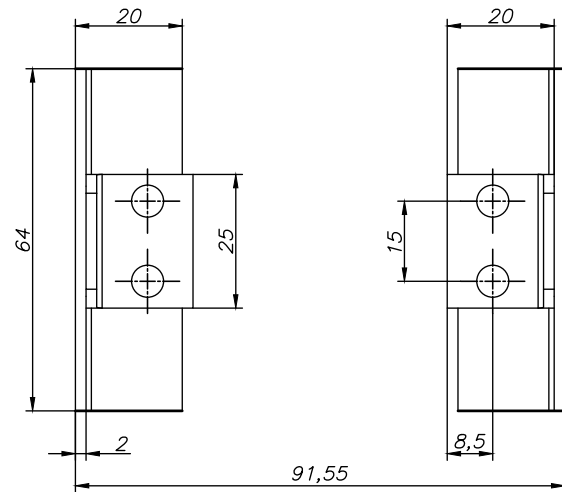
A6 148x105
 A5 210x148
 A4 297x210
 A3 420x297
 A2 594x420
 A1 841x594
 A0 1189x841



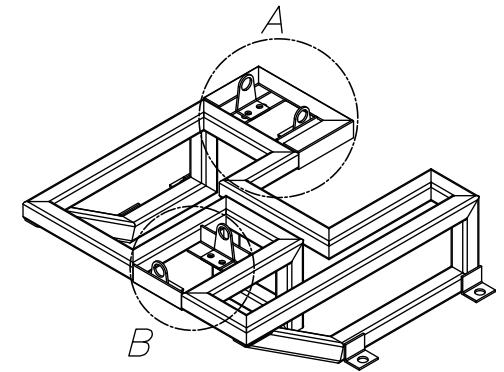
Pos.	Cant.	Denominación		Norma	Material	Dim. en bruto
		Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	 UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA	
Dibujado		Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE		
Comprobado		Ing. John Calle		MATRIZ CUENCA		
Proyección		Complemento placa de empuje				Escala: 1:1
						



A (1:2)

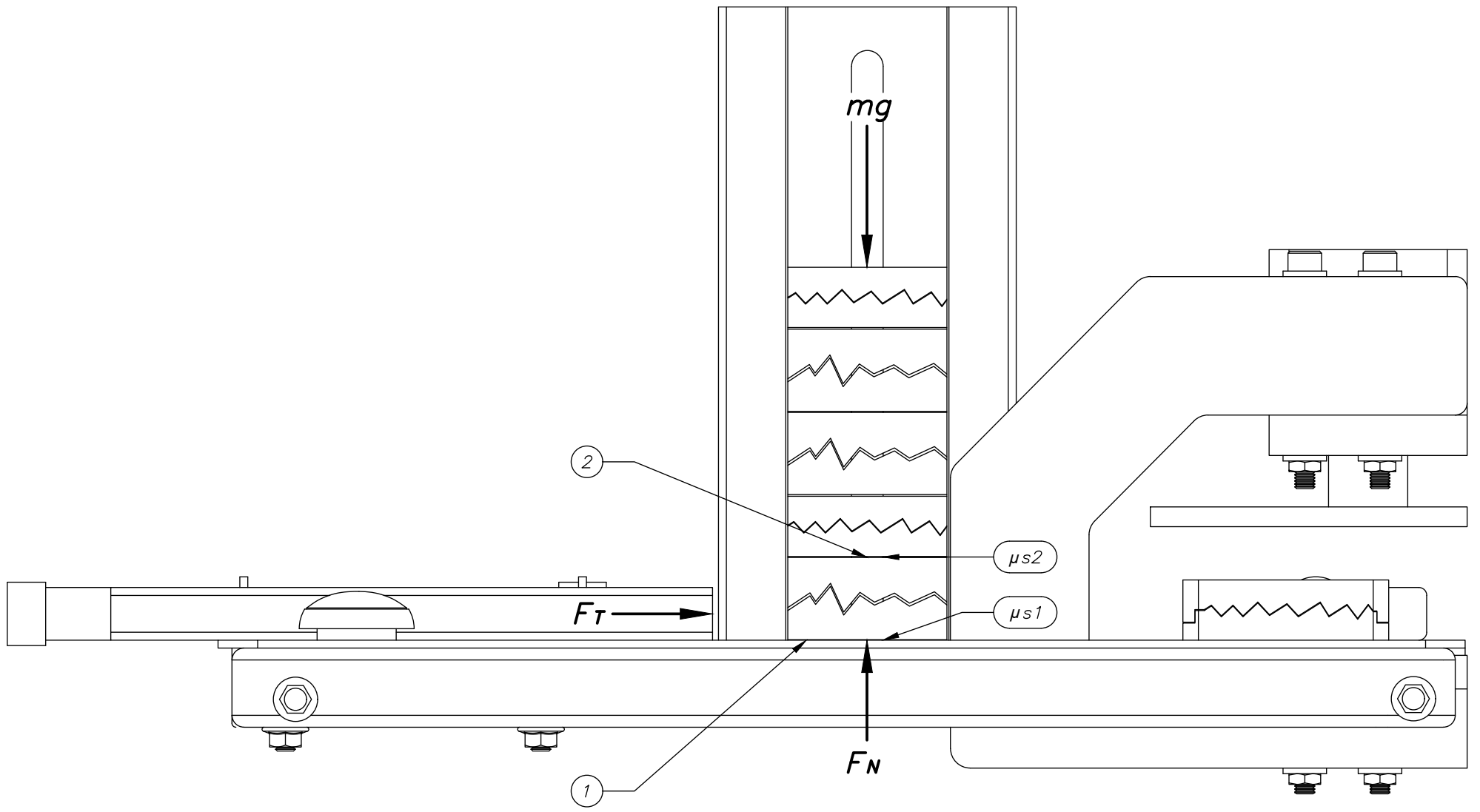


B (1:2)



