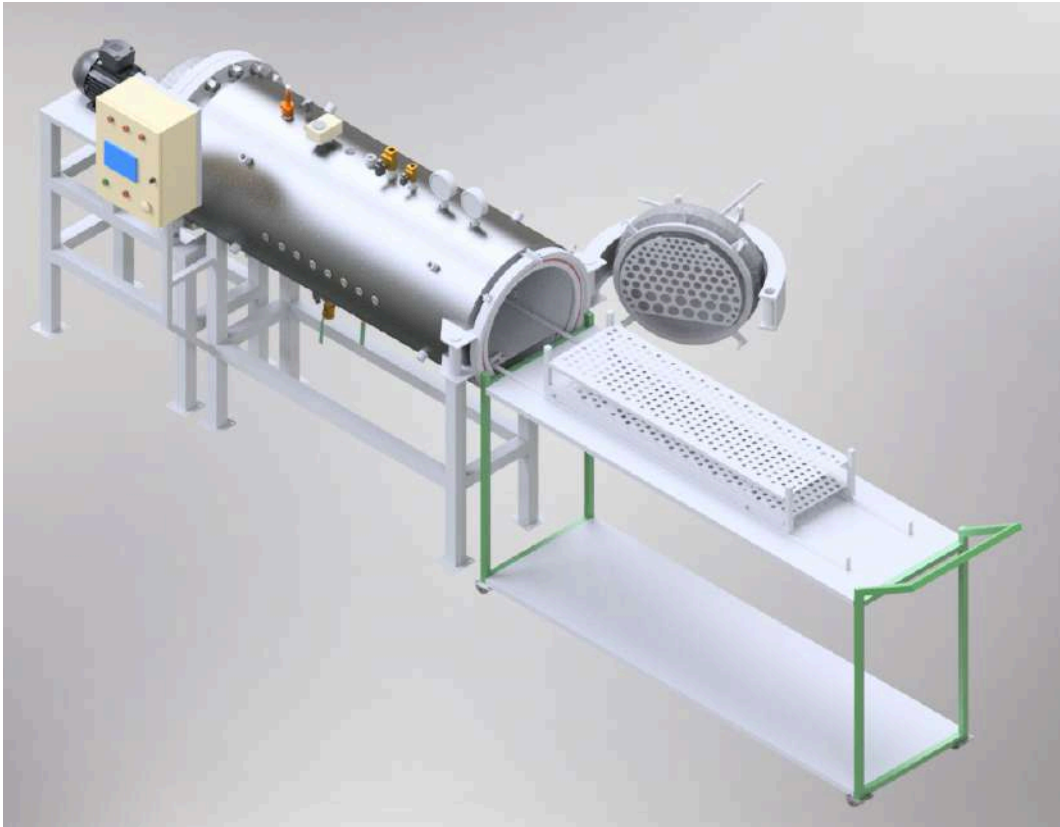


DISEÑO DE AUTOCLAVE PARA MATERIALES COMPUESTOS



Autor/es

Nombre y apellido: Emiliano Muñoz
DNI: 41149379 **Nro. Legajo alumno:** 13495
Mail de contacto: emilianomunoz9@gmail.com
Carrera: Ingeniería Electromecánica

Director/es del Proyecto

Director: Ing. Ariel Stocchi
Codirector: -

Mar del Plata, 3 de abril de 2025



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

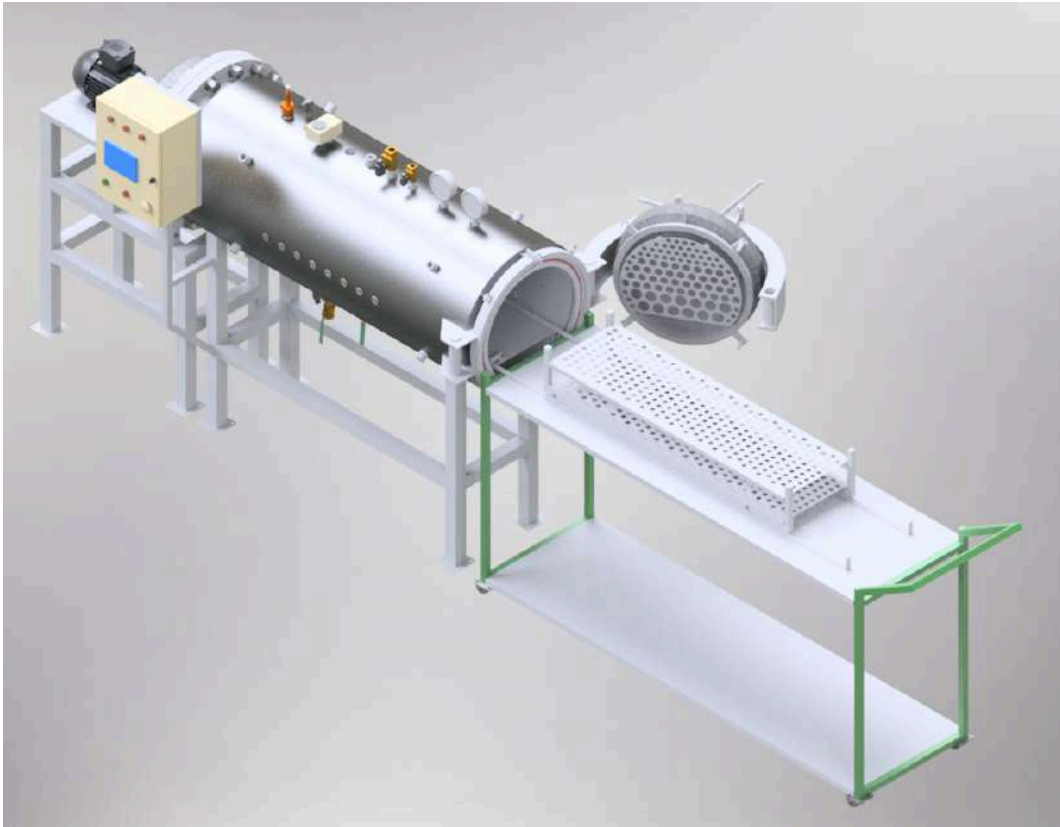
Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

DISEÑO DE AUTOCLAVE PARA MATERIALES COMPUESTOS



Autor/es

Nombre y apellido: Emiliano Muñoz
DNI: 41149379 **Nro. Legajo alumno:** 13495
Mail de contacto: emilianomunoz9@gmail.com
Carrera: Ingeniería Electromecánica

Director/es del Proyecto

Director: Ing. Ariel Stocchi
Codirector: -

Mar del Plata, 3 de abril de 2025

Agradecimientos

A mi familia, mi novia, Poncho y mis amigos que me acompañaron durante el transcurso de mi carrera. A mis compañeros de la facultad que hicieron de estos años un gran recuerdo y fueron un pilar fundamental para concretar este objetivo. A todas esas personas que se preocuparon y fueron de apoyo para el desarrollo de este trabajo, tanto desde el lado personal como académico. A todos los profesores que me formaron, y a los que fueron parte de esta tesis, con su tutoría.

Índice

Resumen.....	5
Introducción.....	6
Objetivos generales.....	6
1. Introducción a los materiales compuestos.....	7
1.1 Historia y Aplicaciones de los materiales compuestos.....	7
1.2 Clasificación.....	9
1.2.1 Materiales compuestos particulados.....	9
1.2.2 Materiales compuestos reforzados con fibras.....	10
1.2.3 Materiales compuestos estructurales.....	10
1.3 Técnicas de procesamiento.....	11
1.3.1 Procesos fuera de un autoclave (OOA).....	12
1.3.2 Procesos mediante autoclave.....	12
2. Autoclave: Definición y aplicaciones.....	14
2.1 Clasificación.....	14
2.2 Autoclave para materiales compuestos.....	15
2.2.1 Diseño y componentes.....	16
2.2.1.1 Cámara presurizada.....	16
2.2.1.2 Sistema de calentamiento.....	17
2.2.1.3 Sistema de enfriamiento.....	18
2.2.1.4 Sistema de recirculación.....	18
2.2.1.5 Sistema de vacío.....	19
2.2.1.6 Sistema de control e instrumentación.....	19
2.2.1.7 Sistema de carga.....	19
2.2.1.8 Sistema de puerta de apertura rápida.....	20
2.2.1.9 Sistemas de seguridad.....	22
2.2.2 Proceso en un autoclave.....	23
2.3 Fabricantes.....	24
3. Consideraciones generales de diseño.....	25
3.1 Condiciones de servicios.....	25
3.2 Condiciones constructivas.....	25
3.3 Condiciones de funcionamiento.....	27
3.4 Resumen de especificaciones:.....	28
4. Diseño mecánico.....	29
4.1 Cálculo de resistencia del aparato a presión.....	29
4.2 Sistema de cierre rápido.....	31
4.2.1 Elección del tipo de cierre.....	32
4.2.2 Dimensionamiento de placa asiento.....	33
4.2.3 Cálculo del O-ring.....	36
4.2.4 Cálculo de tornillo de movimiento.....	38
4.2.5 Cálculo de rótula.....	40
4.2.6 Diseño de brazo de apertura.....	44
4.2.7 Detalles constructivos.....	46
4.3. Sistema de recirculado del aire.....	47

4.3.1 Selección del ventilador.....	48
4.3.2 Selección del motor.....	50
4.3.3 Selección del sello mecánico.....	51
4.3.4 Selección del rodamiento de apoyo.....	52
4.3.5 Selección del manchón de acople.....	53
4.3.6 Diseño de masa.....	54
4.3.7. Diseño final del sistema de recirculado.....	55
4.4. Sistema de carga.....	56
4.5. Diseño mecánico parcial.....	58
5. Análisis fluidodinámico.....	62
5.1 Geometría libre de elementos.....	65
5.1.1 Geometría.....	65
5.1.2 Mallado.....	65
5.1.3 Resultados.....	66
5.2 Geometría con placa.....	68
5.2.1 Placa con agujeros de 19 [mm].....	68
5.2.2 Mallado.....	69
5.2.3 Resultados.....	69
5.2.4 Placa con agujeros de 28,5 [mm].....	72
5.2.5 Placa con agujeros de 38 [mm].....	72
5.2.6 Placa con agujeros de diámetros múltiples.....	73
5.3 Resultados y discusión.....	73
5.3.1 Velocidad del flujo.....	73
5.3.2 Homogeneidad en las condiciones físicas de la zona de trabajo.....	74
5.3.3 Verificación de caída de presión.....	74
5.4 Consideraciones finales.....	74
6. Diseño térmico.....	76
6.1 Cálculo de energía para calentar el aire.....	76
6.2 Cálculo de pérdidas de calor en régimen permanente.....	77
6.2.1 Pérdidas convectivas.....	77
6.2.2 Pérdidas por radiación.....	83
6.2.3 Pérdidas por conducción.....	84
6.2.4 Pérdidas totales.....	84
6.3 Selección de resistencias y verificación.....	84
7. Control, accesorios e instrumentación.....	86
7.1 Elección del sistema de control.....	86
7.2 Dispositivos de control de presión.....	86
7.3 Dispositivos de control de temperatura.....	90
7.4 Instrumentos.....	93
7.5 Accesorios del sistema de vacío.....	93
7.6 Bloqueo de puerta.....	94
7.7 Control de sistema de recirculado.....	94
7.8 Dispositivos en autoclave.....	95
7.9 Selección de modelo de PLC.....	96

7.10 Descriptivo de funcionamiento.....	100
8. Conclusiones.....	102
9. Diseño final.....	103
Anexo 1: Cálculo y verificación de tornillo.....	104
1. Cálculo.....	104
2. Verificación.....	106
2.1. Carga axial en el núcleo.....	106
2.2. Cortante en los filetes.....	108
2.3. Flexión en los filetes.....	111
2.4. Aplastamiento.....	112
2.5. Desgaste.....	113
2.6. Longitud de tuerca (LT).....	114
2.7. Resistencia a la fatiga.....	114
2.8. Pandeo.....	114
2.9. Resumen dimensional del tornillo.....	114
3. Cálculo de par de apriete y desapriete.....	115
Anexo 2: Programación PLC.....	117
1. Menú navegable.....	117
2. Habilitación del ciclo.....	119
3. Control de presión.....	122
4. Control de temperatura.....	123
5. Pantalla y control vía servidor web.....	125
Anexo 3: Tablero eléctrico.....	126
Bibliografía.....	133

Resumen

El trabajo que se presentará a continuación se desarrolla en la articulación que existe entre la innovación tecnológica aplicada y la mejora de las técnicas productivas industriales, más específicamente, en el ámbito de la ciencia de materiales. El objetivo es el diseño de un autoclave que se utilizará como parte del proceso de desarrollo y de manufactura de materiales compuestos en el grupo de Materiales Compuestos Termorrígidos Estructurales del INTEMA y de la Facultad de Ingeniería.

Un autoclave para materiales compuestos es un recipiente sometido a presión y temperatura de forma controlada, que permite que ocurra el “curado” de las piezas ingresadas. Este proceso les otorga las propiedades finales a esta clase de materiales.

La necesidad de este equipamiento parte del grupo de Materiales Compuestos Termorrígidos Estructurales del INTEMA, y su trabajo acerca de los materiales compuestos para aplicaciones aeroespaciales. Específicamente, la intención es procesar materiales preimpregnados (pre-preg) y compuestos laminares híbridos fibra metal del tipo Glare (Glass Reinforced laminate), que consta de láminas de aluminio con capas intermedias de fibra de vidrio y una matriz de resina epoxy. El estudio de este material es el puntapié inicial hacia un abanico de posibilidades de estudio de otros materiales utilizando el mismo equipamiento. Al funcionar como plataforma de estudio de procesamiento e investigación de materiales, este autoclave debe tener la versatilidad de poder variar los parámetros del proceso para poder trabajar con diferentes tipos de materiales compuestos de manera precisa y controlada.

Se propone realizar el diseño mecánico, fluidodinámico y térmico de un autoclave horizontal. Se calculan y seleccionan elementos, accesorios, instrumentos y más, que permitan la operatividad del equipo. Además se modela el autoclave en un software de diseño tridimensional.

Para su operatividad, se selecciona un sistema de control comercial para el autoclave y se programa, automatizando el proceso y permitiendo al usuario modificar los parámetros.

Se definen los requerimientos técnicos del equipo, y sus limitaciones.

Introducción

La investigación tecnológica avanza constantemente, explorando nuevas formas de producción y optimizando los procesos industriales. Existen organismos, instituciones y empresas dedicadas a estas tareas, y en la industria actual, una porción significativa de la inversión de las compañías se destina al área de I+D+I (Investigación, Desarrollo e Innovación). Esta inversión en conocimiento impacta directamente en la matriz productiva de una empresa u organismo y, en última instancia, en la sociedad, generando productos de mayor calidad, durabilidad y con costos de producción más bajos.

El trabajo que se presentará a continuación se desarrolla en esa articulación que existe entre la innovación tecnológica aplicada y la mejora de las técnicas productivas industriales, más específicamente, en el ámbito de la ciencia de materiales. El objetivo es el diseño de un autoclave que se utilizará como parte del proceso de desarrollo y de manufactura de materiales compuestos en el grupo de Materiales Compuestos Termorrígidos Estructurales del INTEMA y de la Facultad de Ingeniería.

Un autoclave para materiales compuestos es un recipiente sometido a presión y temperatura de forma controlada, que permite que ocurra el “curado” de las piezas ingresadas. Este proceso les otorga las propiedades finales a esta clase de materiales.

Objetivos generales

Es objetivo de este trabajo:

- Realizar el diseño integral (mecánico, fluidodinámico y térmico) de un autoclave horizontal.
- Modelar el equipo en un software de diseño tridimensional.
- Seleccionar un sistema de control comercial para el autoclave y programarlo, automatizando el proceso y permitiendo al usuario modificar los parámetros.
- Calcular y seleccionar elementos, accesorios, instrumentos y más, que permitan la operatividad del equipo.
- Definir los requerimientos operativos del equipo, y sus limitaciones.

1. Introducción a los materiales compuestos

Los materiales compuestos son definidos como un sistema de materiales constituido por una mezcla o combinación de dos o más micro o macro-constituyentes que difieren en forma y composición química y que son esencialmente insolubles entre sí. [1]

Generalmente, se presentan como una combinación de constituyentes, uno denominado matriz y otro denominado refuerzo. Estos suelen ser reconocibles y fácilmente diferenciables, y se definen como:

- **Matriz:** es una fase continua, que le otorga al material cohesión, protección y permite la transmisión de esfuerzos hacia la fase de refuerzo. Se denomina también material ligante.
- **Refuerzo:** Es un componente en fase continua o discontinua que le otorga las propiedades mecánicas al material y soporta los esfuerzos.