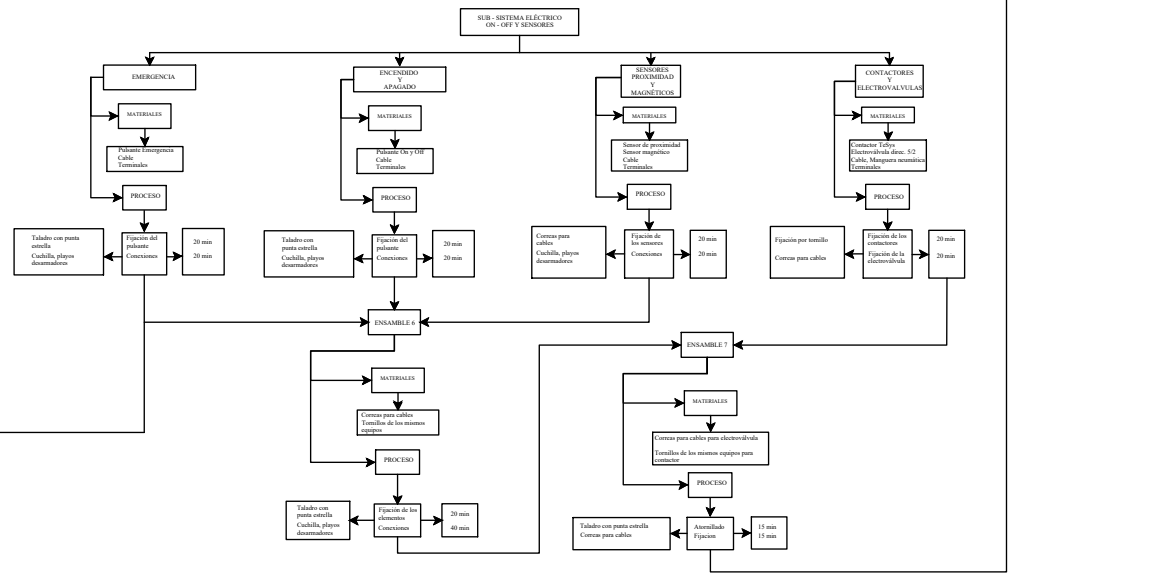
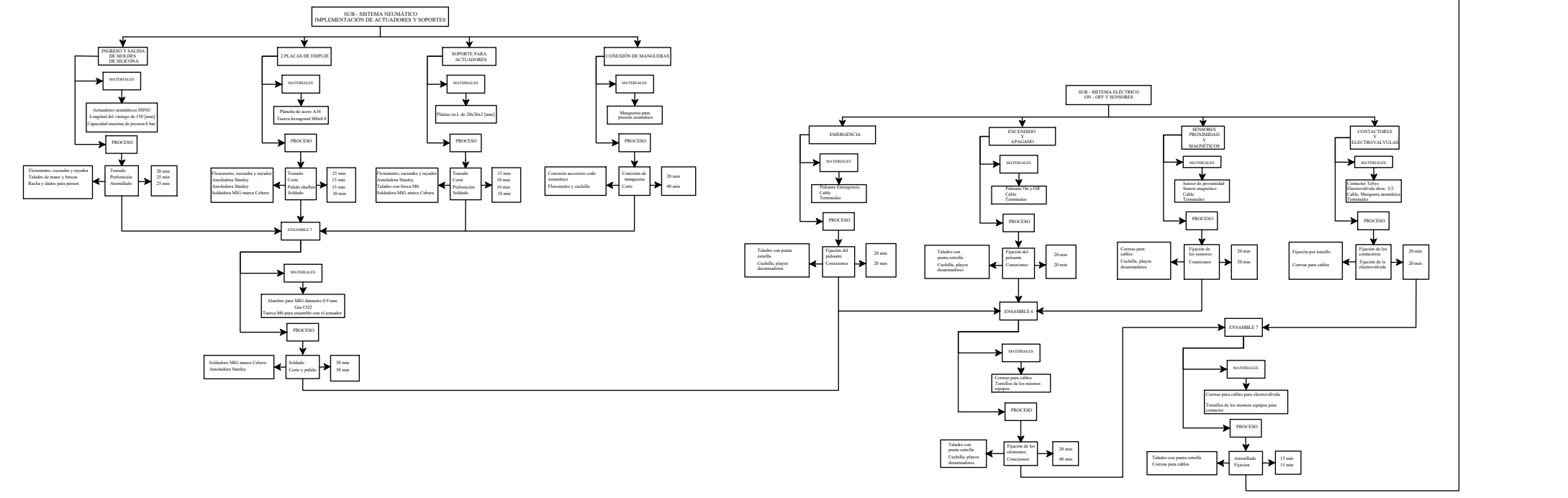
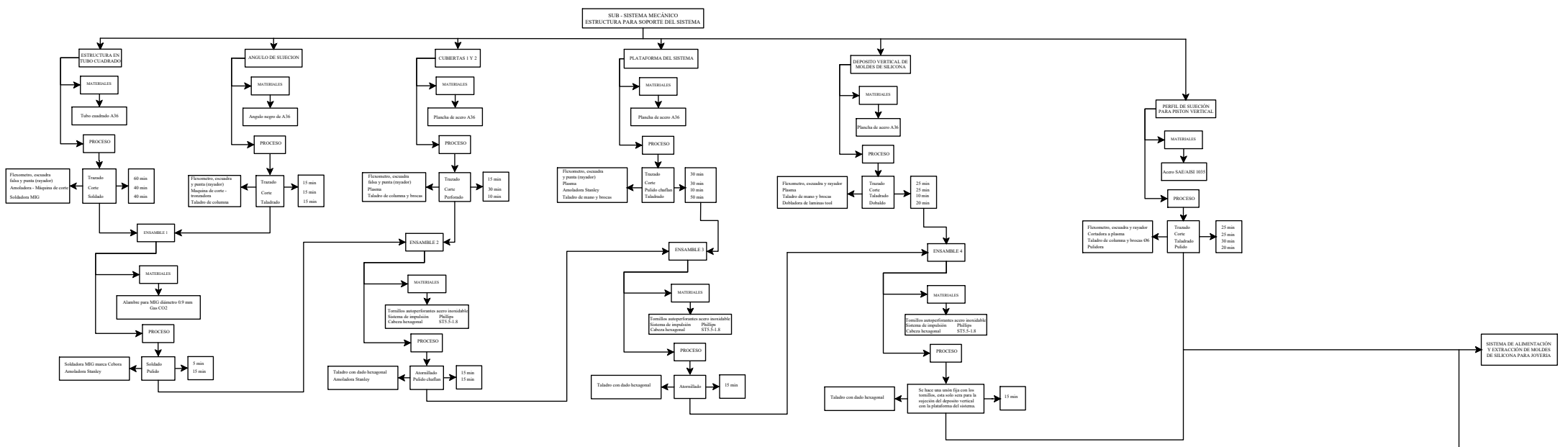
Escala 1:5

Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
		Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	
Dibujado		Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
Comprobado		Ing. John Calle		MATRIZ CUENCA	
Proyección					Escola: 1:1
Soportes para actuadores					Lámina N° 4



Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
		Nombre	Fecha	Ingeniería Mecánica	
Dibujado		Anthony Paucar	29/07/2023	SEDE	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
Comprobado		Ing. John Calle		MATRIZ CUENCA	
Proyección		Análisis de cargas sobre el actuador			Escala: 1:1
					Lámina N° 3C

ANEXO E: DIAGRAMA DE PROCESOS



SISTEMA DE ALIMENTACIÓN Y EXTRACCIÓN DE MOLDES DE SILICONA PARA ROVERIA

Nombre		Fecha		Ingeniería Mecánica	
Dibujado Anthony Paucar		29/07/2023		SEDE MATRIZ CUENCA	
Comprobado Ing. John Calle					
Proyección 		Diagrama de Procesos			
				Escala: 1:1 Lámina N° 1	



CONEXIÓN ELECTRONEUMÁTICA DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN Y EXTRACCIÓN DE MOLDES PARA APLICACIÓN EN LA JOYERÍA

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE - CUENCA 2023
INGENIERÍA MECÁNICA

CONEXIÓN NEUMÁTICA

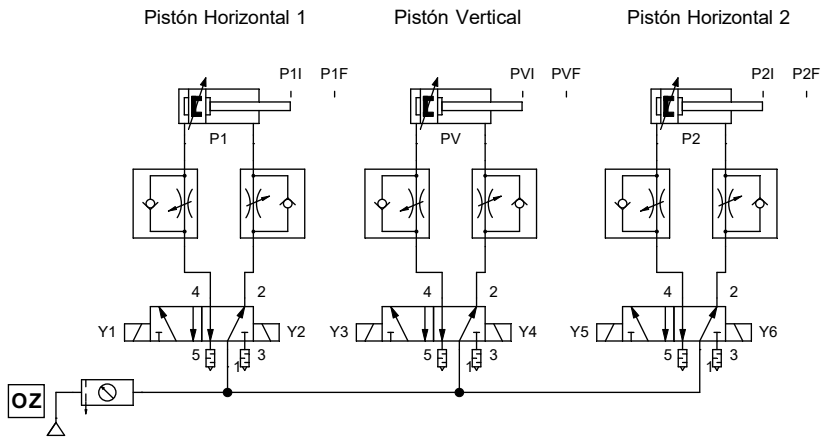
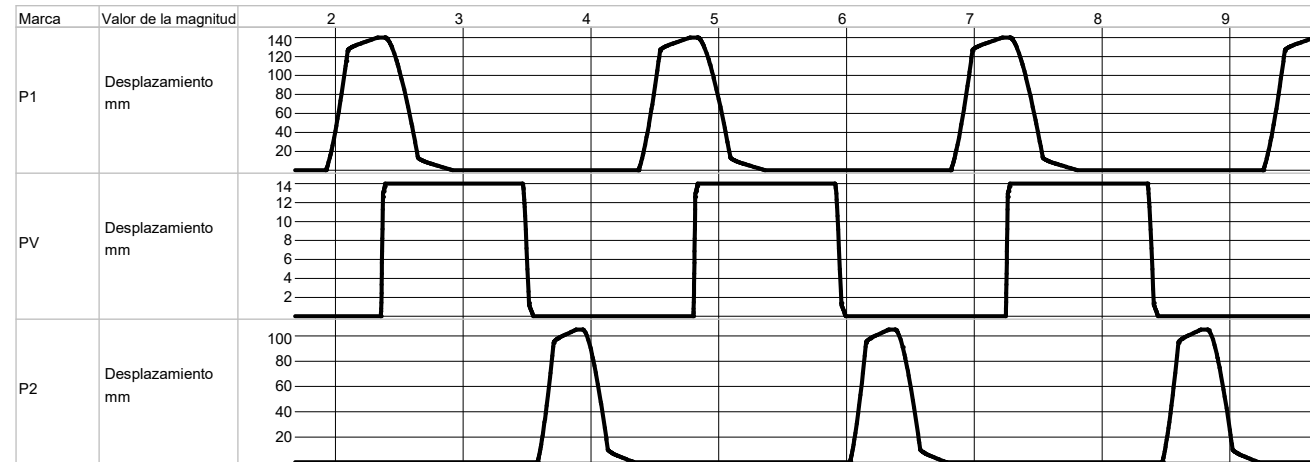
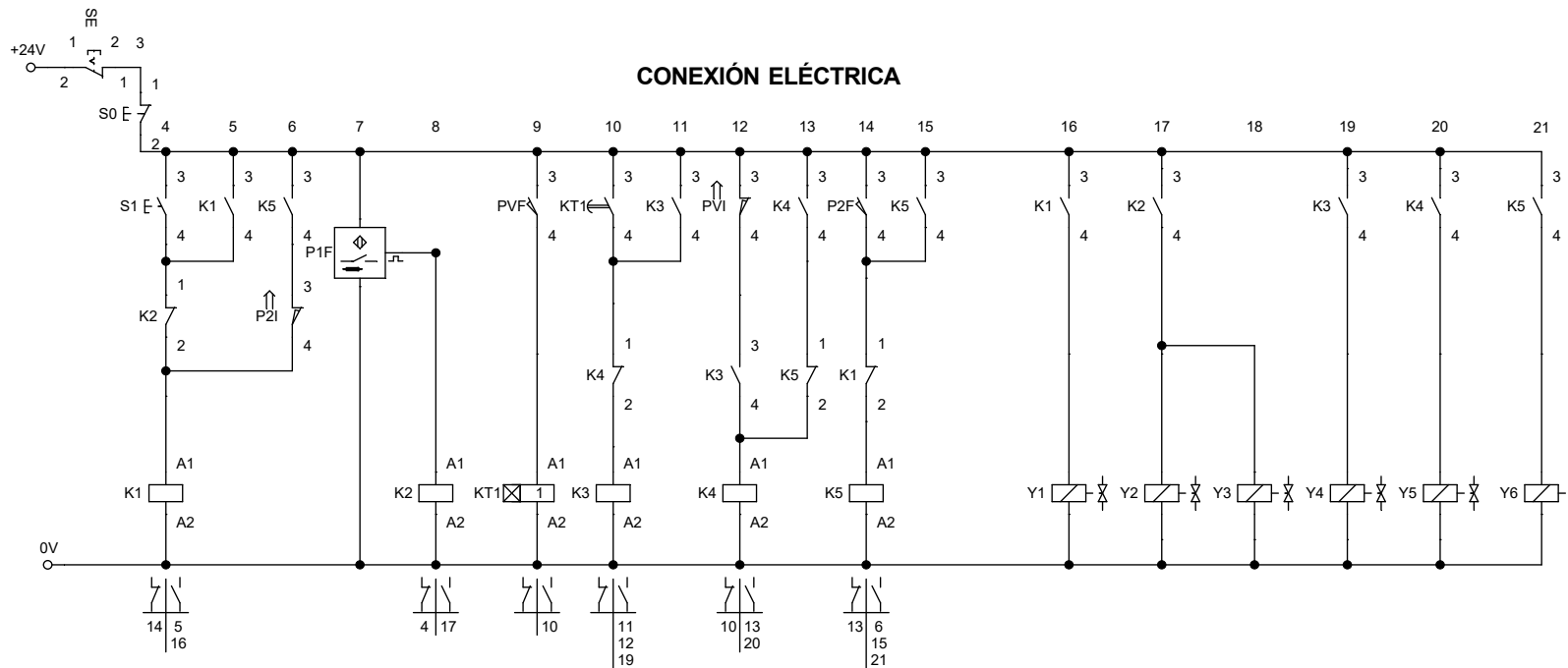


DIAGRAMA DE SECUENCIA DE LOS ACTUADORES



CONEXIÓN ELÉCTRICA



Realizado por: Anthony Paucar
Revisado por: Ing. Nelson Jara

ANEXO F: CÁLCULOS

FACTOR DE DISEÑO

En el contexto de materiales dúctiles sometidos a cargas repetidas (cíclicas), la falla de estos materiales se produce debido a un proceso conocido como fatiga, según lo indicado por (Mott, 2009). Resulta interesante observar que el nivel de esfuerzo en el que se manifiesta la fatiga es en realidad menor que la resistencia a la cedencia del material en cuestión. La experimentación de materiales bajo cargas repetidas permite la evaluación del esfuerzo en el cual eventualmente ocurrirá la falla.

En el caso en que no se dispone de valores de resistencia bajo cargas repetidas del material, el esfuerzo de diseño se calcula con:

Donde:

S_u = Resistencia a la tensión - Esfuerzo de ruptura o falla

$\sigma_{\max,du}$ = Esfuerzo de diseño permisible

$$S_u := 500 \text{ MPa}$$

N = Factor de diseño $N = 8$ en condiciones promedio

$$N_{du} := 8$$

$$\sigma_{\max,du} := \frac{S_u}{N_{du}} \quad \text{Ec. 5.1}$$

$$\sigma_{\max,du} = 62.5 \cdot \text{MPa}$$

En los casos en que se dispone de valores de resistencia bajo cargas repetidas del material, el esfuerzo de diseño se calcula con:

Donde:

S_n = Resistencia a cargas repetidas

$\sigma_{\max,d2}$ = Esfuerzo de diseño permisible

$$S_n := 250 \text{ MPa}$$

N = Factor de diseño $N = 3$ a 4 según (Juvinall y Marshek, 2005).

$$N_{dn} := 4$$

$$\sigma_{\max,dn} := \frac{S_n}{N_{dn}} \quad \text{Ec. 5.2}$$

$$\sigma_{\max,dn} = 62.5 \cdot \text{MPa}$$

Como se puede apreciar a través de ambas consideraciones, se evidencia que el factor de diseño es idéntico. Por lo tanto, con base en este factor, se procede a aproximar la medida de "h", que será considerada en el diseño de la pieza. Este análisis se basa en el cálculo del esfuerzo máximo permisible, el cual se determina de la siguiente manera:

$$\sigma_{\max_perm} = \frac{P}{A_p} + \frac{M_x \cdot c_z}{I_x} + \frac{M_z \cdot c_x}{I_z} \quad \text{Ec. 5.3}$$

$$\sigma_{\max_perm} = \sigma_{\max,duyn} \quad b := 10 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\max,duyn} = \frac{P}{b \cdot h} + \frac{(M_{xp} + M_{xR}) \cdot \left(\frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{b \cdot h^3}{12}\right)} + \frac{M_z \cdot \left(\frac{b}{2}\right)}{\left(\frac{b^3 \cdot h}{12}\right)}$$

$$\sigma_{\max.\text{duyn}} = \frac{P}{b \cdot h} + \frac{[M_{xp} + (R_A \cdot e_2)] \cdot \left(\frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{b \cdot h^3}{12}\right)} + \frac{M_z \cdot \left(\frac{b}{2}\right)}{\left(\frac{b^3 \cdot h}{12}\right)}$$

$$\sigma_{\max.\text{duyn}} = \frac{P}{b \cdot h} + \frac{[M_{xp} + [R_A \cdot \left(\frac{h}{2}\right) + 70.50\text{mm}]] \cdot \left(\frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{b \cdot h^3}{12}\right)} + \frac{M_z \cdot \left(\frac{b}{2}\right)}{\left(\frac{b^3 \cdot h}{12}\right)}$$

Mediante operaciones algebraicas simples, es posible deducir el valor de "h". Para lograrlo, sustituimos los valores obtenidos en el cálculo que se realiza después de este análisis. Estos valores, los cuales no están influenciados por la variable "h" y pueden ser calculados previamente, se insertan en una ecuación de segundo orden, generando la siguiente expresión:

$$62.5 \times 10^6 \cdot \frac{N}{m^2} \cdot h^2 - 908833.793 \frac{N}{m} \cdot h - 38593.544 N = 0$$

Haciendo uso de la ecuación general para ecuaciones de segundo grado obtenemos que h tiene un valor de:

$$ax^2 + bx + c = 0 \quad \text{Ec. 5.4}$$

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 + 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad \text{Ec. 5.5}$$

$$h_{\text{mas}} := \frac{-(-908833.793) + \sqrt{(-908833.793)^2 + 4 \cdot (62.5 \cdot 10^6) \cdot (38593.544)}}{2 \cdot (62.5 \cdot 10^6)}$$