El objetivo de conformar materiales compuestos es obtener como conjunto propiedades mecánicas y físicas superiores a las que poseen sus componentes de forma individual.

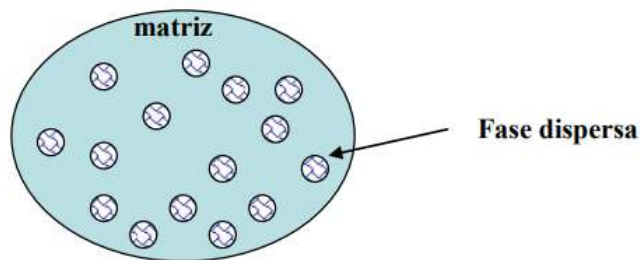


Fig. 1.1: Ilustración generalizada de la composición de un material compuesto [2]

1.1 Historia y Aplicaciones de los materiales compuestos

Los materiales compuestos existen desde hace más de 3000 años, cuando en Egipto y Mesopotamia usaban una mezcla de barro y paja para crear ladrillos de adobe resistentes y duraderos.

Hay diversos casos en la historia de la utilización de dos materiales diferentes que en su conjunto mejoran las propiedades de cada uno por separado. En el área de la ingeniería, el siglo XX es un gran punto de inflexión en la historia de los materiales compuestos y su utilización, por ejemplo:

- En 1907, el estadounidense de origen belga Leo Baekeland creó la primera sustancia plástica totalmente sintética, la baquelita.
- En 1935, Owens Corning introdujo la primera fibra de vidrio.
- Tras la segunda guerra mundial, se comenzó a incorporar la fibra de vidrio en la industria náutica, transformándola drásticamente. En 1946 fue introducido el primer barco comercial de fibra de vidrio.

- En los años 50, el uso de los materiales compuestos reforzados con fibras creció rápidamente ya que barcos, camiones, coches deportivos, tanques de almacenaje, tuberías y muchos otros productos eran producidos utilizando estos materiales.
- En 1961 la primera fibra de carbono fue patentada y años más tarde comercializada.
- En 1981 McLaren construyó el primer F1 con monocasco de fibra de carbono.
- Hoy en día en un aeronave Boeing B787 Dreamliner, los materiales compuestos representan el 50% del total de componentes del avión.

La innovación y búsqueda de propiedades específicas en la industria actual involucra a estos materiales cada vez en mayor medida, tomando un fuerte lugar en la industria aeronáutica, automotriz, equipamiento deportivo, entre otras.

En la industria aeronáutica, la reducción del peso es una búsqueda constante, debido a que esto permite incrementos en el tiempo de vuelo para la misma cantidad de combustible, y reducción de costos operativos. El desarrollo de los materiales compuestos de bajo peso, alta resistencia mecánica, alta resistencia a la corrosión y larga vida útil, son ampliamente utilizados en componentes internos de las aeronaves así como también en ciertas partes del fuselaje.

La utilización de estos materiales cuya relación peso/resistencia es ampliamente superior a metales y aleaciones, permitió un avance exponencial en otros componentes de las aeronaves. Por ejemplo, estos materiales aplicados en las partes del avión en contacto con el aire, acompañaron la evolución de los tipos de propulsión (mayor velocidad), ya que resisten mayores cargas.

El porcentaje de peso de los composites fabricados con materiales compuestos en el peso total de algunas aeronaves a lo largo de la historia demuestra los beneficios que presentan.

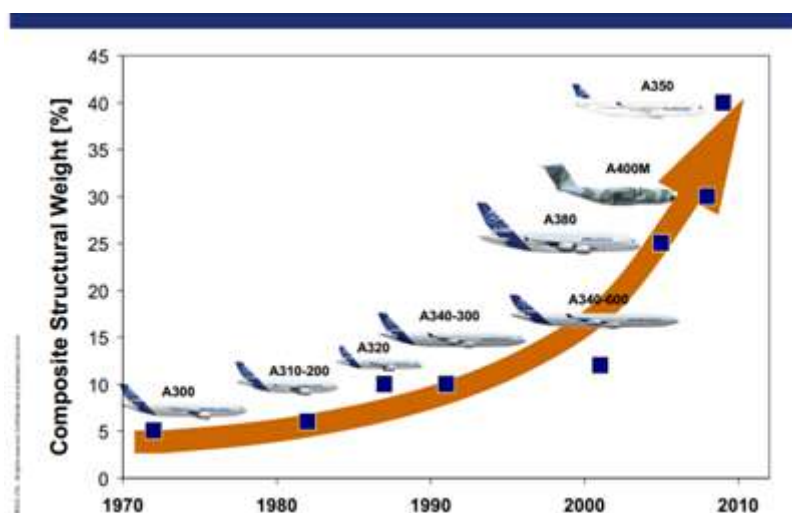


Fig.1.2: Gráfico que indica el porcentaje de peso que representan los materiales compuestos en la estructura de un avión comercial

Como contraparte, la producción de algunos materiales compuestos es costosa y requiere de equipamiento de alta tecnología. Existen constantes desarrollos en métodos de fabricación que sean menos costosos y que puedan implementarse de forma masiva.

1.2 Clasificación

Los materiales compuestos se pueden clasificar de forma general como se indica en el siguiente esquema:

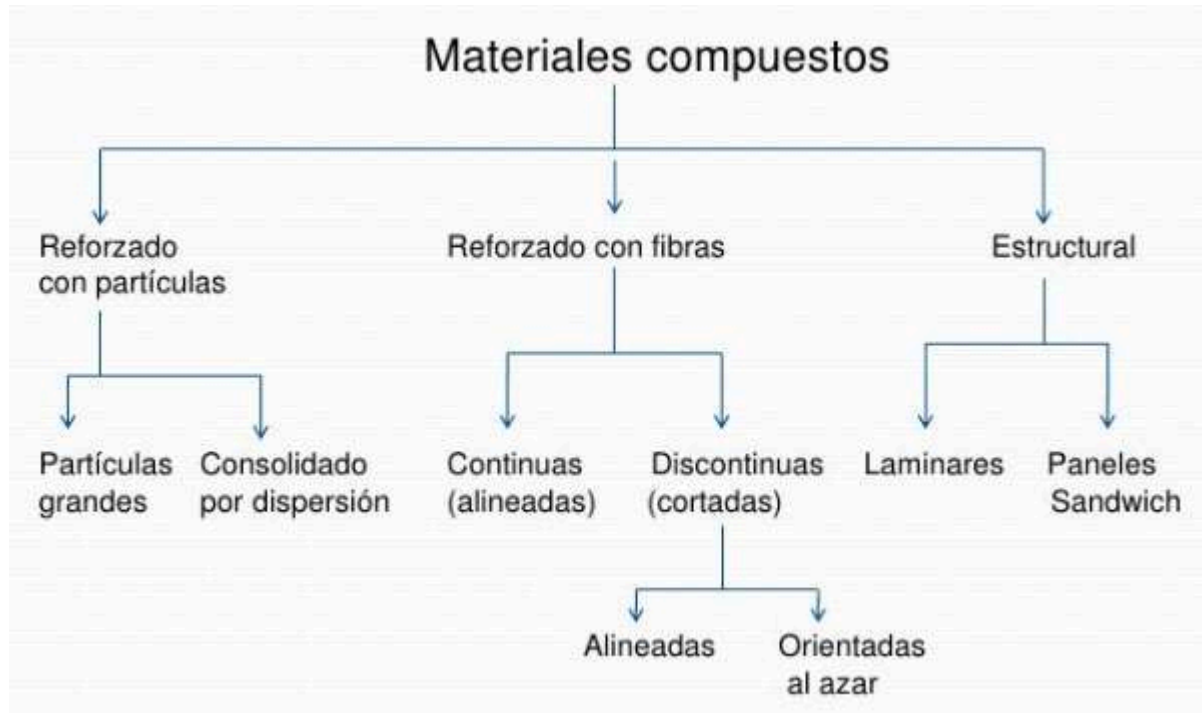


Fig.1.3: Esquema de clasificación de materiales compuestos. [3]

A continuación, se procede a describir la clasificación de los tipos de materiales compuestos según la forma y disposición de sus partes.

1.2.1 Materiales compuestos particulados

El compuesto que actúa como refuerzo está desperdigado dentro de la matriz, y según el tamaño del particulado (a nivel macro o microscópico), se clasifica en:

- *Partículas grandes*: Son identificables a nivel macroscópico. Por ejemplo, el material compuesto reforzado con partículas grandes más comúnmente conocido es el hormigón. Las partículas son la arena o grava en una matriz cerámica compuesta por silicatos y aluminatos hidratados. [4]
- *Consolidado por dispersión*: Cuanto más pequeñas y homogéneamente dispersas se encuentran las partículas, mejores son sus propiedades mecánicas. Un ejemplo es el carburo de tungsteno que se usa en las herramientas de corte para operaciones de maquinado. [5]

1.2.2 Materiales compuestos reforzados con fibras

Los materiales compuestos reforzados con fibras son conocidos por sus altas prestaciones mecánicas. Generalmente constan de una matriz de resinas epoxi o poliméricas, y de refuerzos en forma de fibras (cilindros o hilos de muy pequeño tamaño). Las propiedades mecánicas son generalmente anisotrópicas y varían mucho según el grado de ordenamiento de las fibras en el interior del material y de su presentación. Estas pueden estar en forma de hilos, de cintas, fieltros (disposición aleatoria) o tejidos (hilos entrelazados de forma perpendicular). [6]

Algunos ejemplos son: fibra de vidrio, fibra de carbono, fibra de polímeros (dentro de las cuales encontramos la de fibra de aramida o Kevlar) [4]

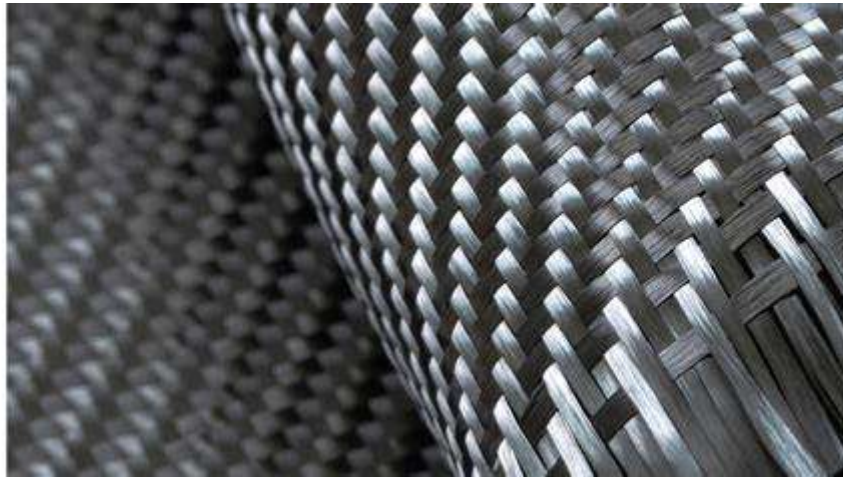


Fig.1.4: Fibra de carbono con disposición de tejido

1.2.3 Materiales compuestos estructurales

Existen diversas formas de conformar materiales para uso estructural o similar en muchos sectores. Se pueden considerar de forma introductoria a los más importantes:

- *Laminares*: Se forman a partir de la unión de finas láminas de un material (o varios) embebidas en una matriz de otro material que permite su adhesión. Las láminas se disponen de forma unidireccional, bidireccional o multidireccional, y en conjunto con el número de láminas, define las propiedades del material y su isotropía (Figura 1.5). Generalmente la matriz es de resina epoxi o similares.

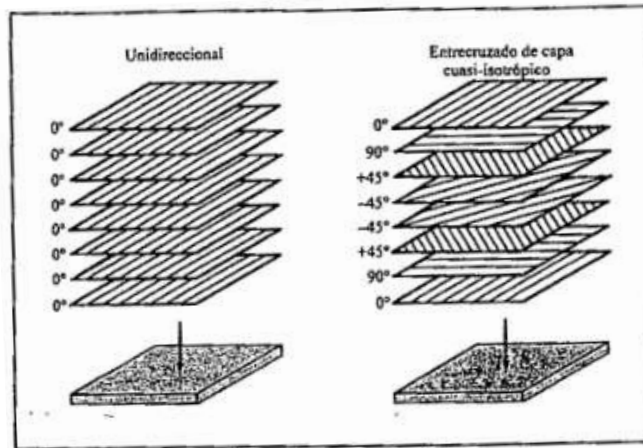


Fig.1.5: Forma típica de los compuestos laminares [1-b]

- **Paneles sandwich:** Se basan en dos láminas exteriores de elevada resistencia, (normalmente plásticos reforzados, aluminio o incluso titanio), separadas por un material menos denso y menos resistente, (polímeros espumosos, cauchos sintéticos, madera balsa o cementos inorgánicos). Estos materiales se utilizan con frecuencia en construcción, y en la industria aeronáutica, debido a su gran relación peso/resistencia. [2]

Existe otra clasificación de materiales compuestos en función de la naturaleza de la matriz:

- Materiales compuestos de matriz metálica (MMC).
- Materiales compuestos de matriz cerámica (CMC).
- Materiales compuestos de matriz de carbón.
- Materiales compuestos de matriz polimérica o plástico reforzado: son más vulgarmente conocidos como plásticos y pueden ser termoplásticos, termorrígidos o elastómeros.

La selección de estas matrices normalmente depende de la temperatura de aplicación del material, entorno químico, requerimientos mecánicos y compatibilidad con el refuerzo, entre otras razones.

1.3 Técnicas de procesamiento

Debido a las características de los materiales compuestos y su gran abanico de posibilidades de formación, unión, disposición, entre otras variables, los métodos de fabricación son muy específicos. Incluso, se han desarrollado nuevas técnicas exclusivas para ellos [7]. Una de ellas se basa en el procesamiento mediante un pre-impregnado o "prepreg", en donde las fibras del material se impregnan en una matriz o resina comúnmente epoxídica, para luego ser curados a una determinada temperatura. Las técnicas varían la forma en que se llega al mismo objetivo del curado.

Con el objetivo de clasificar las técnicas de procesamiento acorde a los objetivos de este trabajo, se hace foco en definir los procesos mediante el uso de un autoclave o fuera de un autoclave (OOA - *Out of Autoclave*).

1.3.1 Procesos fuera de un autoclave (OOA)

En parte de la bibliografía se sostiene que con algunos procesos OOA es posible obtener la misma calidad de fabricación del material compuesto que con la utilización de un autoclave [9]. La diferencia del curado OOA es que logra la eliminación de huecos y el contenido deseado de fibra colocando el material sin curar en un molde cerrado y aplicando vacío, presión y calor de otra manera diferente al autoclave. Normalmente, el proceso de calor y presión se da en prensas con sus partes calefaccionadas o en dos pasos (primero compresión del material y luego horneado para su curado).

Dentro de estos procesos también se subdividen en procesos de molde abierto y de molde cerrado. Los primeros se caracterizan por su mayor facilidad y versatilidad de procesamiento, mientras que los últimos se centran en la calidad superior del acabado, disminuyendo las tareas de mecanizado post moldeo.

Procesos en molde abierto:

- Colocación manual o moldeo por contacto “(Hand lay up)”
- Proyección simultánea o “spray-up”
- Filament winding
- Conformado por colada
- Enrollamiento continuo
- Enrollamiento discontinuo
- Por centrifugación

Procesos en molde cerrado:

- Pultrusión
- SMC (Sheet Metal Compound)
- Inyección
- RTM-light o VARTM (Vacuum Assisted Resin Transfer Molding)
- RTM
- Infusión con bolsa de vacío
- Flex moulding

Una descripción más amplia de cada técnica mencionada previamente puede encontrarse en [7].

1.3.2 Procesos mediante autoclave

En este tipo de proceso, la fase de curado de la resina que conforma al material compuesto se realiza en el interior de un autoclave diseñado para tal fin. Está formado por un recipiente de forma cilíndrica, que dispone de control de temperatura y presión para curar y consolidar los materiales compuestos.

Las condiciones que se aplican de temperatura y presión se definen por el material a procesar. Es un tipo de procesamiento muy flexible que permite el uso de distintas familias de materiales [7].

Por otro lado, en condiciones de laboratorio donde se estudian los diferentes ciclos de curado para diversos materiales, es un equipamiento que le da versatilidad a la investigación por la facilidad para modificar las variables que influyen en el proceso.