$$h_{\text{mas}} = 0.033162$$

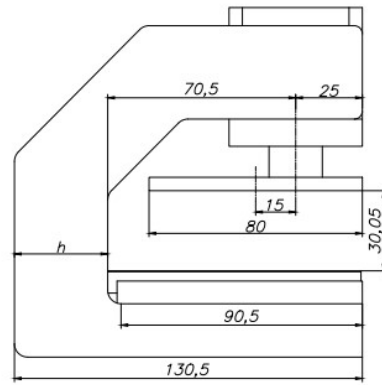
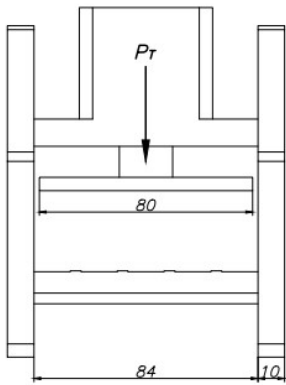
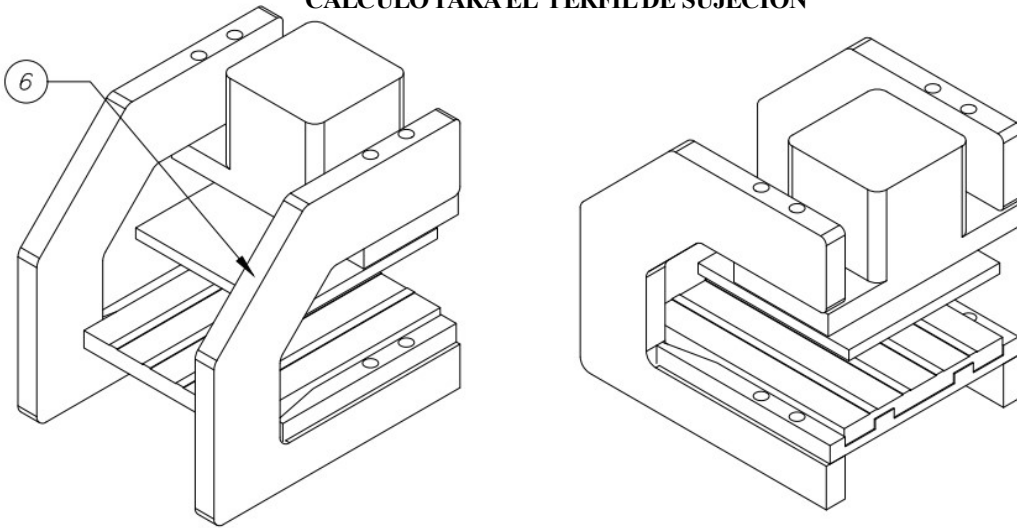
$$h_{\text{menos}} := \frac{-(-908833.793) - \sqrt{(-908833.793)^2 + 4 \cdot (62.5 \cdot 10^6) \cdot (38593.544)}}{2 \cdot (62.5 \cdot 10^6)}$$

$$h_{\text{menos}} = -0.018621$$

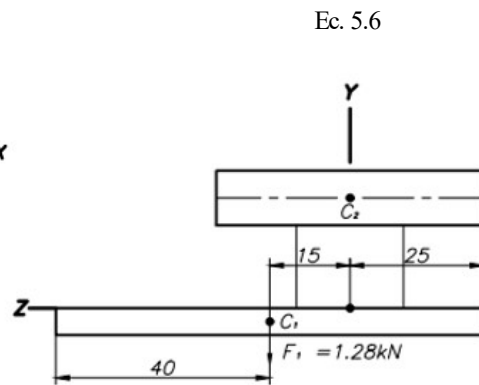
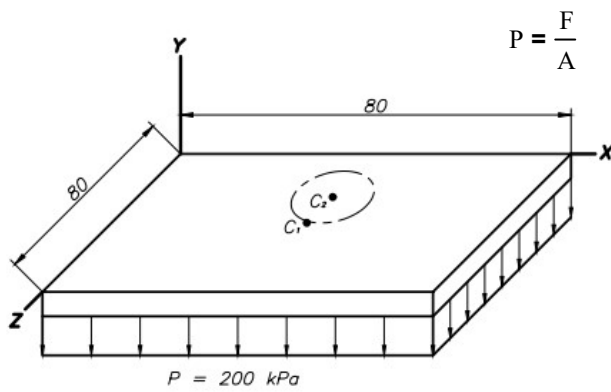
Después de obtener el valor de "h" como 0.033162 m, se establece que para fines de cálculo se utilizará un valor de "h" de 33.162 mm, redondeando al entero superior, lo cual se empleará en:

$$h := 35\text{mm}$$

CALCULO PARA EL PERFIL DE SUJECIÓN



Determinamos que la presión que ejerce el pistón es de $P = 200 \text{ kPa}$, al igual que determinamos sus fuerza de la siguiente manera con la ecuación de la presión.



$$P_T := 200 \text{ kPa}$$

$$b_1 := 80 \text{ mm}$$

$$h_1 := 80 \text{ mm}$$

$$e_1 := 15 \text{ mm}$$

$$h = 35 \text{ mm}$$

$$e_2 := \left(\frac{h}{2} \right) + 70.50 \text{ mm}$$

Donde el area en la que se ejerce la presión es de 80×80 [mm] dando como resultado una fuerza resultante en el centroide de la placa que se encarga de presionar los moldes de silicona, el cálculo para determinar la fuerza puntual que ejerce sobre la misma se muestra a continuación.

Donde:

$$A_1 := b_1 \cdot h_1$$

Ec. 5.7

$$A_1 = 6.4 \times 10^{-3} \cdot \text{m}^2$$

$$A_1 = 6400 \cdot \text{mm}^2$$

$$F_1 := P_T \cdot A_1$$

$$F_1 = 1.28 \cdot \text{kN}$$

Al determinar la fuerza que este ejerce sobre la placa, se observa que la fuerza esta situada doble el centroide de la misma C_1 , es necesario trasladar esta fuerza al centroide C_2 .

Al realizar el traslado de la carga al centroide C_2 genera un momento en M_{xp}

$$M = F \cdot d \quad \text{Fuerza en el punto 1 y distancia del centroide } C_1 \text{ al centroide } C_2 \quad \text{Ec. 5.8}$$

$$F_1 = 1.28 \cdot \text{kN}$$

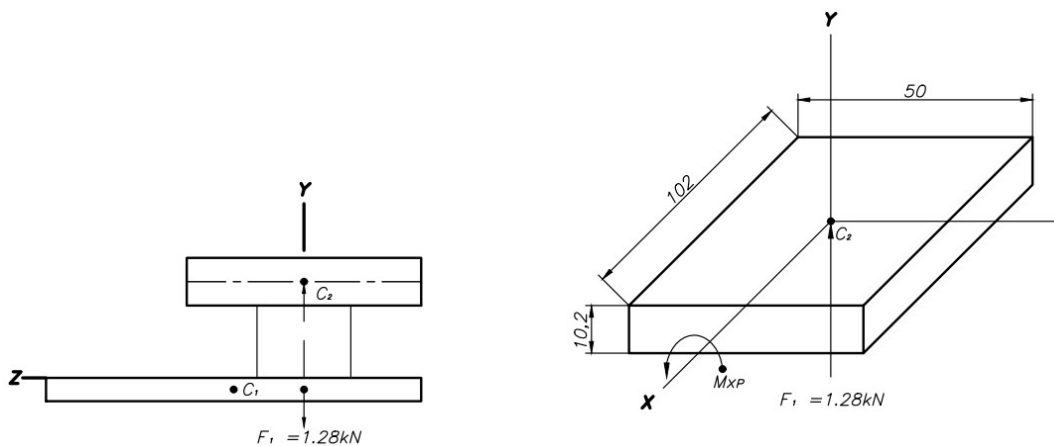
$$e_1 = 0.015 \text{ m}$$

$$M_{xp} := F_1 \cdot e_1$$

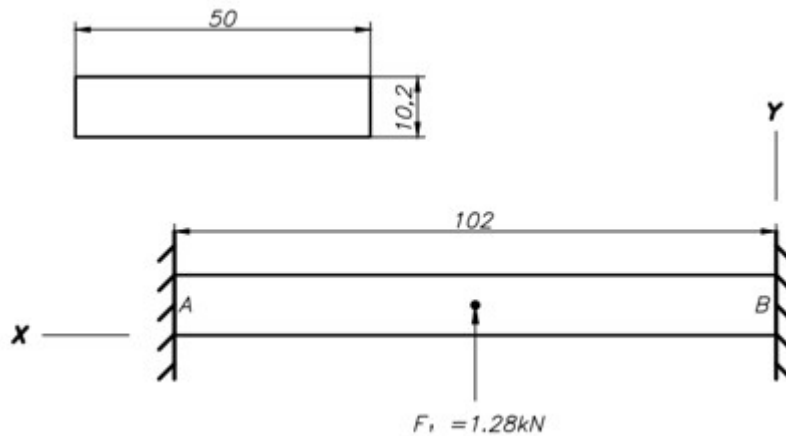
$$M_{xp} = 19.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{xp} = 19.2 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

Una vez realizado el traslado de la carga y calculado el momento que este genera en el eje X al trasladar la carga obtenemos el siguiente diagrama.



Ubicamos el elemento a estudiar en el plano que mejor convenga para realizar el cálculo en este caso se ubicara en el plano XY y consideraremos el cuerpo como una viga doble mente empotrada que cuenta con una carga puntual y un momento generado por el empotramiento sobre la viga como se muestra en la siguiente figura.