Se ampliará la información sobre este equipo en el siguiente capítulo.

2. Autoclave: Definición y aplicaciones

Un autoclave se puede definir como un recipiente metálico que permite trabajar a alta presión y temperatura. Normalmente es de forma cilíndrica y tiene un cierre completamente hermético. La presión interna puede ser generada por vapor y aire o solamente aire/gas inerte.

Una de sus aplicaciones más conocidas es la de esterilización instrumental en el sector médico y odontológico, ya que, a cierta temperatura y presión, todo microbio, virus o bacteria muere. Por otro lado, es de gran utilidad en las industrias para procesos productivos que requieran presión y temperatura controlada.

2.1 Clasificación

Los autoclaves se clasifican según el área o sector de aplicación. Estos pueden tener diferentes formas (vertical u horizontal), objetivos de aplicación, y componentes que los hacen visiblemente diferentes. Se pueden encontrar los siguientes:

Autoclaves de uso médico

Estos recipientes están diseñados para esterilizar los instrumentos quirúrgicos, residuos médicos, componentes médicos reutilizables, entre otras cosas. Su funcionamiento se basa en la creación de una atmósfera de vapor y aire presurizado a alta temperatura que elimina toda forma de vida. Sus tamaños suelen ser pequeños, y se clasifican en 3 tipos:

- *Tipo N:* se utilizan para cargas sólidas sin empaquetar como pinzas y porta agujas. Al no poder esterilizar productos embolsados, los instrumentos que se esterilizan en un autoclave Clase N no se pueden transportar ni almacenar, sino que deben utilizarse de inmediato. En el caso de almacenarlos, la esterilización solo servirá para impedir la contaminación cruzada. [8]
- *Tipo B:* (Los autoclaves de clase B, a diferencia de autoclaves de otras clases, están equipados con un pre-vacío fraccionado, lo que permite la eliminación completa del aire y la libre penetración de vapor. Se trata de la más efectiva de las técnicas disponibles actualmente, permitiendo la esterilización de cualquier tipo de producto. Esto incluye materiales porosos, productos embolsados, textiles y artículos huecos. Son aptos para todo tipo de establecimientos, sean consultorios médicos, odontológicos, veterinarios, laboratorios, centros de estética y belleza, así como estudios de tatuajes, salones de perforación y peluquerías.[8]
- *Tipo S:* Los autoclaves clase S son todos los demás. En la práctica son una clase intermedia entre los N y los B, y sus prestaciones no están definidas por ninguna norma, sino que dependen sencillamente de cómo fueron diseñados. Es decir, sus prestaciones están determinadas por el fabricante. [8]

Autoclaves de uso alimenticio

Los autoclaves son utilizadas para la conservación de alimentos, ya que permiten la eliminación de microorganismos y agentes patógenos en los alimentos enlatados. También se utilizan para la pasteurización de alimentos líquidos, como leche y jugos. En muchos países, las legislaciones vigentes requieren de estos sistemas para la esterilización de los paquetes alimenticios, que permiten una extensión en la fecha de caducidad de los alimentos.

Autoclaves de uso de laboratorio

Los autoclaves son utilizados en laboratorios de investigación científica para esterilizar materiales y medios de cultivo. Esto es fundamental para evitar la contaminación de las muestras y para garantizar la precisión de los resultados de las investigaciones.

Autoclave industrial

Tienen diversas aplicaciones como por ejemplo; tratamiento de maderas para almacenamiento en la intemperie, laminados de vidrio, vulcanización de gomas, materiales para construcción, tratamiento de residuos, etcétera. El principio de funcionamiento es el mismo y puede o no tener la participación del vapor de agua en el proceso. También existen los denominados hidroclaves, en el cual el fluido que transmite el calor y la presión es el agua.

2.2 Autoclave para materiales compuestos

En los materiales compuestos es de vital importancia tener control sobre el proceso para que el calor generado permita una correcta fluidez de la resina que forma el preimpregnado o la materia prima que ingresa al autoclave. Por ejemplo, si el calor se genera muy rápido, podría curarse la resina en ciertos puntos provocando falta de fluidez y finalmente porosidades, lo que significa una pieza de mala calidad.

El tamaño de estos autoclaves es muy variable ya que los fabricantes pueden adaptarse al requerimiento del cliente, y sus necesidades son muy variadas. Por ejemplo, existen autoclaves pequeños para procesar varias piezas pequeñas o para investigar cambios en las variables del proceso en escala laboratorio. Por otro lado, también existen autoclaves muy grandes para el procesado de alas de aviones comerciales (Fig 2.1).



Fig 2.1: Autoclave de la empresa Boeing. [10]

2.2.1 Diseño y componentes

La estructura principal de un autoclave es un recipiente cilíndrico de acero al carbono diseñado para soportar la presión interna. En un típico autoclave para materiales compuestos se pueden identificar los siguientes componentes:

2.2.1.1 Cámara presurizada

Es el espacio interno del recipiente propiamente dicho, cuyo tamaño es acorde a las piezas que se procesan. Existen 2 tipos de disposiciones del interior:

- *Con cámara interna y ducto anular:* permite una circulación de aire simétrica respecto al eje central (alrededor de la cámara interna), por lo que al ingresar a la cámara interna, lo hace de forma más distribuida. Sus desventajas son que reduce el espacio de trabajo en todas las direcciones, y que puede generar mayores pérdidas de calor hacia el exterior.



Fig 2.2: Cámara interna anular en un autoclave Daxen [11]

- *Con ducto inferior:* El aire circula por un ducto que se encuentra debajo de la mesa de trabajo. Esto provoca una reducción del área de trabajo, pero a diferencia de la disposición anterior, aprovecha todo el diámetro y puede ser más corto.



Fig 2.3: Ducto inferior en un Econoclave ASC [12]

La presurización en la cámara puede realizarse con diferentes fluidos, dependiendo de la temperatura del proceso. Si las temperaturas son bajas (menores a 180°C), puede utilizarse aire. La inflamabilidad del oxígeno aumenta con la temperatura y podría ser peligroso a mayores valores. Debido a esto, para mayores temperaturas y/o presiones, se utilizan gases inertes como el nitrógeno y el dióxido de carbono.

2.2.1.2 Sistema de calentamiento

Según el tamaño del autoclave y de las facilidades energéticas del lugar de emplazamiento, se presentan dos opciones para calentar el gas interior:

- *Eléctrica:* Mediante resistencias, que son confiables, compactas y pueden adoptar diferentes formas y disposiciones. Al ser de baja inercia térmica,

estos elementos permiten un control de temperatura más preciso. Las resistencias pueden ser aletadas en forma de W o radiales.

- **A gas:** Existen varias variantes, pero todas cuentan con una caldera de vapor o un quemador. Una opción es mediante un intercambiador de calor interno o externo cuyo fluido de intercambio es vapor de agua, que permite alcanzar las temperaturas necesarias para el proceso (con agua únicamente no se podría). Otra opción es un intercambiador (normalmente externo) de calor gas interno-aire, en el cual el aire es calentado mediante un quemador.

Dependiendo del volumen de aire a calentar y el calor que se debe introducir al sistema para que el proceso resulte exitoso para los diferentes materiales, los costos de la energía son los que definen el sistema de calentamiento.

2.2.1.3 Sistema de enfriamiento

En algunos procesos, se busca también que el enfriamiento de las piezas sea controlado. El sistema más adoptado es el de colocar un circuito de intercambio de calor de agua dentro del autoclave (ya sea por placas o con una serpentina). Este tipo de sistema es de bajo costo respecto al resto de los sistemas. Se debe tener especial cuidado con la temperatura interna ya que al circular agua por la serpentina caliente se puede generar vapor instantáneo. Una forma de evitar esto es primero circular aire frío hasta que la temperatura sea aceptable.

2.2.1.4 Sistema de recirculación

Una característica importante que deben tener los autoclaves es la uniformidad de temperatura en la zona de trabajo, para evitar diferencias en el curado entre partes de la pieza a procesar, es decir una pieza de mayor calidad. En el caso de las aplicaciones aeroespaciales, estos procesos poseen especificaciones rigurosas respecto a la uniformidad de temperatura. Por ello, se recurre a la utilización de un ventilador centrífugo en la parte posterior del autoclave que produce una circulación de aire. Además, se busca generar un flujo turbulento para que el intercambio de calor con la pieza sea mayor.

La velocidad con la que circula el aire depende de los elementos calefactores y de los moldes de piezas que se utilizan. Si la velocidad es muy baja, los elementos calefactores no se refrigerarán lo suficiente y se pueden quemar, además de que disminuye la turbulencia del aire. Si la velocidad es muy alta, se pueden producir muchas vibraciones y que el molde con la pieza se salga de su lugar, provocando un fallo del proceso. Según [13-a], los valores recomendados son de no más de 3 m/s. Para las resistencias, el caudal de aire necesario para refrigerar depende de las temperaturas a las que se las somete, aunque existen métodos de control para que las resistencias no se quemen, por ejemplo haciendo que no estén prendidas todo el tiempo, o alternando el encendido de los paquetes resistivos (si son varios paquetes).

El motor del ventilador puede estar colocado bridado al casco del autoclave, o puede tener un eje con un sello. El primero debe estar refrigerado de manera externa ya que la temperatura se transmite mediante el eje y la brida. Si se utiliza un eje con un sello, puede utilizarse un manchón de acople para extender el eje y que reduzca la temperatura que llega al motor.

2.2.1.5 Sistema de vacío

Para lograr compactar correctamente la pieza en su molde, la presión que se le ejerce es mediante dos sistemas diferentes. El primero es mediante la presurización de la cámara previamente nombrada, y el segundo es un sistema de vacío.

Este sistema consiste en colocar las piezas a procesar en una bolsa de vacío, conformada por un plástico que soporta las temperaturas a las que se somete a la pieza, y luego se realiza el vacío que las comprime. Esto permite retirar componentes volátiles y evitar que la pieza esté en contacto con la atmósfera interior.

Existen diversas variantes para la forma en que aplica este vacío. Puede hacerse a partir de que las condiciones internas lo permitan (cierta temperatura que haya reducido la viscosidad de la resina) hasta el fin del proceso, o algunos incluso detienen al sistema una vez que el autoclave llega a la presión máxima de trabajo.

En la mayoría de los autoclaves se colocan múltiples picos con acoples rápidos en el cuerpo metálico, que se conectan a una bomba de vacío. La bolsa posee un material absorbente que permite la evacuación del aire al canal que se conecta a estos picos, y absorbe el exceso de resina provocado por la presión aplicada.

2.2.1.6 Sistema de control e instrumentación

Los autoclaves modernos poseen sistemas totalmente automatizados al cual se le programan los parámetros que se buscan en el proceso. A su vez, se muestran todos los datos que recaban los sensores para que el operario sepa que sucede en todo momento y pueda detectar si algo no es correcto.

El control de temperatura es importante ya que es una de las variables que más se varían en la búsqueda de un proceso efectivo. Por lo tanto el sistema debe copiar lo que se demanda. Además, para este tipo de autoclaves, el control de la uniformidad de temperatura es vital para los requerimientos de las piezas de alta complejidad que se procesan. En general se utilizan termocuplas para la medición de uniformidad, y sondas de temperaturas asociadas a un controlador para seguir el perfil de temperatura deseado.

En cuanto a la presión, el control es más sencillo ya que consiste en una válvula de ingreso del fluido a la cámara, que corta según el seteo de presión buscado. Luego a medida que la temperatura del fluido aumenta, también lo hace la presión, por lo que se colocan válvulas de sobrepresión que mantengan el set point. Se suele colocar una sola válvula de entrada y varias pequeñas de sobrepresión para que la presión no de saltos. También existe una válvula de descarga, cuando el proceso termina, que hace que el aire todavía caliente pueda ser descargado de manera segura (a un tanque auxiliar o al exterior).

También se suele controlar la presión o el flujo a través de la bomba de vacío, que permite saber si hay fugas en las bolsas de vacío.

2.2.1.7 Sistema de carga

Debido a que los autoclaves suelen ser largos, la zona de trabajo se diseña como un carro que puede retirarse hasta la puerta, y así facilitar la carga a procesar. El diseño de este carro depende de la forma de las piezas, la cantidad que se

introducen, condicionando así la cantidad de niveles que tiene y los materiales que se utilizan (ciegos o perforados).

Este sistema debe también soportar los moldes y no interferir con el sistema de vacío.

2.2.1.8 Sistema de puerta de apertura rápida

Este componente es uno de los más críticos e importantes del autoclave, y por lo tanto, de los más costosos. Esto se debe a que requiere mayor mecanizado que cualquier otro componente del autoclave. La función de la puerta es permitir que la carga y descarga de las piezas sea rápida, y manteniendo la elevada presión interna sin fugas. Se utiliza un casquete semielíptico o similar como tapa debido a que es un diseño beneficioso para la distribución de cargas ante la aplicación de una presión interna.

Existen múltiples formas de lograr una puerta con cierre rápido. La más simple es una unión de bridas, pero claramente no cumple la función de rapidez. Otra opción similar pero más rápida y cómoda es mediante tornillos en forma de T que basculan hasta su posición dentro de otra pieza y luego se ajustan las tuercas o el mismo tornillo dependiendo de su diseño.



Fig. 2.4: Puerta con tornillos en T de la empresa Patterson

Las opciones más utilizadas son las puertas con cerradura de anillo rotativo de dos o tres partes. La que posee tres partes (cuerpo, anillo intermedio, puerta) consiste de dientes en toda la circunferencia de la puerta que encastran en los espacios idénticos en el cuerpo del autoclave. Una vez cerrada la puerta, se gira el anillo intermedio haciendo que los dientes, que poseen forma de cuña, acerquen la puerta al cuerpo apoyándose en un O-ring, logrando el sellado. En la figura se ve la forma de cuña de los dientes, y el anillo como una pieza aparte, ligada al cuerpo del autoclave.



Fig 2.5: Sistema de tres partes de la firma Melco.

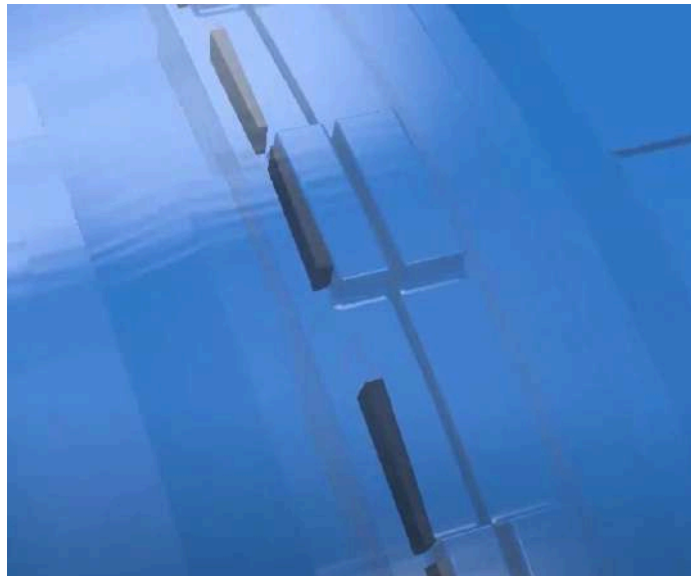


Fig 2.6: Sistema de tres partes de la firma ASC.

En cuanto a la puerta de dos partes, el sistema es muy similar, con la diferencia que el anillo se encuentra fijo, y lo que rota es la puerta. La desventaja de este sistema es que la puerta rota apoyándose en el O-ring, por lo que la duración de éste será menor debido al desgaste.

Por otro lado también hay sistemas similares a los de escotillas de barcos, que consiste en una manija central que gira una pieza que tiene adosada unas barras en

forma descentrada. Al realizar el giro de la manija, las barras tienden a centrarse y debido a su forma, se extienden diametralmente. Esta extensión logra acercar la puerta al cuerpo, debido a que se realiza una fuerza contra una pieza ligada a la estructura principal (Figura 2.7).



Fig. 2.7: Sistema con barras descentradas

El sistema que se pretende utilizar en este diseño, no corresponde a los mencionados previamente, pero si se toman elementos de algunos de ellos. La decisión se basa en la facilidad de mecanizado manteniendo como prioridad la seguridad del cierre. El tipo de cierre elegido se verá más adelante en el capítulo correspondiente al diseño mecánico.

2.2.1.9 Sistemas de seguridad

Los recipientes sometidos a presión se rigen por el código ASME Sección VIII para su construcción. Este código permite hallar los valores de espesor mínimo que debe tener el recipiente y tiene en cuenta también la corrosión a lo largo del tiempo.

En cuanto a los elementos de seguridad, el autoclave debe contar con válvulas de seguridad para alivio de sobrepresión. Además, la apertura de la puerta debe ser negada hasta que la presión interna al finalizar el ciclo sea la atmosférica. También se pueden colocar válvulas de alivio manuales como back-up de las válvulas de seguridad.

En cuanto a la temperatura, el ciclo de control corta la energía de los elementos calefactores al llegar a la temperatura deseada, y si así no lo hiciera, la serie de

seguridad automática debe cortar la energía de los mismos. Como última medida existen pulsadores de emergencia manuales.

2.2.2 Proceso en un autoclave

Cuando se trata de una pieza que necesita un molde, el proceso inicia con la colocación de fibras preimpregnadas en resina en dicho molde. Previamente se le coloca un gel al molde que facilita el despegue de la pieza luego del proceso. También se coloca el material absorbente nombrado en [2.2.1.5.]. Finalmente se coloca todo este sistema, dentro de la bolsa de vacío.

El paquete se coloca en el carro de carga, y se le conecta a la bolsa, los picos del sistema de vacío. Luego el carro se puede ingresar y se realiza el cierre de la puerta.

Cuando el sistema detecta que la puerta está correctamente cerrada, se introducen los parámetros del proceso y el sistema comienza a presurizar la cámara y habilitar el vacío en la bolsa. Una vez alcanzado el punto de presión deseado, se da inicio al sistema de calentamiento. La presión se comenzará a incrementar con la temperatura, y allí actúan las válvulas de sobrepresión para mantener el punto de presión seteado.

Una vez que se alcanza la temperatura de seteo, el proceso mantiene las condiciones por un tiempo prolongado. Luego de finalizar este tiempo, se activa el sistema de enfriado y la despresurización del sistema. La puerta podrá ser abierta una vez que la presión interna sea cercana a la atmosférica para evitar movimientos bruscos de la puerta.

El procesamiento mediante autoclave posee las siguientes ventajas [14]:

- *Materiales compuestos más fuertes:* La alta temperatura y presión en el autoclave incrementa la relación resistencia/peso de la pieza aumentando el contenido volumétrico de fibra en la pieza terminada. También incrementa la resistencia al calor y al daño químico, lo que hace a la pieza adecuada para aplicaciones de alta demanda como la aeroespacial, marina, entre otras.
- *Productos de mayor calidad:* El moldeo en autoclave crea piezas de alta uniformidad con mínimos defectos y con mucho menor desperdicio que con otras técnicas.
- *Reducción en costos de producción:* Aunque se debe realizar una inversión inicial grande, el proceso en autoclave es rápido, eficiente y permite un volumen de producción intermedio de piezas de muy alto valor agregado, lo que determina que sea un proceso rentable.
- *Producción de prototipos y pruebas más rápido:* Es una gran herramienta para las áreas de innovación y desarrollo, ya que permite realizar pruebas variadas, alterando las variables del proceso para evaluar resultados mucho más rápido.
- *Mayor control del proceso:* La utilización del autoclave permite un control del proceso más exacto, que permite hacer piezas más complejas. También se pueden replicar procesos casi sin variación, otorgando confiabilidad a la producción.

2.3 Fabricantes

Algunos de los fabricantes de autoclaves más conocidos en el plano internacional son Olmar, ASC, Bondtech, Linde, Attsuklaus, entre otros. En el plano nacional no hay empresas que fabriquen estos autoclaves, aunque si hay para uso médico y de laboratorio de las empresas Stoord o Asstec.

3. Consideraciones generales de diseño

Para iniciar el diseño del autoclave, se deben tener en cuenta las necesidades a satisfacer, y los objetivos a cumplir (especificaciones del cliente/usuario). Para definir estos objetivos, primero se debe recopilar toda la información necesaria en cuanto a las condiciones de funcionamiento del equipo y a las limitaciones constructivas presentes.

La necesidad de este equipamiento parte del grupo de Materiales Compuestos Termorrígidos Estructurales del INTEMA, y su trabajo acerca de los materiales compuestos para aplicaciones aeroespaciales. Específicamente, la intención es procesar materiales preimpregnados (pre-preg) y compuestos laminares híbridos fibra metal del tipo Glare (Glass Reinforced laminate), que consta de láminas de aluminio con capas intermedias de fibra de vidrio y una matriz de resina epoxy. El estudio de este material es el puntapié inicial hacia un abanico de posibilidades de estudio de otros materiales utilizando el mismo equipamiento. Al funcionar como plataforma de estudio de procesamiento e investigación de materiales, este autoclave debe tener la versatilidad de poder variar los parámetros del proceso para poder trabajar con diferentes tipos de materiales compuestos de manera precisa y controlada.

3.1 Condiciones de servicios

Los servicios auxiliares que un autoclave necesita para funcionar son una línea de aire comprimido y energía eléctrica. En el lugar de emplazamiento del autoclave, el aire comprimido será provisto por un tanque general que alimenta diferentes servicios. La presión que se obtiene de dicho tanque es de 7 [Kg/cm²], por lo tanto esa será la presión de trabajo máxima, es decir, la que se logre al inyectar aire a la cámara del autoclave. De todas maneras, el autoclave se diseña para soportar una presión de 10 [Kg/cm²], considerando que puede ser utilizado en otro lugar o con otro sistema de provisión de aire comprimido que le permita trabajar con mayores presiones en caso de requerirse.

Luego, con el aumento de la temperatura de acuerdo al proceso, la presión también se elevará, de acuerdo a la ley de Gay-Lussac. Pero esto será controlado mediante válvulas de alivio de presión para regular un valor de presión interna.

En cuanto a la energía eléctrica, se encuentra disponible potencia trifásica y/o monofásica. Se evaluará el consumo de energía del autoclave en el total del proceso y los picos de consumo para evaluar si la instalación actual lo permite.

3.2 Condiciones constructivas

Para el cuerpo del autoclave se utiliza un cilindro proveniente de la industria petrolera similar al que se muestra en la Figura 3.1.



Fig 3.1: Cilindro de la industria petrolera.

Según las medidas tomadas, este cilindro de acero al carbono respeta las medidas de un tubo SCH40 de 18". Estas son las mostradas en la Tabla 3.1 a continuación:

Diámetro exterior	Espesor [in-mm]	Diámetro interior [in-mm]
18 [in] - 457,2 [mm]	0.562 [in] - 14,3 [mm]	16.876 [in] - 428,6 [mm]

Tabla 3.1: Obtenida de [15].

Los casquetes también se reutilizarán, y estos poseen la forma semielíptica. Estos respetan las siguientes medidas (Fig 3.2):

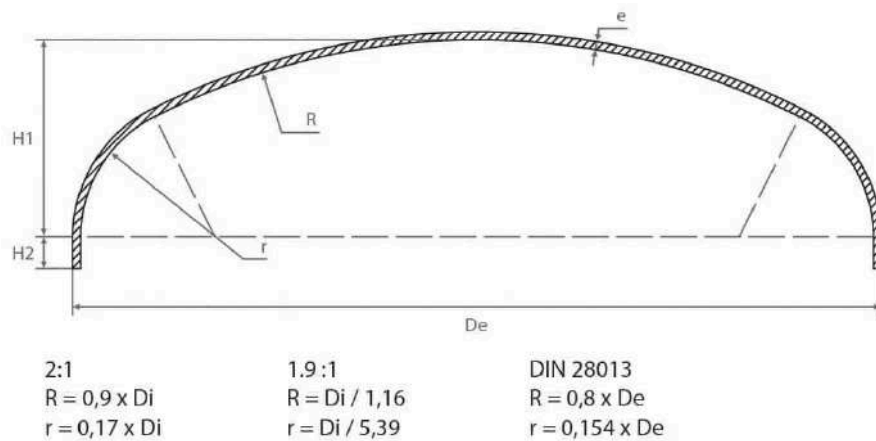


Fig 3.2: Casquete semielíptico y variaciones según normas. [16]

Existen diferentes relaciones entre radios definidas por diferentes normas o convenciones. En este caso se utilizará la que responde a la norma DIN 28013 que actúa conforme al código ASME Sección VIII División 1, para diseño y construcción de recipientes a presión. Se asume que los casquetes están contruidos a partir de esta norma, ya que verifican sus dimensiones.

En cuanto al cilindro, este está diseñado para presiones de 200 bar, muy superior a las presiones que se tratarán en el autoclave.

El largo disponible de los cilindros son aproximadamente tres metros, pero para el autoclave inicialmente se define utilizar alrededor de 1,5 [m]. Esto es debido a que se pretende colocar varias probetas en un mismo ciclo de procesado, siendo esa distancia considerada suficiente para ello. Las probetas se estima que poseen un tamaño aproximado de 300x300 [mm], y se debe tener en cuenta el espacio mínimo que se necesita dentro de la cámara para poder colocar las probetas con la respectiva bolsa del sistema de vacío.

El autoclave debe tener un diseño tal que facilite al operador la carga de las piezas a procesar. Por lo tanto se considera que la altura a la que se encontrará el cilindro será tal que facilite el accionado y manipulación de la puerta, válvulas de alivio y el tablero de control.

3.3 Condiciones de funcionamiento

El curado de los materiales compuestos se realiza mediante ciclos térmicos a una presión controlada, que aumenta la transmisión de calor y reduce las imperfecciones en las piezas. Dependiendo del material, su composición y las características a obtener, los parámetros del proceso varían.

Por lo general un ciclo térmico en un autoclave se compone de tres fases: calentamiento, mantenimiento o cura, y enfriado [17]. Se puede ver en la siguiente figura un ejemplo (Fig. 3.3).

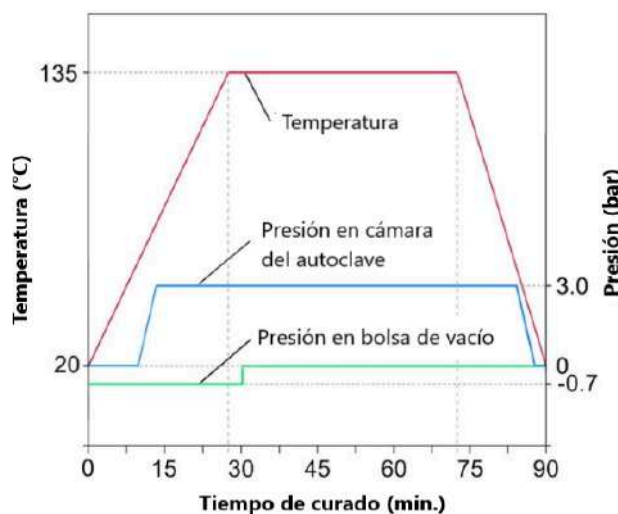


Fig. 3.3: Ciclo típico de curado por autoclave. [18]

En el caso de la temperatura, es uno de los parámetros que más veces se modifica. Por lo tanto el diseño constructivo deberá admitir temperaturas elevadas, y el sistema de control debe permitir su variación de forma simple.

La presión de vacío depende del estudio del material y de la capacidad de la bomba, y se toma como una variable externa. Mediante el sistema de control solo se leerá el valor, y constructivamente se colocarán todos los accesorios necesarios en el autoclave.

3.4 Resumen de especificaciones:

Según las condiciones previamente mencionadas, el diseño del autoclave debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Resistencia a temperaturas del aire de hasta 150 [°C]
- Diseño para soportar una presión interna máxima de 10 [Kg/cm²]
- Diseño de sistema de puerta de apertura rápida y segura.
- Diseño de un carro de carga que facilite la introducción de los materiales a procesar.
- Uniformidad de temperatura en la cámara interior.
- Posibilidad de variar los parámetros del proceso.

4. Diseño mecánico

En este capítulo se contempla el análisis estructural y mecánico del autoclave y de sus componentes. Esto se refiere al cálculo, dimensionamiento y diseño de las partes que componen al equipo, y que permiten cumplir con las condiciones y necesidades previstas.

Un autoclave para materiales compuestos posee las partes que se ven en la Figura 4.1.

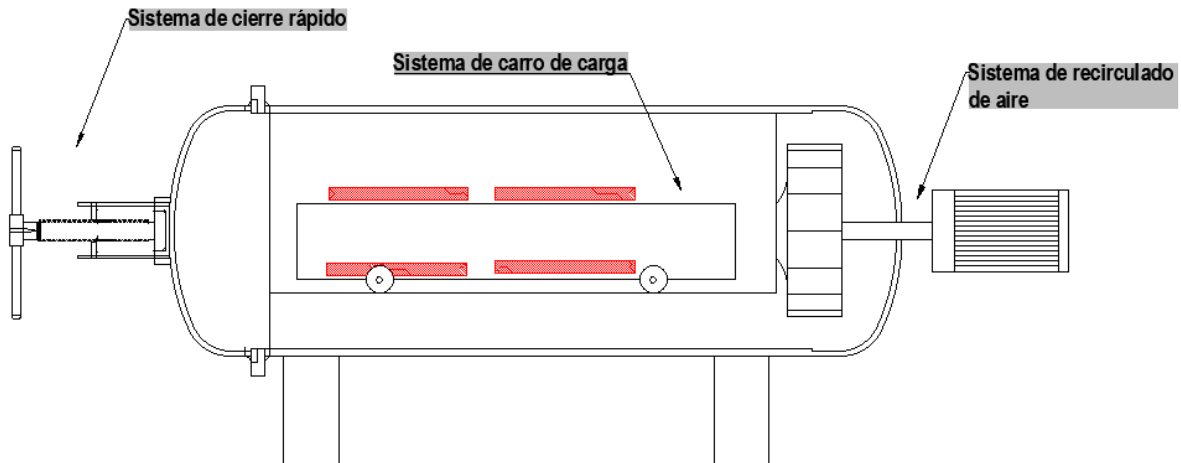


Figura 4.1: Esquema de los principales sistemas que conforman un autoclave.

4.1 Cálculo de resistencia del aparato a presión

Si bien el cilindro fue utilizado en la industria del petróleo y diseñado para presiones de 200 [bar] según norma, se comprueba que el espesor es adecuado para la aplicación a la que se destinará.

Siguiendo los lineamientos del Código ASME Sección VIII para cálculo de recipientes a presión, el espesor mínimo que debe cumplir un recipiente cilíndrico según la dirección del esfuerzo es el mayor de las ecuaciones 4.1 y 4.2.

Según esfuerzo circunferencial:

$$t = \frac{P_i * R_i}{S * E - 0,6 P_i} \quad (4.1)$$

Según esfuerzo longitudinal:

$$t = \frac{P_i * R_i}{2 * S + 0,4 P_i} \quad (4.2)$$

Siendo:

- t = espesor [mm]
- P_i = Presión interna [MPa]
- R_i = radio interno [mm]
- S = Tensión admisible del material [MPa]
- E = eficiencia de unión soldada

Se destaca que ambas ecuaciones son válidas para $t \leq r_i/2$.

La variable S se obtiene de la Tabla A correspondiente a la Sección II, Subparte D del código propiamente adoptado [19].

El factor E es un factor que contempla la eficiencia de las uniones soldadas en donde los esfuerzos tienen acción, que podrían afectar a la integridad del equipo si la presión es lo suficientemente elevada. Según el código, para tubos sin costura (cuyo caso es el que se está analizando), E es igual a 1. Por lo tanto, se calculan a partir de estos valores los espesores mínimos:

Según esfuerzo circunferencial:

$$t = \frac{P_i * R_i}{S * E - 0,6 P_i} = \frac{0,98067 [MPa] * 214,3 [mm]}{98,6 [MPa] * 1 - 0,6 * 0,98067 [MPa]} = 2,14 [mm]$$

Según esfuerzo longitudinal:

$$t = \frac{P_i * R_i}{2 * S + 0,4 P_i} = \frac{0,98067 [MPa] * 214,3 [mm]}{2 * 98,6 [MPa] + 0,4 * 0,98067 [MPa]} = 1,06 [mm]$$

Para el cabezal semielíptico o elipsoidal se considera que el espesor mínimo es calculado según la ecuación 4.3.

$$t = \frac{P_i * D_i}{2 * S * E - 0,2 P_i} \quad (4.3)$$

En este caso el factor E es 0,85 debido a que se considera de manera conservativa que el cabezal posee una soldadura que no fue revisada mediante radiografía, aunque el método de fabricación no contemple una soldadura. (Figura 4.1.2.)