Determinamos que al ser una viga simétrica y la carga se encuentra en el centro de la misma, facilitando el cálculo de las reacciones en los puntos A y B de la siguiente manera.

$$\Sigma F_x = 0 \quad \text{Ec. 5.9}$$

$$F_1 - R_A - R_B = 0$$

$$R_A = R_B$$

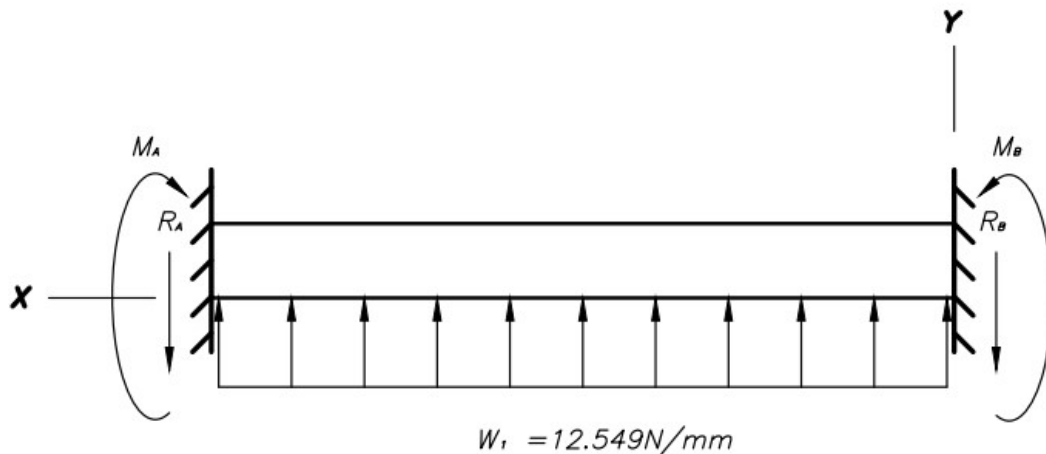
Esta condición se cumple debido a que la viga es simétrica

$$2R_A = F_1$$

$$R_A := \frac{F_1}{2}$$

$$R_B := R_A = 0.64 \cdot \text{kN}$$

Una vez determinadas las reacciones calculamos los momentos en los puntos A y B, de la misma manera, al ser una viga con carga simétrica, decimos que es una viga estáticamente indeterminada, por lo que la analizamos de dicha manera.



Condiciones Iniciales

$$x = 0$$

$$V_A = R_A$$

$$M_A = ?$$

$$\theta = 0$$

$$y = 0$$

$$F_1 = 1.28 \cdot \text{kN}$$

$$L := 102 \text{ mm}$$

$$W := \frac{F_1}{L}$$

$$W = 12.549 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$0 \leq x \leq L$$

Condiciones Finales

$$x := L$$

$$V_B := R_B$$

$$M_B = ?$$

$$\theta = 0$$

$$y = 0$$

$$1. \quad \frac{d}{dx} V = -W$$

Ec. 5.10

$$\int_A^B V dx = \int -W dx$$

$$V_B - V_A = -W \cdot x$$

$$V_B = -W \cdot x + V_A$$

$$2. \quad \frac{d}{dx} M = V(x)$$

Ec. 5.11

$$\int_A^B M dx = \int V x dx$$

$$M_B - M_A = -\left(\frac{1}{2}\right) W \cdot x^2 + V_A \cdot x$$

$$M_B = -\left(\frac{1}{2}\right) W \cdot x^2 + R_A \cdot x + M_A$$

3. Integramos MB

Ec. 5.12

$$E \cdot I \cdot \theta(x) = -\left(\frac{1}{6}\right) W \cdot x^3 + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot R_A \cdot x^2 + M_A \cdot x + C_1$$

4. Integramos $\theta(x)$

Ec. 5.13

$$E \cdot I \cdot y(x) = -\left(\frac{1}{24}\right) W \cdot x^4 + \left(\frac{1}{6}\right) \cdot R_A \cdot x^3 + \left(\frac{1}{2}\right) M_A \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_2$$

Análisis en función de las condiciones iniciales

$$x = 0$$

$$\theta = 0$$

$$y = 0$$

Analizado en la ecuación 3

Analizado en la ecuación 4

$$0 = 0 + 0 + 0 + C_1$$

$$0 = 0 + 0 + 0 + 0 + C_2$$

$$C_1 := 0$$

$$C_2 := 0$$

Análisis en función de las condiciones finales

$$x := L$$

$$x = 102 \cdot \text{mm} \quad \theta = 0 \quad W = 12.549 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad y = 0 \quad R_A = 0.64 \cdot \text{kN}$$

Analizado en la ecuación 3 obtenemos el momento en A que es el mismo aplicado en el punto B

$$E \cdot I \cdot \theta(x) = -\left(\frac{1}{6}\right) W \cdot x^3 + \left(\frac{1}{2}\right) R_A \cdot x^2 + M_A \cdot x + C_1$$

$$M_A := \frac{\left[\left(\frac{1}{6}\right) W \cdot x^3 - \left(\frac{1}{2}\right) R_A \cdot x^2\right]}{x}$$

$$M_A = -0.011 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$M_A = -10.88 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

Con el objetivo de comprobar se aplica una fórmula muy conocida que solamente se puede aplicar en casos de vigas doblemente empotradas con una carga simétrica con la que comprobaremos si el análisis anterior fue correcto.

$$W = 12.549 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad L := 102 \text{mm}$$

$$M := \frac{W \cdot L^2}{12}$$

Donde tenemos conocimiento de los valores y los reemplazamos en la ecuación dando como resultado.

$$M = 10.88 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

RESUMEN DE RESULTADOS

$$P_T = 200 \cdot \text{kPa}$$

P_T = Presión ejercida sobre los moldes de silicona

$$e_1 = 15 \cdot \text{mm}$$

e_1 = Excentricidad de la primera carga

$$F_1 = 1.28 \cdot \text{kN}$$

F_1 = Fuerza puntual de la presión ejercida sobre los moldes

$$R_A = 0.64 \cdot \text{kN}$$

R_A = Reacción sobre la suposición de viga carga sobre el perfil

$$M_{xp} = 19.2 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

M_{xp} = Momento generado por la e_1 y F_1 sobre la placa de presión

$$W = 12.549 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

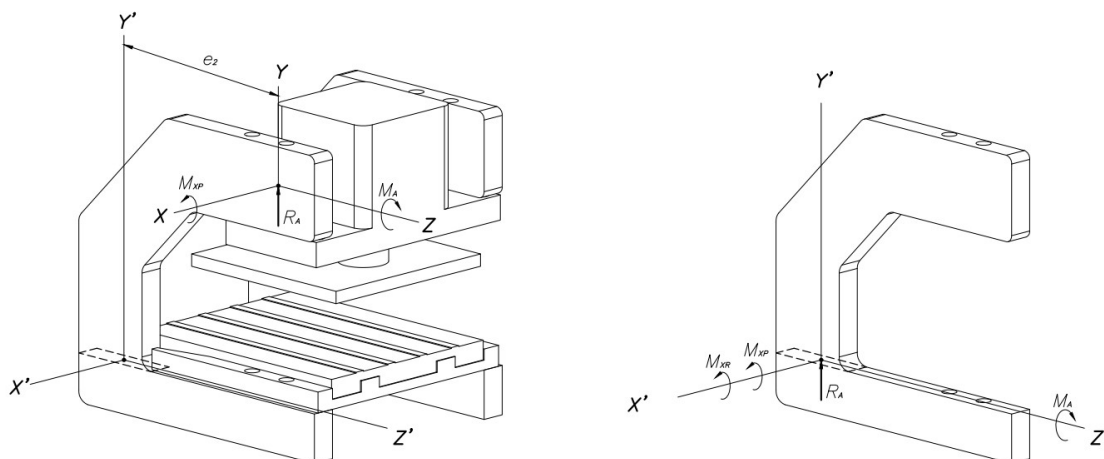
W = Carga distribuida sobre la suposición de viga estáticamente indeterminada

$$M_A = -10.88 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

M_A = Momento generado por empotrando de viga estáticamente indeterminada.

ANÁLISIS EN EL PERFIL

Podemos observar que los cálculos coinciden por lo que el análisis fue correcto, posterior a determinar las cargas existentes sobre la viga procedemos con el siguiente análisis que es llevar estas cargas al perfil para la sujeción del pistón vertical para la inyección de los moldes.