No Radiography

ASME PTB-4 Ref. No.: None

———— E = 0.70

----- E = 0.85

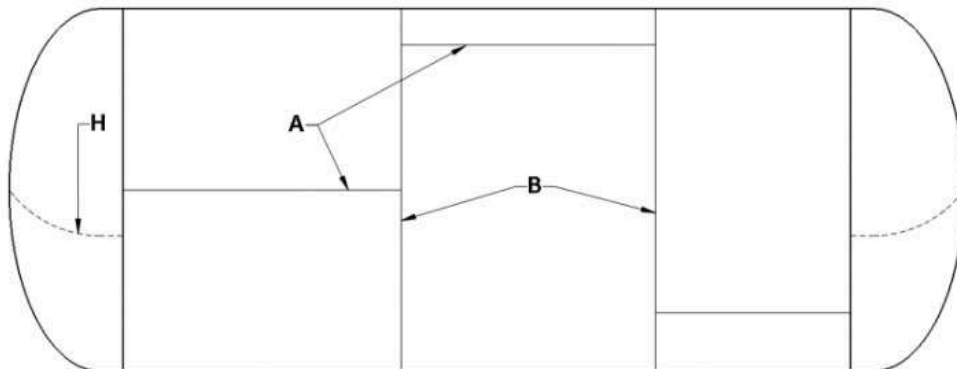


Figura 4.2: Recipiente de ejemplo que considera el factor E según donde se presenta la soldadura [20]

Entonces:

$$t = \frac{P_i * D_i}{2 * S * E - 0,2 P_i} = \frac{0,98067 \text{ [MPa]} * 428,6 \text{ [mm]}}{2 * 98,6 \text{ [MPa]} * 0,7 - 0,2 * 0,98067 \text{ [MPa]}} = 3,05 \text{ [mm]}$$

Como se puede observar, el espesor que posee el cilindro y los cabezales es más que suficiente para la presión interna que se impondrá en el autoclave.

Se puede comprobar que presión teórica soportaría este recipiente con el espesor medido y las condiciones de soldadura impuestas, comprobando en los casquetes que son la sección que mayor espesor requiere:

$$P_i = \frac{2 * S * E * t}{(D_i + 0,2t)} = \frac{2 * 98,6 \text{ [MPa]} * 0,7 * 14,3 \text{ [mm]}}{428,6 \text{ [mm]} + 0,2 * 14,3 \text{ [mm]}} = 4,57 \text{ [MPa]} = 46,65 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

El recipiente tiene un factor de seguridad de 4 (resistiría más de 4 veces la presión de trabajo).

4.2 Sistema de cierre rápido

Este sistema es el punto más crítico del diseño del autoclave debido a que se debe optar por una opción que sea funcional, segura, y factible según las limitaciones presentes. En cuanto a la funcionalidad, este cierre debe cumplir con tres puntos clave:

- Hermeticidad: Una vez presurizada la cámara, no debe haber fugas de aire por el cierre.
- Rapidez y facilidad: La acción de abrir y cerrar la puerta no debe implicar un trabajo arduo al usuario, como por ejemplo, que implique remover uniones abulonadas o similares.
- Ergometría: La posición y el método de cierre, debe contemplar como el usuario acciona el mecanismo.

La seguridad del sistema debe ser primordial, y durante el diseño mecánico se debe tener en cuenta:

- Bloqueos mecánicos ante una apertura inesperada
- Dimensionamiento de elementos acorde al nivel de seguridad requerido

Esto se complementa con acciones desde el control, tales como sensores de posición, inhabilitaciones o detenimiento de procedimientos debido a fallas en el sistema de cierre, o presurización residual, entre otros. Además, se pueden adicionar medidas externas como por ejemplo, una jaula que evite que un operario se encuentre cerca durante el funcionamiento.

El punto de factibilidad está referido a que los componentes que se diseñen deben contemplar las limitaciones de mecanización, y los costos asociados a estos procesos. Si bien el diseño es libre, la inversión que se realiza en el equipo es acotada. En este caso se trabaja en conjunto con los profesionales del INTEMA, para evaluar si la opción diseñada es factible según su presupuesto.

4.2.1 Elección del tipo de cierre

Se evalúan las diferentes opciones que se utilizan en los autoclaves comerciales. Los más utilizados son los cierres de tres partes, como se presentaron en [\(2.2.1.8\)](#). Estos cierres son altamente eficaces en otorgar una fuerza pareja en toda la puerta, además de otorgar gran seguridad ante una falla o aumento de presión. Su desventaja es el alto costo y dificultad de fabricar, que implican mecanizados de grandes partes y con formas difíciles de lograr con maquinaria típica de un taller de mecanizado, sumado a la precisión dimensional que se debe obtener. Por lo tanto, se desestima inicialmente su utilización.

En cuanto a los sistemas de dos partes, el mecanizado podría resultar más sencillo, aunque en este caso la puerta rota para lograr el cierre, y la rotación se realiza sobre el sello, desgastando al mismo en mayor medida con el tiempo. El peligro de la integridad del sello es la razón principal por la cual se desestima esta opción, sumado al mecanizado, como en la opción de tres partes.

La opción que se presenta se basa en investigación de sistemas utilizados para otras aplicaciones, como por ejemplo algunos autoclaves de laboratorio que utilizan tornillos dispuestos perimetralmente para lograr el apriete. El problema de esta opción es la falta de rapidez para la acción de cierre. Por lo tanto, se propone la utilización de un tornillo único central que logre el apriete. La tapa se encuentra adosada al tornillo y luego el giro del mismo otorga la fuerza de apriete necesaria contra el sello para lograr la hermeticidad.

A continuación se presenta un esquema de la solución elegida, y de sus partes (Figura 4.3).

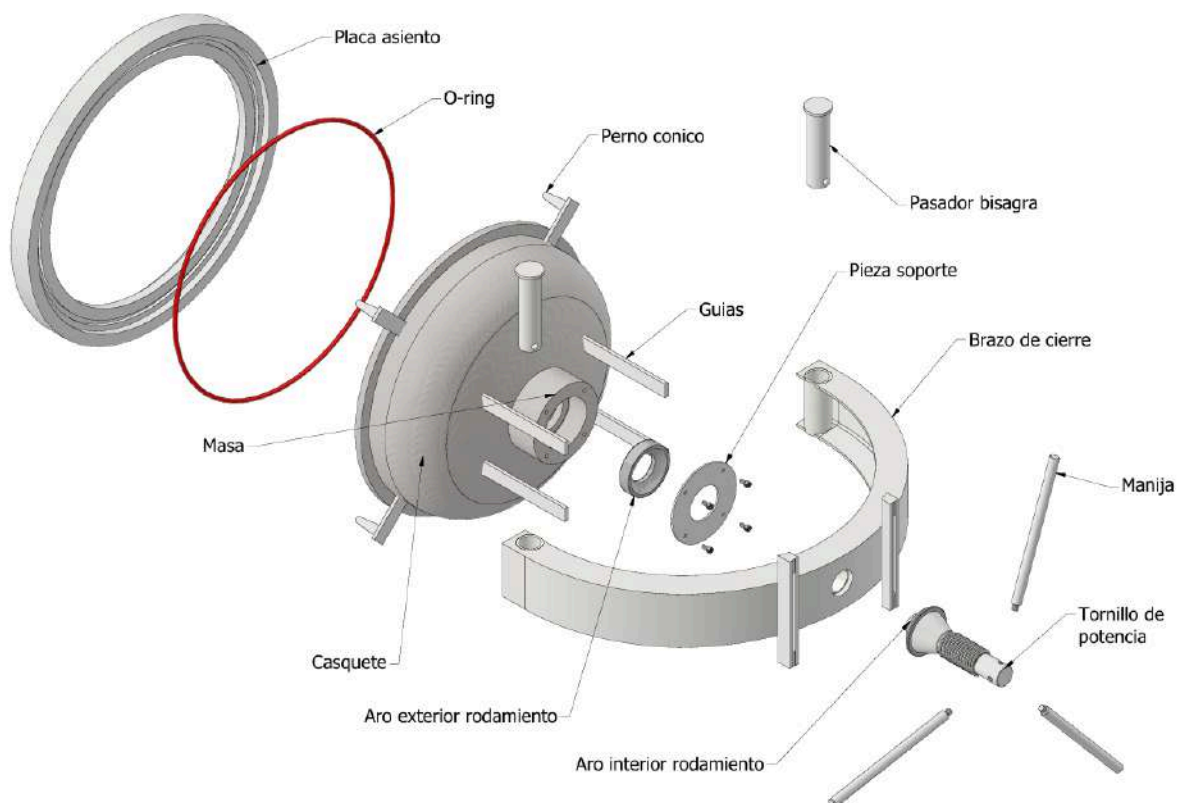


Figura 4.3: Esquema de cierre mediante tornillo central.

4.2.2 Dimensionamiento de placa asiento

Para cualquier método de cierre, se debe fabricar una placa que posea adecuadamente mecanizado el asiento del sello. Se elige que el sello sea del tipo O-ring debido a que es de los tipos más comunes y fáciles de conseguir para su reemplazo, además de poseer buena resistencia térmica, química y mecánica.

La placa no debe interferir o afectar el paso del aire entre el cuerpo del autoclave y la puerta, por lo que se pretende que el diámetro interior sea igual o mayor al diámetro interior del cuerpo. Se decide que sea del mismo diámetro, con un biselado para que se pueda realizar la soldadura de unión de la placa al cuerpo del lado interior de forma sencilla y sin afectar el paso del aire (Fig 4.4).

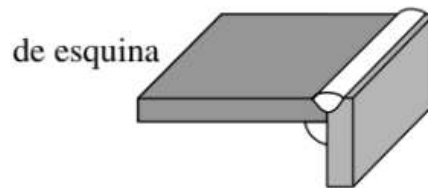


Fig. 4.4: Tipo de soldadura a realizar

Se considera que la distancia entre el asiento del sello y el borde interior de la placa sea aproximadamente 20 [mm] radialmente, para evitar deformaciones en el diámetro interior del asiento al momento de la soldadura contra el cuerpo. La medida del asiento es definida por la medida de los O-rings estándar que existen en el mercado, por lo que se analiza el catálogo del fabricante Argensold [21] para O-rings estándar. Según las medidas estimadas, la medida que se acomoda a las condiciones impuestas es el modelo AS466 con un diámetro interior de 468,76 [mm] y una sección de 6,99 [mm].

Para definir el tipo de material se recurre a [21] para seleccionar el material que más se condice con la aplicación. Las condiciones que se imponen son: que el sello soporte la temperatura entre 120 y 150 [°C], y que el material sea apto para aire caliente comprimido. Dentro de estas condiciones, hay diversos materiales que se adaptan a las necesidades, conocidos comercialmente como FKM, MVQ, SIL-CLEAR. Inicialmente, se decide optar por el compuesto MVQ, cuyas siglas indican caucho de silicona de metil vinil (Figura 4.5).

Nombre	Dureza SH-A +5	Código	Características Técnicas y Aplicaciones Principales	Uso	Rango Térmico °C
MVQ	70 A	S-650	Compuesto de silicona de muy buena resistencia a las temperaturas extremas. Apto para uso con aire caliente y compatible con ozono. De aplicación en industria alimenticia y medicinal.	Estático	-60 a + 220

Fig. 4.5: Características del compuesto siliconado MVQ [21]

Como se puede ver, se cumple con el requisito de temperatura, y el uso “Estático” es acorde a la aplicación, ya que no habrá movimiento del sello durante su funcionamiento. La dureza es un valor crítico ya que un sello muy blando puede ceder ante altas presiones, aunque por otro lado, uno con una dureza alta puede ser

muy difícil de comprimir (se debe aplicar mayor fuerza al cerrar la puerta del autoclave).

A continuación se inicia con el prediseño del asiento, y se procede a utilizar el software de cálculo del fabricante COG [22], utilizando la opción de sello para bridas, que es la más apropiada para el caso analizado. Las variables que se introducen como dato son las dimensiones del sello y el tipo de material, las dimensiones del asiento, y la temperatura de funcionamiento. Las dimensiones del asiento son las que se varían para cumplir con las condiciones de diseño dimensional que según norma DIN-ISO-3601-2 se requieren. Estas son:

- Porcentaje de compresión del diámetro en la sección del O-ring en condiciones de instalación: se indica que debe ser entre 13% y 30% dependiendo de la sección. Este valor es importante ya que relaciona el área a sellar y la fricción que conlleva. Un exceso de compresión puede significar que el sello se dañe prematuramente.
- Porcentaje de ocupación del volumen del asiento: se indica que el sello no debe ocupar un volumen mayor al 85% del espacio, ya que se debe contemplar la expansión térmica del sello.
- Expansión del O-ring: se indica que no debe ser mayor al 3%. Es una medida que permite identificar si el material es compatible térmicamente con la aplicación.
- Compresión del O-ring: idem anterior. Si se limita la expansión hacia mayores diámetros, la expansión térmica provoca una compresión dimensional del sello hacia el centro.

Luego, se introducen los valores y se varían hasta cumplir con los requerimientos. Se obtienen los siguientes resultados (Figura 4.6 y 4.7)

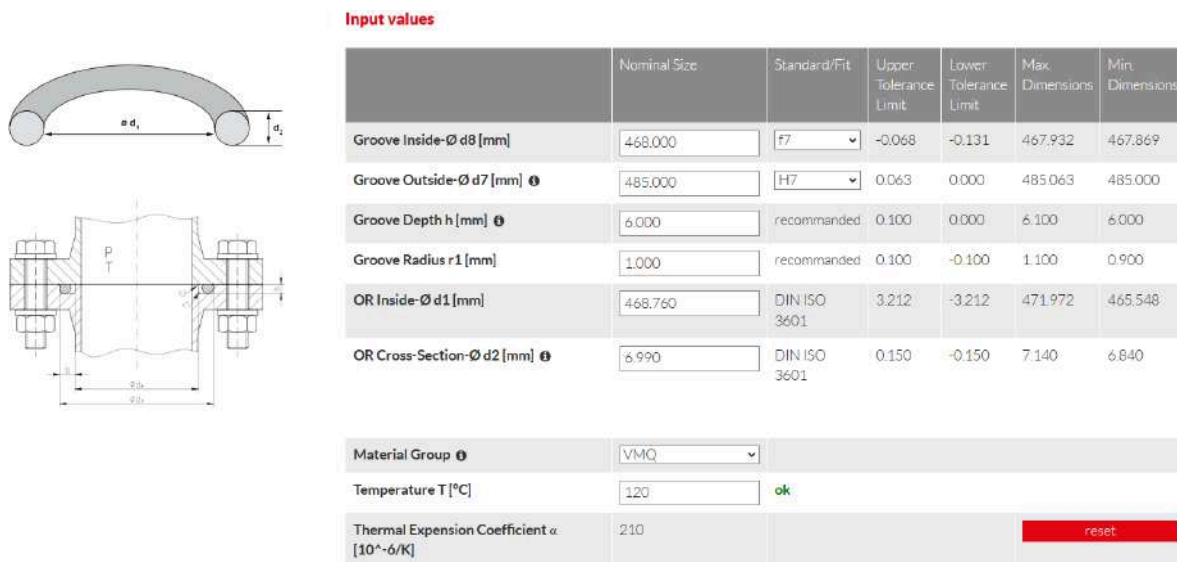


Fig. 4.6: Datos introducidos en [22].

Calculation results

	nominal	max.	min.	test result
Compression incl. R [%] ⓘ	15.929	17.695	12.653	ok
Compression incl. R [mm]	1.137	1.290	0.884	
Housing Fill [%] ⓘ	79.104	82.350	72.758	ok
OR Stretch [%] ⓘ	0.000	0.512	0.000	ok
OR Compression [%] ⓘ	0.220	0.940	0.000	ok
Groove Width b [mm]	8.500	8.597	8.534	
Max. recomm. OR-Ø [mm]	471.083			

Legend

R = Reduction in cross section
OR = O-Ring

Calculation basis after DIN ISO 3601-2

Fig. 4.7: Datos obtenidos del cálculo en [22].