ANÁLISIS DEL PERFIL

Análisis de los valores obtenidos con los cálculos realizados anteriormente los cuales dieron como resultados:

$$b = 10 \cdot \text{mm} \quad h = 35 \cdot \text{mm}$$

Determinamos el momento generado por el traslado de la carga al centro del perfil a analizar

$$A_2 := b \cdot h$$

$$A_2 = 350 \cdot \text{mm}^2$$

$$M = F \cdot d$$

$$R_A = 0.64 \cdot \text{kN}$$

$$A_2 = 3.5 \times 10^{-4} \cdot \text{m}^2$$

$$M_{xR} := R_A \cdot e_2$$

$$M_{xp} = 19.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{xR} = 56.32 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_A = -10.88 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{xp} = 19.2 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm} \quad M_{xR} = 56.32 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

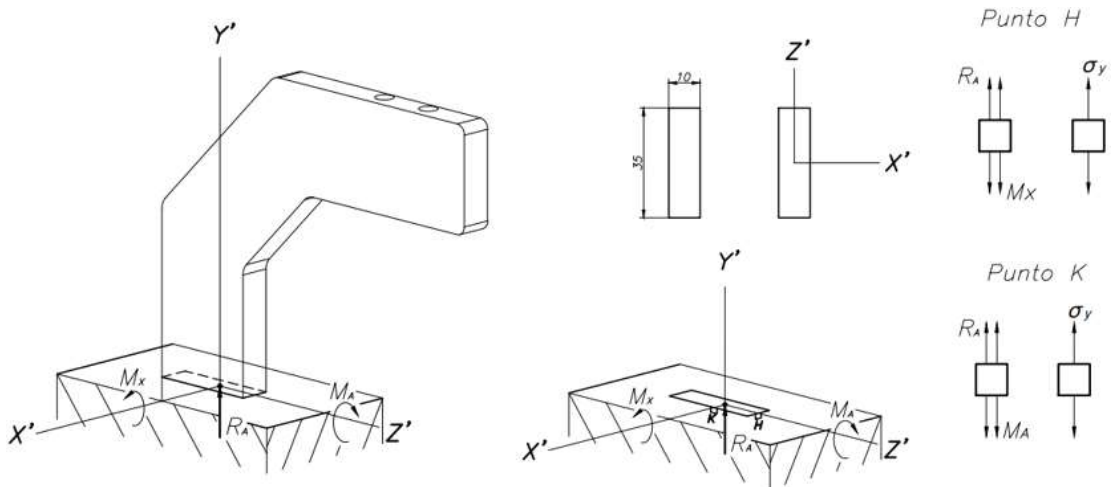
Observamos que en el eje x existe una sumatoria de momentos por lo que se procede a calcular:

$$M_x := M_{xp} + M_{xR}$$

$$M_x = 75.52 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

Se realiza el análisis de las cargas para plasmarlas sobre el diferencial de la siguiente manera.

$$b = 10\text{-mm} \quad h = 35\text{-mm}$$



$$I_x := \frac{b \cdot h^3}{12} \quad I_x = 3.57 \times 10^{-8} \cdot \text{m}^4$$

$$r_x := \sqrt{\frac{I_x}{A_2}} \quad r_x = 10.104\text{-mm}$$

$$c_x := \frac{b}{2} \quad c_x = 5\text{-mm}$$

$$I_z := \frac{b^3 \cdot h}{12} \quad I_z = 2.92 \times 10^{-9} \cdot \text{m}^4$$

$$r_z := \sqrt{\frac{I_z}{A_2}} \quad r_z = 2.887\text{-mm}$$

$$c_z := \frac{h}{2} \quad c_z = 17.5\text{-mm}$$

$$M_z := |M_A|$$

Se realiza el cálculo de los esfuerzos que actúan sobre el diferencial de H dando como resultado

Esfuerzo por carga normal $P := R_A$

Esfuerzo por momento flexionante

$$\sigma_{\text{axial}} := \frac{P}{A_2}$$

En el eje x

En el eje z

$$\sigma_{\text{flex}_x} := \frac{M_x \cdot c_z}{I_x}$$

$$\sigma_{\text{flex}_z} := \frac{M_z \cdot c_x}{I_z}$$

$$\sigma_{\text{axial}} = 1.829\text{-MPa}$$

$$\sigma_{\text{flex}_x} = 36.989\text{-MPa}$$

$$\sigma_{\text{flex}_z} = 18.651\text{-MPa}$$

Analisis punto H

Analisis punto K

$$\sigma_{y_H} := \sigma_{\text{axial}} + \sigma_{\text{flex}_x}$$

$$\sigma_{y_K} := \sigma_{\text{axial}} + \sigma_{\text{flex}_z}$$

$$\sigma_{y_H} = 38.818\text{-MPa}$$

$$\sigma_{y_K} = 20.48\text{-MPa}$$

Se realiza el análisis por el metodo de esfuerzo permisible como se detalla a contunuación.

ESFUERZO MÁXIMO

$$\sigma_{\max} := \frac{P}{A_2} + \frac{M_x \cdot c_z}{I_x} + \frac{M_z \cdot c_x}{I_z}$$

$$\sigma_{\max} = 57.469 \cdot \text{MPa}$$

ESTIMACION DEL FALLO POR FATIGA

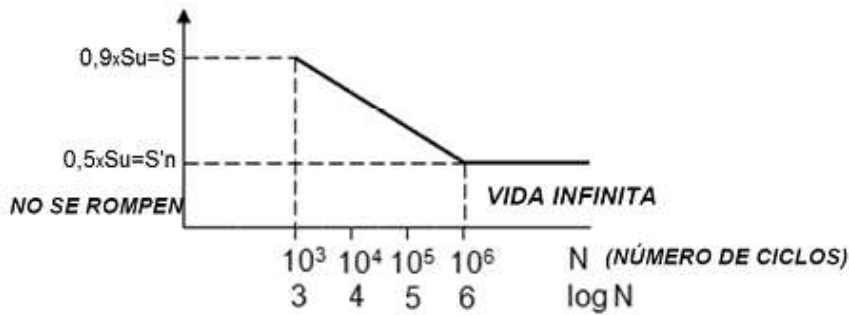


Diagrama S-N para el acero

Limite de resistencia a la fatiga a los 10^6 ciclos

S_{ut} = Resistencia a la tracción

$$S_{ut} := 72 \text{ksi}$$

$$S_e := \begin{cases} (0.5 \cdot S_{ut}) & \text{if } S_{ut} \leq 200 \text{ksi} \\ (100 \text{ksi}) & \text{if } S_{ut} > 200 \text{ksi} \\ (700 \text{MPa}) & \text{if } S_{ut} > 1400 \text{MPa} \end{cases}$$

Ec. 5.16

$$S_e = 36 \cdot \text{ksi} \quad S_e = 248.211 \cdot \text{MPa}$$

De la siguiente figura estimamos un valor de f en función de $S_{ut} = 72 \text{ksi}$

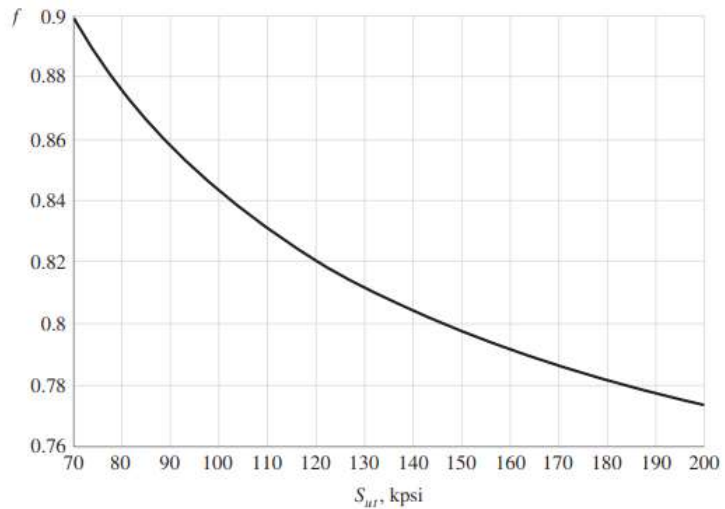


Figura 6-18

Fracción de resistencia a la fatiga, f , de S_{ut} a los 10^3 ciclos para $S_e = S'_e = 0.5 S_{ut}$ a los 10^6 ciclos.

Después de estimar un valor en la Figura anterior se define el valor de f como se muestra a continuación.

$$f := 0.899$$

Determinamos los valores de a_f y b_f de la siguiente manera.

$$a_f := \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. 5.17}$$

$$b_f := \frac{-1}{3} \cdot \log\left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e}\right) \quad \text{Ec. 5.18}$$

$$a_f = 116.381 \cdot \text{ksi}$$

$$b_f = -0.085$$

Determinamos la resistencia a la fatiga, con 10^6 ciclos a la falla, según los análisis para la determinación del límite de fatiga

$$S_f := a_f \cdot N_c^{b_f} \quad \text{Ec. 5.19}$$

$$N_c := 10^6$$

$$S_f = 36 \cdot \text{ksi}$$

$$S_f = 248.211 \cdot \text{MPa}$$

Determinación de fallo por fatiga

$$F_f := \begin{cases} \text{"No existe fallo por fatiga"} & \text{if } (\sigma_{\max} < S_f) \\ \text{"Existe un fallo por fatiga"} & \text{if } \sigma_{\max} > S_f \end{cases} \quad \text{Ec. 5.20}$$

$$F_f = \text{"No existe fallo por fatiga"}$$

FACTOR DE SEGURIDAD

$$F_S = \frac{\text{Resistencia_a_cargas_repetidas}}{\text{Esfuerzo_de_diseño_o_permisible}} \quad S_f = 248.211 \cdot \text{MPa} \quad \text{Ec. 5.14}$$

$$F_S := \frac{S_f}{\sigma_{\max}}$$

$$F_S = 4.319$$

El factor de seguridad es aproximadamente 4.35, lo que significa que el componente tiene un margen de seguridad de 4.35 veces su esfuerzo permisible máximo en condiciones de carga cíclica. Un factor de seguridad mayor a 1 indica que el componente debería ser capaz de soportar las cargas cíclicas sin fallos bajo las condiciones y propiedades especificadas.