Con los datos obtenidos del O-ring, la placa queda dimensionada de la siguiente forma (Figura 4.8):

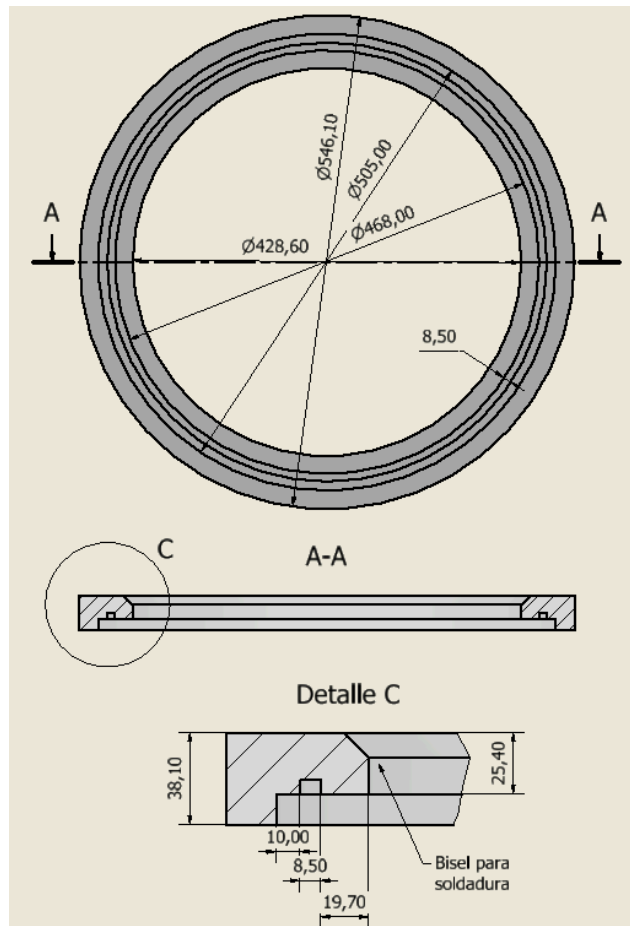


Fig. 4.8: Diseño de la placa asiento.

Se destaca que la placa posee un labio externo cuya finalidad es que la contraplaca quede contenida en estos límites para favorecer el posicionamiento. Además, si no existiera este labio, ante una fuga por el O-ring, la propagación del aire caliente interior sería radial al autoclave, y peligroso para el operario/usuario. Con este diseño, una fuga tendría una tendencia a difundirse hacia el frente del autoclave,

que es el lugar en que se recomienda que el usuario no permanezca (solo lo hace al accionar la puerta).

4.2.3 Cálculo del O-ring

El sello es la parte más crítica de la puerta y su selección se basó en los lineamientos provistos por el texto “O-Rings para servicios de baja presión” [23], en conjunto con la herramienta previamente nombrada del fabricante alemán COG. En esta instancia se pretende evaluar si el material elegido es el correcto y cuál es la fuerza que se debe aplicar al sello con el sistema de cierre rápido.

Se considera baja presión a la hora de calcular estos sellos cuando las presiones son por debajo de los 400 [psi]. El problema que puede ocurrir es que la baja presión no llegue a deformar el sello a una forma tipo D, que maximice su capacidad de hermeticidad y presente fugas (Figura 4.9).

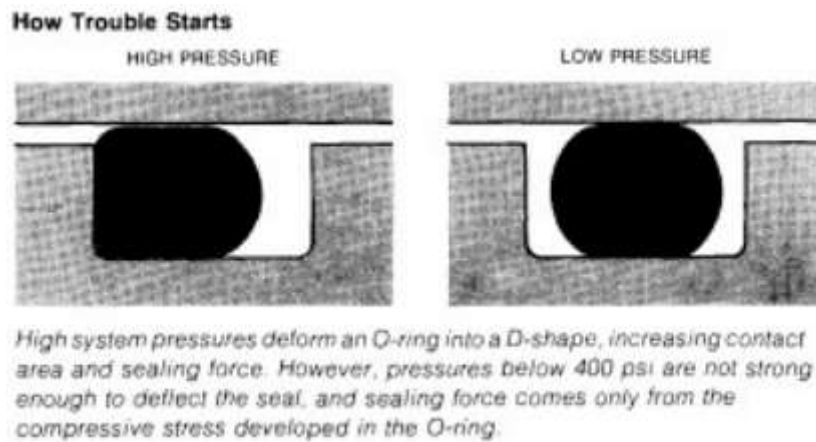


Fig. 4.9: Variación de la deformación acorde a la presión. [23]

Para iniciar el procedimiento de diseño, se debe conocer el la rigidez del material elegido, y el apriete o “squeeze” que se le da al sello. La rigidez es contemplada por el Módulo de Young del material, en este caso MVQ, cuyo valor es 70 en la escala de dureza Shore A. Siguiendo la tabla de equivalencia presentada en [23] (Figura 4.10), se obtiene que el Módulo de Young es 1040 [psi] o 7,17 [MPa].

Shore A Hardness (±2)	Young's Modulus (psi)
40	213
45	256
50	310
55	460
60	630
65	830
70	1,040
75	1340

Fig. 4.10: Módulo de Young para materiales de O-rings

En cuanto al apriete, está definido por la relación entre la distancia que se comprime el sello, o deflexión, y la sección del sello en sí.

El siguiente paso es calcular la fuerza de compresión desarrollada en el O-ring, según la Ecuación 4.4. Esta fuerza está directamente relacionada con la capacidad de sellado del sello.

$$F_c = \pi * d * D_m * E * (1,25 * (\frac{x}{d})^{1,5} + 50 * (\frac{x}{d})^6) \quad (4.4)$$

Siendo:

- $F_c \rightarrow$ fuerza de compresión
- $d \rightarrow$ Sección del O – ring
- $D_m \rightarrow$ Diámetro medio O – ring
- $E \rightarrow$ Módulo de Young
- $x \rightarrow$ deflexión del O – ring

Entonces:

$$F_c = \pi * d * D_m * E * (1,25 * (\frac{x}{d})^{1,5} + 50 * (\frac{x}{d})^6)$$

$$F_c = \pi * 6,99[mm] * 472,255[mm] * 7,17[MPa] * (1,25 * (\frac{0,99[mm]}{6,99[mm]})^{1,5} + 50 * (\frac{0,99[mm]}{6,99[mm]})^6)$$

$$F_c = 4984 [N]$$

Luego se calcula la tensión máxima de contacto f' , como se indica en la ecuación 4.5:

$$f' = \frac{4 * F_c}{\pi^2 * b * D_m} \quad (4.5)$$

Siendo b el área de contacto del sello, que se calcula según la ecuación 4.6:

$$b = 2,4 * x \quad (4.6)$$

Si f' es mayor a la presión del sistema, entonces el O-ring sellará la unión. De lo contrario, no lo hará y se requerirá un material con un mayor Modulo de Young. Entonces:

$$f' = \frac{4 * F_c}{\pi^2 * b * D_m} = \frac{4 * F_c}{\pi^2 * 2,4 * x * D_m}$$

$$f' = \frac{4 * 4984 [N]}{\pi^2 * 2,4 * 0,99[mm] * 472,255[mm]}$$

$$f' = 1,8 [MPa] = 18,36 [kg/cm^2]$$

Como se puede ver, f' es mayor a la presión del sistema, cuyo valor máximo será de 10 [kg/cm²]. Por lo tanto la unión será hermética.

Finalmente se debe tener en cuenta la fricción que actúa entre el sello y el asiento. Según [23] a bajas presiones puede haber excesiva fricción y fuerzas actuantes muy altas debido al apriete que se le da al O-ring. Esto puede desgastar prematuramente

al O-ring, pudiendo llegar a una falla. Si bien una reducción en el apriete puede disminuir los valores de fricción, también incrementa el riesgo de fuga debido a que se reduce la presión de sellado. Se recomienda que el valor de la fuerza de fricción se encuentre alrededor de las 20 [lbf] o 89 [N]. Entonces siguiendo la ecuación 4.7:

$$F_a = \mu * F_c \quad (4.7)$$

Siendo:

- $F_a \rightarrow$ Fuerza de roce
- $\mu \rightarrow$ coeficiente de roce estático

Para una interacción entre acero y el MVQ, el coeficiente de roce puede aproximarse a 0,4. Por lo tanto:

$$F_a = \mu * F_c = 0,4 * 4984 [N] = 1993,6 [N] = 448,2 [lbf]$$

Como se ve, la fuerza de roce es mayor a lo recomendado. Una opción es cambiar el material para que la fuerza de compresión disminuya, pero esto afectará a la capacidad de sellado de la unión. Por lo tanto, se opta por disminuir el coeficiente de roce, y se hace lubricando el asiento. La lubricación debe ser químicamente compatible con el material del sello para evitar reacciones químicas adversas, por lo que se puede utilizar los productos de la misma compañía que produce el O-ring (Figura 4.11).

Lubricante para O-rings base Silicona Argensold LU-45S: Su aplicación reduce considerablemente la fricción del O-ring aumentando su vida útil y simplificando su instalación; Su rango térmico de aplicación (-40°C a + 200°C) se destaca como ventaja apreciable frente a la LU-44. Producto incoloro, inoloro, no toxico. Ideal para su uso en equipos para la industria alimenticia y medicinal.

Fig. 4.11: Detalle del lubricante a utilizar [21]

4.2.4 Cálculo de tornillo de movimiento

Para lograr el movimiento de apriete del casquete contra la placa, se utiliza un tornillo de movimiento. Se debe tener en cuenta que este tornillo debe ser irreversible, es decir, que no gire cuando se aplica una fuerza axial. Además, debe soportar la fuerza que le imprime la presión interna del autoclave, en conjunto con la fuerza necesaria de compresión del O-ring. Si se analizan las fuerzas axiales actuantes sobre el tornillo durante el proceso, tendremos lo siguiente (Figura 4.12):

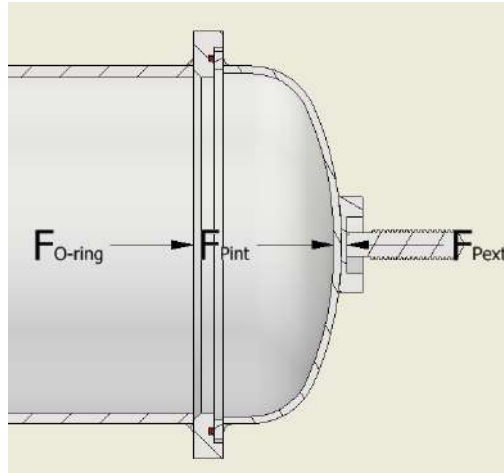


Fig. 4.12: Diagrama de fuerzas actuantes.

La fuerza derivada de la presión interna es calculada según la Ecuación 4.8:

$$F_p = \Delta P * \text{Área} = (P_{int} - P_{ext}) * \pi * \frac{\phi_i^2}{4} \quad (4.8)$$

$$F_p = (10 [Kg/cm^2] - 1[Kg/cm^2]) * \pi * \frac{(42,86[cm])^2}{4}$$

$$F_p = 12984,84 [Kgf] = 127,3 [kN]$$

Entonces la fuerza total actuante sobre el tornillo será según la Ecuación 4.9:

$$F = F_c + F_p \quad (4.9)$$

$$F = 4,98 [kN] + 127,3 [kN] = 132,29 [kN]$$

El desarrollo de cálculos para el diseño y verificación del tornillo se puede ver en el Anexo I. Los resultados del diseño del tornillo son los presentados en la Tabla 4.1.

Tabla Resumen		
Magnitud	Valor	Unidad
Material	Acero SAE 1045	
Coefficiente de roce (μ y μ_c)	0,11	Adimensional
Carga total (F)	132290	[N]
Tipo de Filete	ACME	
Diámetro Mayor (d)	1,75	[in]
Diámetro Medio (dm)	1,625	[in]
Diámetro Menor (dr)	1,5	[in]
Paso (p)	0,25	[in]
Hilos por pulgada	4	Adimensional

Área de esfuerzo a tracción (A_t)	1,918	[in ²]
Ángulo hélice (λ)	2,81	[°]
Altura de diente (h)	0,125	[in]
Longitud Tuerca (L_T)	1,25	[in]

Tabla 4.1: Resumen dimensional del tornillo de potencia.

4.2.5 Cálculo de rótula

La unión del tornillo al casquete se logra a través de una rótula esférica axial inserta en una masa, que a su vez está unida al casquete. Esto permite que al girar el tornillo, el casquete no gire, para no provocar un roce sobre el O-ring durante el cierre de la tapa (Figura 4.13). Además, también se tiene en cuenta que pueden haber desviaciones constructivas del eje del tornillo con respecto al eje del casquete, por lo que se considera que un rodamiento del tipo “rótula” es de las mejores opciones a utilizar ya que es autoalineante.

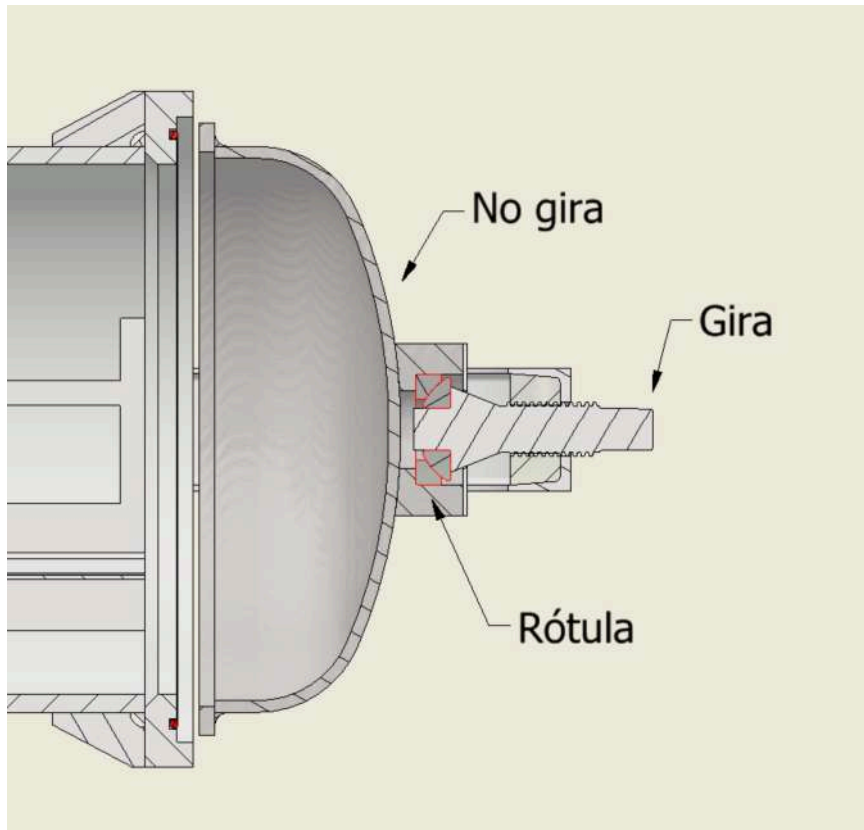


Fig. 4.13: Esquema de movimiento del eje y tapa.

Al analizar las fuerzas presentes en el rodamiento, únicamente se presenta la fuerza axial provocada por la presión interna. El peso de la tapa quedará soportado por cuatro pernos cónicos que sirven también de guía para la posición correcta de la tapa, como se verá más adelante. Por lo tanto, para calcular el rodamiento axial, se tiene en cuenta solamente el componente axial y de forma estática.

Se analiza el catálogo del fabricante SKF, y se verifica que modelos cumplen con el esfuerzo aplicado de 132 [kN] (Figura 4.14).

Designación	Dimensiones principales				Ángulo de inclinación	Capacidad de carga básica	
	d [mm]	t _i	D [mm]	T [mm]		dinámica	estática
	d [mm]	t _i	D [mm]	T [mm]	α [°]	C [kN]	C ₀ [kN]
GX 17 F	17		47	16	2.6	36.5	58.5
GX 20 F	20		55	20	5	46.5	73.5
GX 25 F	25		62	22.5	4.2	69.5	112
GX 30 F	30		75	26	3.7	95	153
GX 35 F	35		90	28	4.9	134	216
GX 40 F	40		105	32	5.8	173	275
GX 45 F	45		120	36.5	6.2	224	355

Fig. 4.14: Tabla de rótulas.

Si bien el modelo GX30F es el primero que cumple ($C_0 > F_{axial}$), esta capacidad es solamente un 18% mayor a la ejercida, por lo que se procede de forma conservadora a seleccionar el siguiente modelo (GX35F) cuya capacidad de carga es un 63% mayor a la ejercida (Figura 4.15).

GX 35 F

Rótula esférica axial, no requiere mantenimiento, tamaños métricos



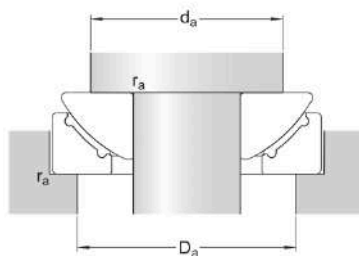
Image may differ from product. See technical specification for details.