FACTOR DE UTILIZACIÓN

Lb. DIMS 9ed Pag1030

S_f = Resistencia a la fatiga

$$S_f = 248.211 \cdot \text{MPa}$$

$$F_{UF} = \frac{\text{Esfuerzo de diseño o permisible}}{\text{Resistencia a cargas repetidas}}$$

$$F_U := \frac{\sigma_{\max}}{S_f} \quad \text{Ec. 5.15}$$

$$F_U = 0.232 \quad F_U = 23.153\%$$

RESUMEN DE RESULTADOS

$$R_A = 0.64 \cdot \text{kN}$$

$$a_f = 802.418 \cdot \text{MPa}$$

$$M_x = 75.52 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

$$b_f = -0.085$$

$$M_z = 10.88 \cdot \text{kN} \cdot \text{mm}$$

$$S_f = 248.211 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{\max} = 57.469 \cdot \text{MPa}$$

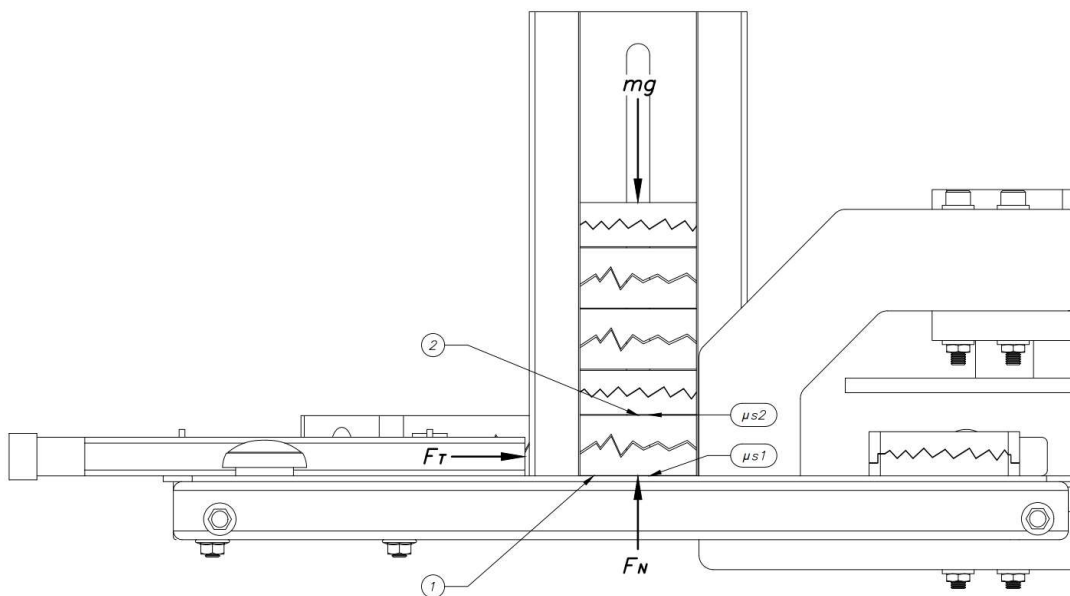
$$F_S = 4.319$$

$$S_e = 248.211 \cdot \text{MPa}$$

$$F_U = 23.153\%$$

$$f = 0.899$$

CALCULO DEL ACTUADOR



Mediante el análisis de la segunda ley de Newton se realiza el cálculo en función del principio de la ecuación de movimiento la cual se escribe como:

$$\Sigma F = m \cdot a \quad (\text{Ec.5.9})$$

Los moldes se encuentran estaticos y es por esta razon que la aceleración es igual a cero

$$a := 0$$

Presentamos los coeficientes de fricción para cada uno de los casos que se

visualiza en la figura anterior

1 Acero - Silicón

2 Silicón - Silicón

$$\mu_{k1} := 0.25$$

$$\mu_{k2} := 0.43$$

$$\mu_{s1} := 0.3$$

$$\mu_{s2} := 0.5$$

Masa del molde mas desfavorable

$$m_m := 21.5 \text{ gm}$$

$$m_m = 0.022 \text{ kg}$$

Consideramos una gravedad de:

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Considerando un numero de moldes de:

$$n_{\text{moldes}} := 10$$

Mediante un análisis se determina que existira más de una fuerza de fricción las que se opondrán al avance del vástago las cuales se presentan en los puntos 1 y 2.

Al igual que son dos puntos diferentes cada uno cuenta con una masa diferente por lo que realiza una aproximación en función de los datos adquiridos

$$m_1 := m_m \cdot n_{\text{moldes}}$$

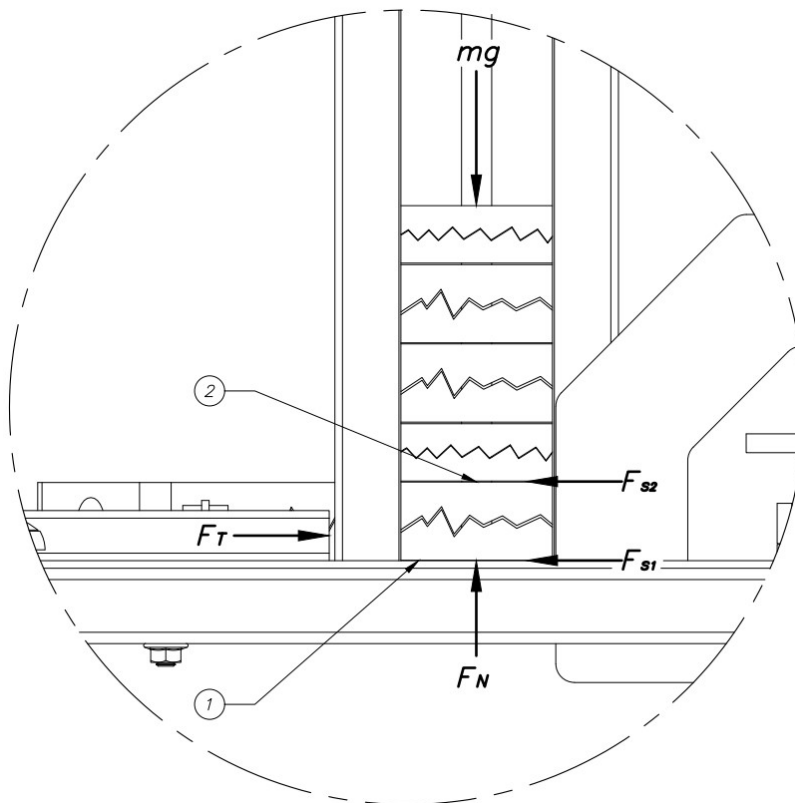
$$m_2 := m_m \cdot (n_{\text{moldes}} - 1)$$

$$m_1 = 0.215 \text{ kg}$$

$$m_2 = 0.194 \text{ kg}$$

Una ves determinada la aproximación de las masas en los diferentes puntos se procede a realizar un calculo para determinar la fuerza total que requerira aplicar el actuador para movilizar los moldes en un principio estan en su estado estatico.

Realizando una sumatoria de fuerzas tanto en x como en y determinamos F_T y F_N , dando como resultado los siguientes valores:



Como se puede observar en la figura anterior existe dos fuerzas en sentido de resistencia a la fuerza que realizara el vástago, estas fuerzas son consideradas fuerzas por fricción la cuales se analizaran de la siguiente manera para posterior a este análisis realizar la sumatoria de fuerzas.

$$F_{n1} := m_1 \cdot g$$

$$F_{n2} := m_2 \cdot g$$

$$F_{n1} = 2.108 \text{ N}$$

$$F_{n2} = 1.898 \text{ N}$$

$$F_{s1} := \mu_{s1} \cdot F_{n1}$$

$$F_{s2} := \mu_{s2} \cdot F_{n2}$$

$$F_{s1} = 0.633 \text{ N}$$

$$F_{s2} = 0.949 \text{ N}$$

Una vez determinandias las fuerzas que estaran presentes en el sistema se procede a realizar el análisis de sumatoria de fuerzas para lograr el equilibrio en el equipo.

$$\Sigma F_x := m \cdot a$$

$$\Sigma F_y := m \cdot a$$

Donde

$$F_T - F_{s1} - F_{s2} = 0$$

$$F_N - m_1 \cdot g = 0$$

F.T.- Fuerza total

Fs1.- Fuerza fricción base

Fs2.- Fuerza fricción superior

FN.- Fuerza Normal

$$F_T = F_{s1} + F_{s2}$$

$$F_N := m_1 \cdot g$$

$$F_T = (\mu_{s1} \cdot m_1 \cdot g) + (\mu_{s2} \cdot m_2 \cdot g)$$

$$F_N = 2.108 \cdot \text{N}$$

$$F_T := g \cdot [(\mu_{s1} \cdot m_1) + (\mu_{s2} \cdot m_2)]$$

$$F_T = 1.581 \cdot \text{N}$$

Una vez determinada la fuerza que necesitara ejercer el actuador se toma dicha fuerza y conjunto a la presión de aire del sistema neumatico se realiza el cálculo para determinar el diametro del vástago que se requiriera para la selección del actuador en los catálogos FESTO.