Las rótulas esféricas axiales están diseñadas para soportar cargas axiales, y cargas radiales y axiales combinadas. Este diseño específico incluye una combinación de superficie de contacto deslizante de acero/PTFE FRP que no requiere mantenimiento. Sin embargo, la relubricación, que puede aplicarse desde ambos lados, puede prolongar la vida útil del rodamiento.

- Diseñados para cargas axiales, y cargas radiales y axiales combinadas
- Las arandelas del eje y del soporte desmontables facilitan el montaje
- Larga vida útil y sin mantenimiento
- Relativamente insensibles a los contaminantes
- Bajo coeficiente de fricción

Fig. 4.15: Rótula seleccionada.

Según el fabricante, los apoyos de la rótula deben cumplir las siguientes condiciones (Figura 4.16):



Dimensiones de los resaltes

d_a	min. 66 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	max. 71 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a	max. 1 mm	Radio de acuerdo

Fig. 4.16: Condiciones de apoyos de rótula seleccionada.

Por lo tanto, el eje que contiene al tornillo deberá tener una forma tal que haga de apoyo a la rótula y que transmita la fuerza hacia el tornillo (Figura 4.17). Para ello se realiza una simulación con la carga aplicada al eje y se verifica que esta forma soporte los esfuerzos aplicados (Figura 4.18).

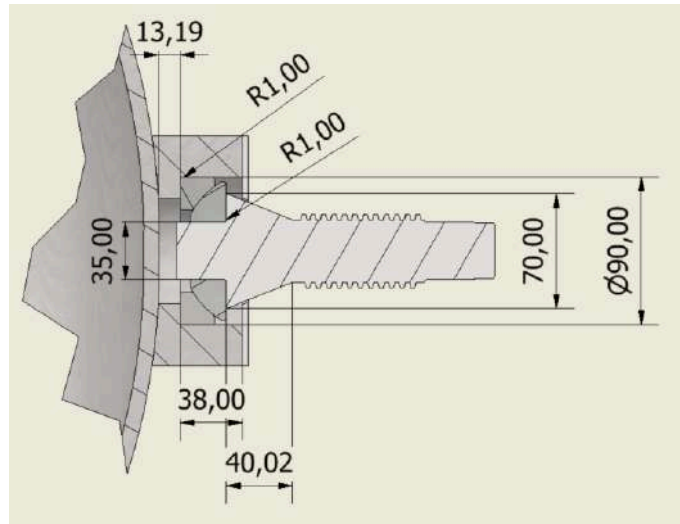


Fig. 4.17: Forma del eje apoyado en rótula.

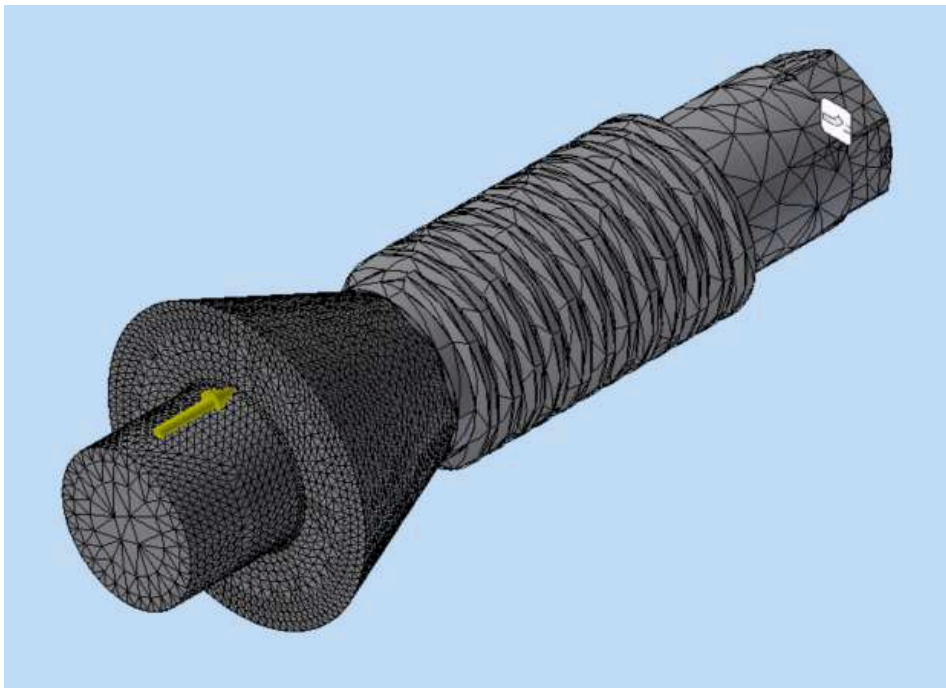


Fig. 4.18: Simulación con malla refinada en la parte a analizar.

La parte crítica es el radio de acuerdo en el cual se apoya la rótula, y que queda con una forma de voladizo respecto al eje. Al analizar esta parte utilizando la herramienta de análisis de tensión de Inventor, se obtiene como resultado de tensión de Von Mises de unos 250 [MPa], que es menor a la tensión de fluencia del material (450 [MPa]) (Figura 4.19).

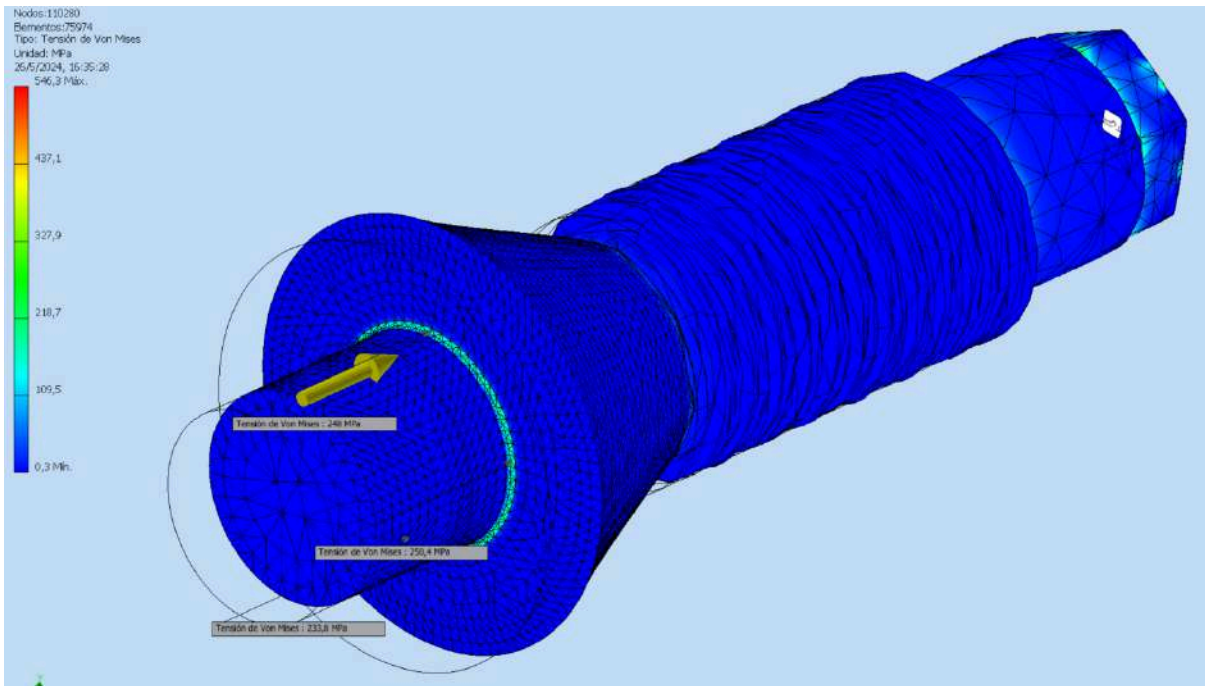


Fig. 4.19: Tensiones de Von Mises en el eje.

Luego de este análisis se puede asegurar que el tornillo soportara la carga aplicada. Por otro lado, cuando se requiera retirar la tapa, es decir, aflojar el tornillo, este debe apoyarse en alguna parte para poder transmitir la fuerza, debido a que el rodamiento se desarma. En este caso, se procede a añadir una pieza tipo tapa que se atornilla sobre la masa (Figura 4.20 y 4.21).

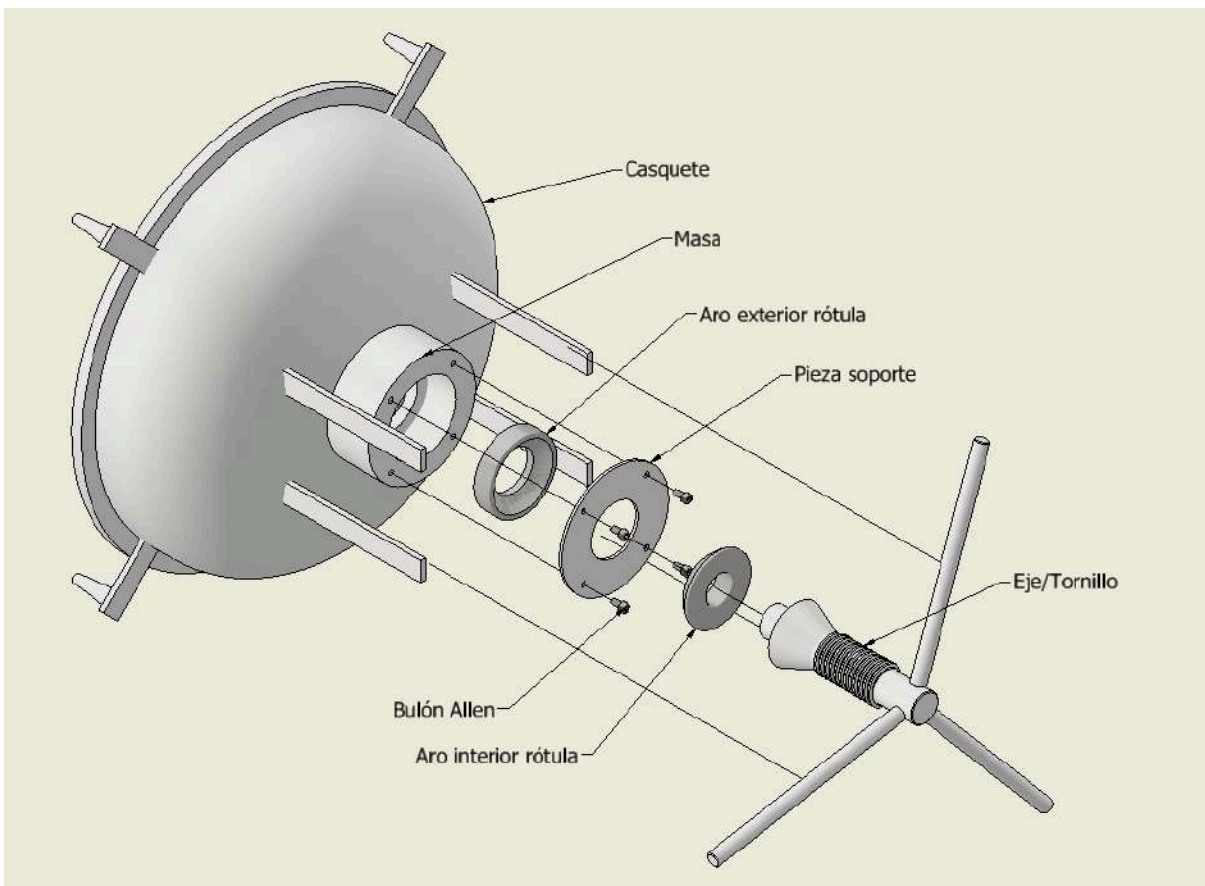


Fig. 4.20: Despiece del conjunto eje-tapa.

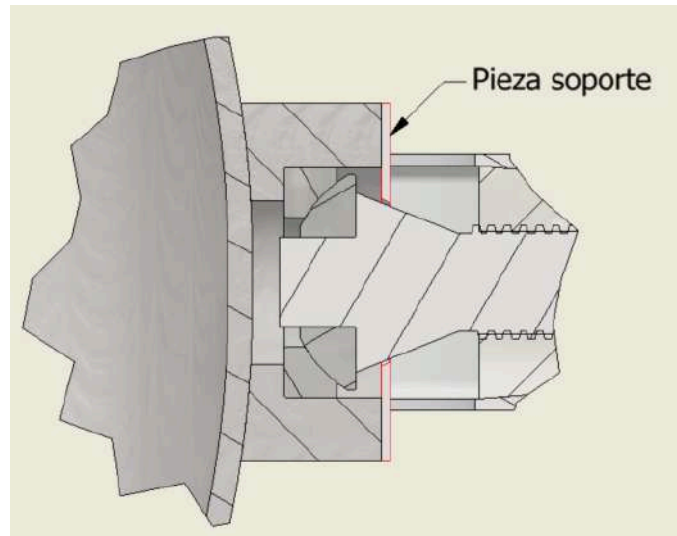


Fig. 4.21: Vista seccionada de pieza que hace de apoyo al aflojar el tornillo.

4.2.6 Diseño de brazo de apertura

El brazo de apertura cumple diversas funciones:

- Permite que la puerta sea basculante o abisagrada.
- Sostiene todo el conjunto de la puerta cuando se encuentra abierta y cuando está cerrada (en esta última también se soporta de los pernos cónicos y de la propia fuerza de roce de la tapa contra el O-ring).
- Debe soportar y transmitir toda la fuerza axial desde el tornillo hacia las bisagras.

El diseño se basa en un perfil UPN 140x60 rolado en forma de semicírculo que posee en sus extremos, dos tubos SCH40 de 1 ½" que actúan de alojamiento para los pasadores. Uno de estos actúa de bisagra mientras que el otro es la traba, con la opción de apertura para cualquiera de los dos lados (Figura 4.22).

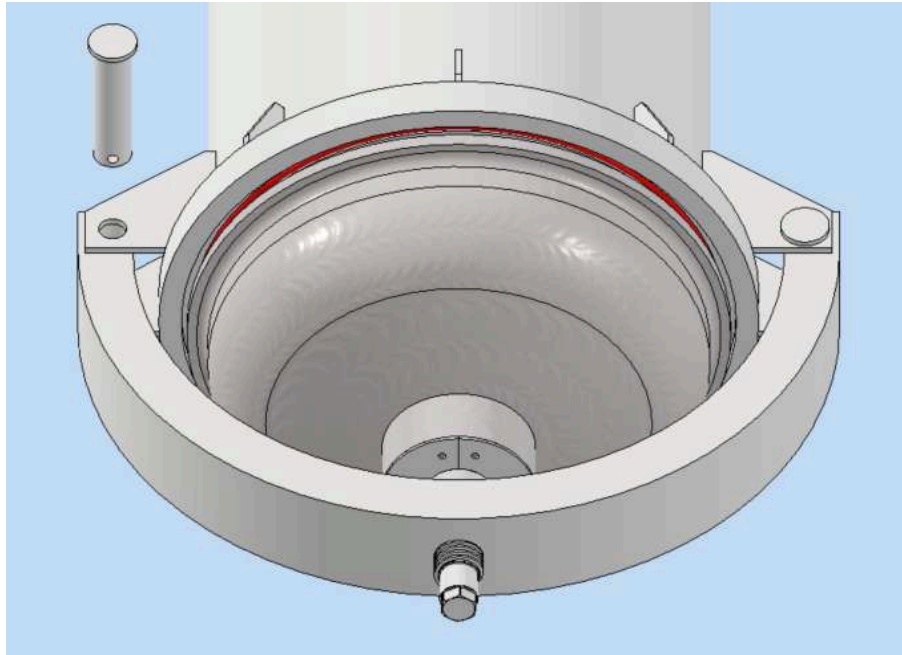


Fig. 4.22: Vista del perfil rolado y los pasadores que hacen de traba.

Se procede a simular la fuerza aplicada sobre el centro, como si fuera la fuerza transmitida por el tornillo correspondiente a los 10 [kg/cm²] de presión interna de diseño y se obtienen los datos de la Figura 4.23.