Diametro del vástago del actuador

$$P = \frac{F}{A} \qquad P = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d)^2} \qquad \text{Ec. 5.6}$$

P_p - Presión del sistema de aire

$$P_p := 0.2\text{MPa}$$

$$d := \sqrt{\frac{4 \cdot F_T}{\pi \cdot P_p}}$$

$$P_p = 200 \cdot \text{kPa}$$

$$d = 0.003 \text{ m}$$

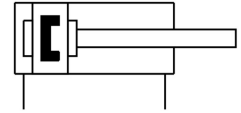
$$d = 3.173 \cdot \text{mm}$$

Con esto estimamos un valor aproximado en los catálogos de FESTO para determinar cual de los varios actuadores es el más óptimo para su aplicación teniendo en cuenta los valores calculados y los requerimientos que se debera tener para el vástago como es el caso de la carrera que se necesitara una carrera de 150 [mm].

Cilindro redondo DSNU-S-12-150-P-A-MQ

Número de artículo: 5211909

FESTO



Hoja de datos

Característica	Valor
Carrera	150 mm
Diámetro del émbolo	12 mm
Rosca del vástago	M6
Amortiguación	Amortiguación por topes elásticos/placas en ambos lados
Posición de montaje	Cualquiera
Forma constructiva	Émbolo Vástago Camisa del cilindro
Detección de posición	Para sensor de proximidad
Símbolo	00991217
Presión de funcionamiento	0.15 MPa ... 1 MPa
Presión de funcionamiento	1.5 bar ... 10 bar
Modo de funcionamiento	Doble efecto
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (lo cual requiere seguir utilizándolo)
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Conformidad PWIS	VDMA24364-B2-L
Clase de sala limpia	Clase 6 según ISO 14644-1
Temperatura ambiente	-20 °C ... 80 °C
Fuerza teórica con 6 bar, retorno	50.9 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	67.9 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	16.2 g
Aumento masa móvil por 10 mm de carrera	2 g
Peso básico con carrera de 0 mm	35.9 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	4.2 g
Tipo de fijación	Con accesorios
Conexión neumática	M5
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de la tapa	Aleación forjada de aluminio anodizado
Material de las juntas	TPE-U (PU)
Material del vástago	Acero inoxidable de alta aleación
Material de la camisa del cilindro	Acero inoxidable de alta aleación

Ficha técnica del producto

Especificaciones



Contactor Auxiliar TeSys D 3NA +2NC 10A 125VDC

CAD32GD

Principal

Gama	TeSys TeSys Deca
Nombre del Producto	TeSys CAD
Tipo de Producto o Componente	Reles de control
Nombre Corto del Dispositivo	CAD
Aplicación del contactor	Circuito de control

Complementario

Categoría de empleo	DC-13 AC - 14 AC-15
Composición de los polos de contacto	3 a + 2 NF
[Ue] tensión asignada de empleo	<= 690 V AC 25...400 Hz
Tipo de circuito de control	DC Estándar
[Uc] tensión del circuito de control	125 V DC
[Uimp] Tensión asignada de resistencia a los choques	6 kV acorde a IEC 60947
[Ith] corriente térmica convencional	10 A en <60 °C
Irms poder de conexión nominal	140 A AC acorde a IEC 60947-5-1 250 A DC acorde a IEC 60947-5-1
[Icw] Corriente temporal admisible	100 A - 1 s 120 A - 500 ms 140 A - 100 ms
Fusible asociado	10 A gG acorde a IEC 60947-5-1
[Ui] tensión asignada de aislamiento	600 V UL certifiad 600 V CSA certifiad 690 V acorde a IEC 60947-5-1
Tipo de montaje	Carril Placa
Conexiones - terminales	Terminales de fijación por tornillo 1 cable(s) 1...4 mm ² Flexible sin extremidad de cable Terminales de fijación por tornillo 2 cable(s) 1...4 mm ² Flexible sin extremidad de cable Terminales de fijación por tornillo 1 cable(s) 1...4 mm ² Flexible con extremidad de cable Terminales de fijación por tornillo 2 cable(s) 1...2,5 mm ² Flexible con extremidad de cable Terminales de fijación por tornillo 1 cable(s) 1...4 mm ² sólido sin extremidad de cable Terminales de fijación por tornillo 2 cable(s) 1...4 mm ² sólido sin extremidad de cable

Descargo de responsabilidad: Esta documentación no ha sido diseñada como reemplazo, ni se debe utilizar para determinar la idoneidad o la confiabilidad de estos productos para aplicaciones específicas de usuarios

Par de apriete	1,2 N.m - en terminales de fijación por tornillo - con destornillador Philips nº 2 1,2 N.m - en terminales de fijación por tornillo - con destornillador plano Ø 6 1,2 N.m - en terminales de fijación por tornillo - con destornillador pozidriv No 2
Límites de tensión del circuito de control	0.1...0.25 Uc -40...70 °C desconexión DC 0.7...1.25 Uc -40...60 °C operativa DC 1...1.25 Uc 60...70 °C operativa DC
Duración de maniobra	53...72 ms activ. de bobina y cierre NA 16...24 ms desact. bobina y apertura NA 47...63 ms activ. de bobina y apertura NC 15...25 ms desactiv. bobina y cierre NC
Endurancia mecánica	30 Mcycles
Índice de funcionamiento máximo	180 cyc/mn
Constante de tiempo	28 ms
Consumo a la llamada en W	5,4 W 20 °C)
Consumo de mantenimiento en W	5,4 W en 20 °C
Tensión mínima de conmutación	17 V
Corriente mínima de conmutación	5 mA
Tiempo de no superposición	1,5 ms en excitación entre contacto NA y NC 1,5 ms en desexcitación entre contacto NA y NC
Resistencia de aislamiento	> 10 MOhm
Resistencia mecánica	Impactos reles de control abierto, estado 1 10 Gn para 11 ms acorde a IEC 60068-2-27 Impactos reles de control cerrado, estado 1 15 Gn para 11 ms acorde a IEC 60068-2-27 Vibraciones reles de control abierto, estado 1 2 Gn, 5...300 Hz acorde a IEC 60068-2-6 Vibraciones reles de control cerrado, estado 1 4 Gn, 5...300 Hz acorde a IEC 60068-2-6
Altura	77 mm
Ancho	45 mm
Profundidad	93 mm
Peso del producto	0,58 kg

Entorno

Normas	EN/IEC 60947-5-1 GB/T 14048.5 UL 60947-5-1 CSA C22.2 No 60947-5-1 JIS C8201-5-1
Certificaciones de Producto	Esquema CB CCC UL CSA EAC CE UKCA
Grado de protección IP	410 frontal acorde a VDE 0106
Tratamiento de protección	TH acorde a IEC 60068
Temperatura ambiente de funcionamiento	-40...60 °C 60...70 °C con restricciones
Temperatura ambiente de almacenamiento	-60...80 °C
Altitud máxima de funcionamiento	0...3000 m

Unidades de embalaje

Tipo de unidad de paquete 1	PCE
Número de unidades en el paquete 1	1

Paquete 1 Altura	5 cm
Paquete 1 Ancho	9,2 cm
Paquete 1 Longitud	11,2 cm
Paquete 1 Peso	497 g
Tipo de unidad de paquete 2	S02
Número de unidades en el paquete 2	15
Paquete 2 Altura	15 cm
Paquete 2 Ancho	30 cm
Paquete 2 Longitud	40 cm
Paquete 2 Peso	7,784 kg
Tipo de unidad de paquete 3	P06
Número de unidades en el paquete 3	240
Paquete 3 Altura	75 cm
Paquete 3 Ancho	60 cm
Paquete 3 Longitud	80 cm
Paquete 3 Peso	142,02 kg

Sostenibilidad de la oferta

Estado de oferta sostenible	Producto Green Premium
Reglamento REACH	Declaración de REACH
Directiva RoHS UE	Conforme Declaración RoHS UE
Sin mercurio	Si
Normativa de RoHS China	Declaración RoHS China Producto fuera del ámbito de RoHS China. Declaración informativa de sustancias
Información sobre exenciones de RoHS	Si
Comunicación ambiental	Perfil ambiental del producto
Perfil de circularidad	Información de fin de vida útil
RAEE	En el mercado de la Unión Europea, el producto debe desecharse de acuerdo con un sistema de recolección de residuos específico y nunca terminar en un contenedor de basura.

Garantía contractual

Periodo de garantía	18 Meses
---------------------	----------

Reemplazo(s) recomendado(s)