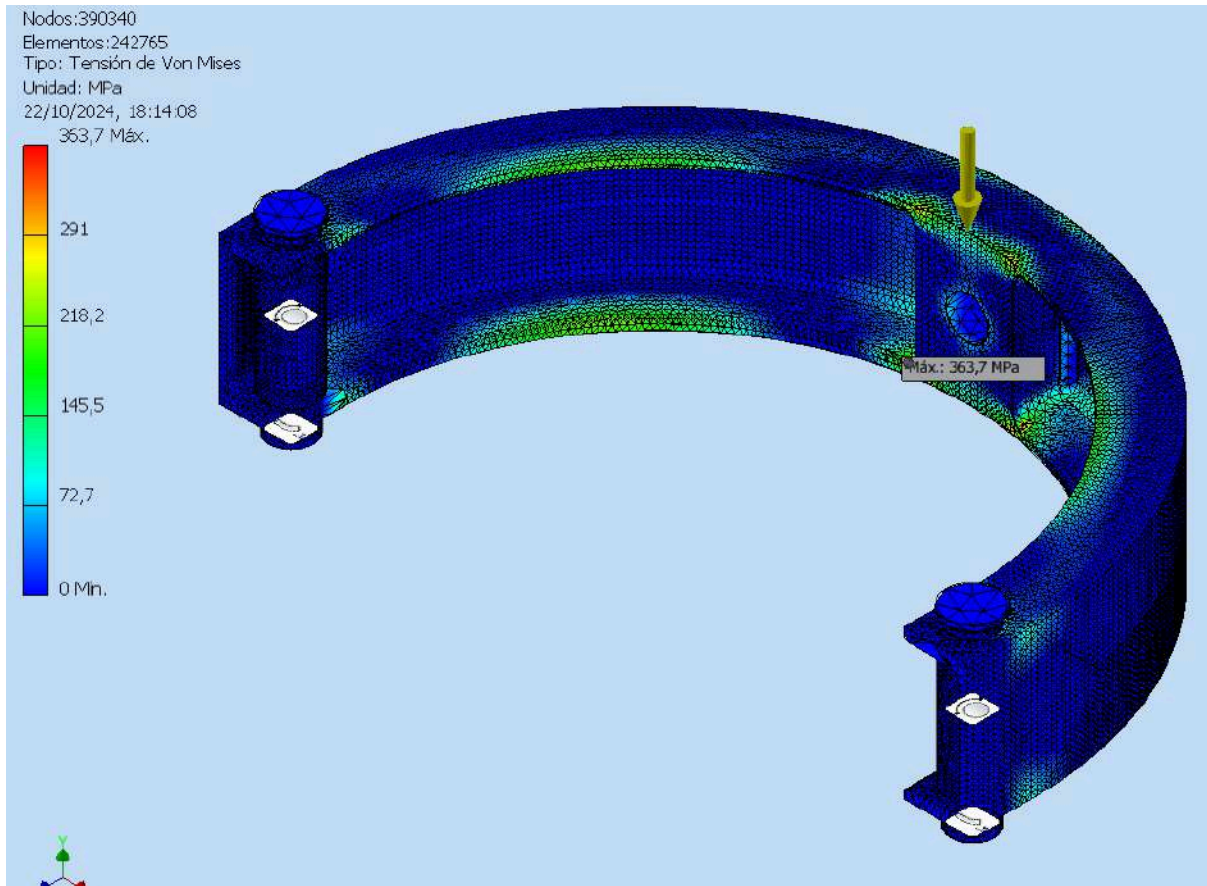


Fig. 4.23: Simulación del perfil con la fuerza debido a la presión y la gravedad.

El lugar donde se produce el mayor esfuerzo es donde se ubica el bloque que contiene al tornillo. Las fuerzas en esta zona son de compresión, siendo la resistencia del acero utilizado para este tipo de perfiles de 440 [MPa]. Ante la máxima componente de tensión, existe un factor de seguridad de 1,2, ante una eventual deformación plástica del material.

Por otro lado, la máxima componente de esfuerzo (corte puro) en los pasadores es de 79 [Mpa], con un factor de seguridad de 4,5 (Tensión de fluencia de 355 [MPa]).

La zona del arco y la de los pasadores, que es la que tracciona ante el esfuerzo transmitido por el tornillo, está en valores bajos de tensión (Factores de seguridad de aproximadamente 2). Esto dictamina que ante una sobrepresión y falla en los sistemas de seguridad, lo primero que fallará será la estanqueidad del O-ring de la puerta, siendo el elemento más barato, y el que menor daño al equipo y personas puede provocar.

4.2.7 Detalles constructivos

El sistema del brazo de apertura se encuentra soldado al cuerpo mediante unas planchuelas que transmiten los esfuerzos.

La placa asiento se refuerza con unas planchuelas que se sueldan al cuerpo, brindándole mayor rigidez y seguridad a la tapa frontal.

La tapa frontal posee unos pernos cónicos que ingresan en un alojamiento de la placa asiento para que la posición relativa entre ambas placas sea siempre la misma.

El casquete posee unas planchuelas verticales que hacen de guía para que cuando la puerta se encuentra abierta, el peso descansa en ellas y no en la rótula, ya que la misma solo provocaría que la tapa quede como “caída hacia adelante”.

En el Anexo 1 (Cálculo y verificación del tornillo) se calcula el torque de cierre del tornillo para lograr el apriete del O-ring. Este es de 16,82 [N.m].

Todos estos detalles pueden observarse en la Figura 4.24.

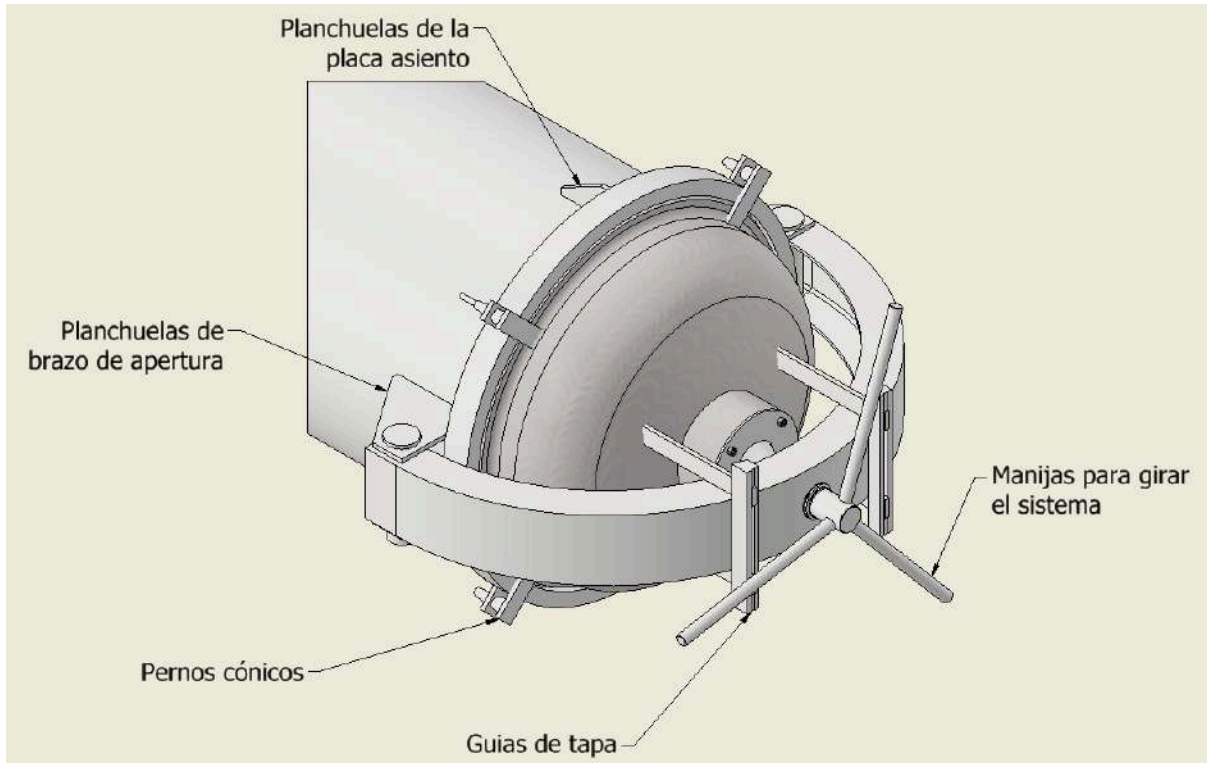


Fig. 4.24: Planchuelas que hacen de bisagra y se sueldan al cuerpo.

4.3. Sistema de recirculado del aire

El aire interior debe recircular para que las piezas de material compuesto a curar tengan una corriente de aire caliente constante en temperatura y en velocidad. Para ello, se dispone de un ventilador del tipo centrífugo en la parte trasera del autoclave, y el aire circula por un espacio en la parte inferior del autoclave. El fabricante ASC posee modelos que trabajan de esta manera y en su esquema explica las ventajas (Figura 4.25).

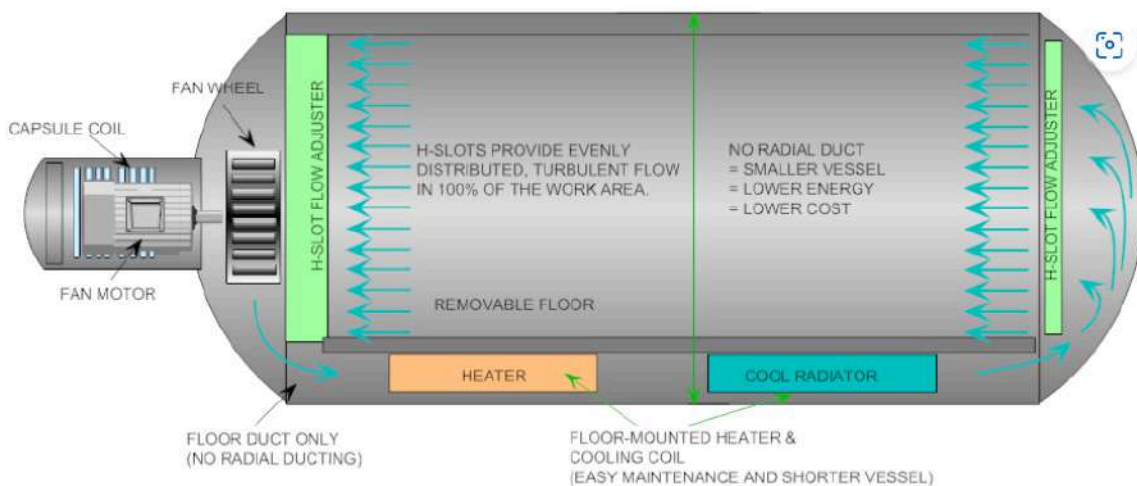


Fig. 4.25: Esquema de funcionamiento del Econoclave de ASC.

Para poder aprovechar el espacio interior, y estimando que las piezas a colocar tendrán como máximo el espacio inferior por el cual circulará el aire tendrá las dimensiones de la Figura 4.26:

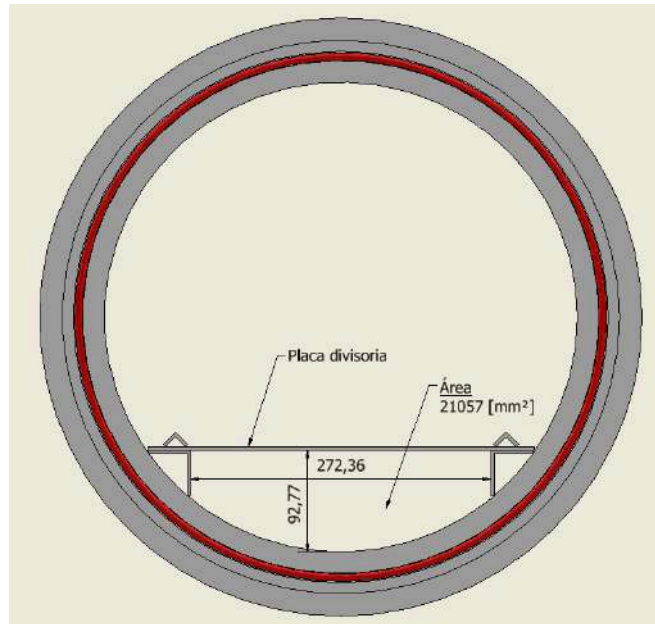


Fig. 4.26: Dimensiones de ducto inferior.

4.3.1 Selección del ventilador

Para la selección se utiliza el software de cálculo del fabricante Soler & Palau. Los datos de entrada a ingresar y su estimación/cálculo son los siguientes:

Temperatura: Esta se estima en 120 [°C] como temperatura de funcionamiento, aunque también se considera que puede alcanzar una temperatura mayor, para darle mayor versatilidad al equipo. La máxima temperatura será de 150 [°C].

Presión atmosférica: Se considera la presión a la que está el aire que circula por el ventilador. En el caso del autoclave en diseño, la presión de trabajo normal es de 7 [Kg/cm²] pero también se considera la máxima que es de 10 [Kg/cm²] para evaluar si hay variaciones en la selección del ventilador.

Caudal: El caudal se basa en el cálculo de la velocidad que debe tener el aire en la cámara interna, que es donde se ubicaran las piezas. Según [13-b] la velocidad en contacto con las piezas no debe superar las 3 [m/s] para evitar que las bolsas se desprendan de la superficie de apoyo. Por lo tanto se calcula a partir del área de trabajo, y de la máxima velocidad admisible, el caudal:

$$Q = v * A = 3 \text{ [m/s]} * 0.123 \text{ [m}^2\text{]} * 3600 \text{ [s/h]} \quad [4.10]$$

$$Q = 1330 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Presión estática: se refiere a la contrapresión que ejerce el sistema contra el ventilador y que este debe vencer para que el aire fluya. Si se considera que se colocaran rompedores de flujo en ambos extremos de la cámara interna, que el ducto inferior es de un tamaño relativamente pequeño, y que habrá cercanía entre las palas del ventilador y el cuerpo del autoclave (evitando un buen desarrollo del aire), entonces las restricciones de aire se estiman en 100 [mmca]. De ser en realidad una contrapresión menor, entonces se pueden bajar las vueltas del ventilador para lograr la velocidad deseada.

Con todos estos datos se obtienen las opciones de las Figuras 4.27, 4.28, 4.29 y 4.30:



Fig. 4.27: Cálculo con 120 [°C] y 7 [Kg/cm²].



Fig. 4.28: Cálculo con 120 [°C] y 10 [Kg/cm²].

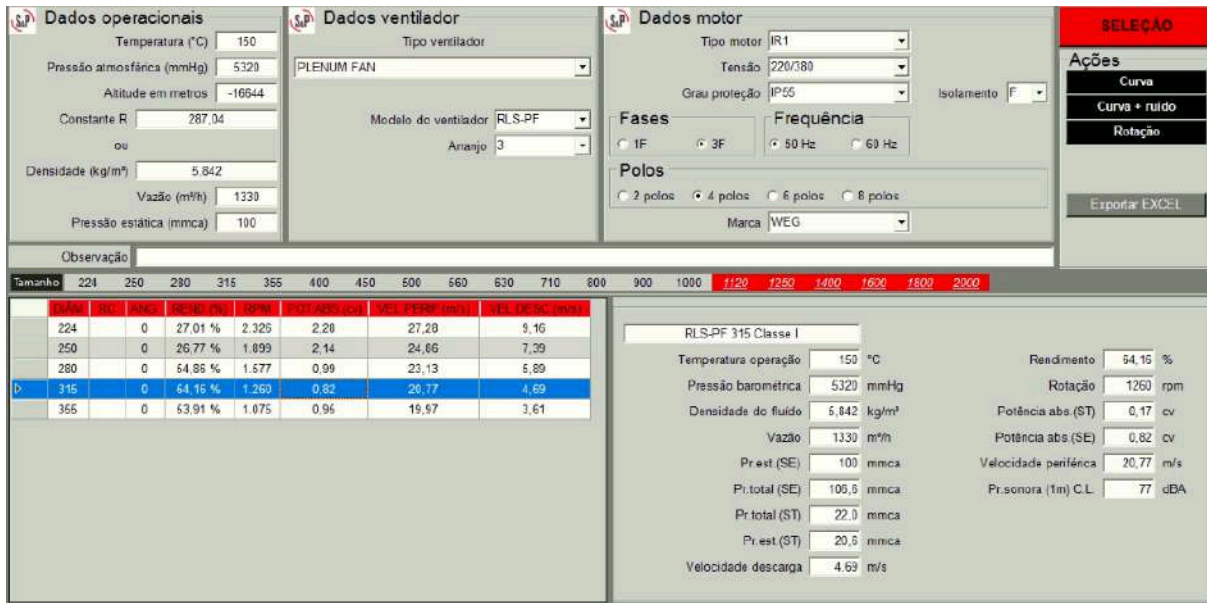


Fig. 4.29: Cálculo con 150 [°C] y 7 [Kg/cm²].



Fig. 4.30: Cálculo con 150 [°C] y 10 [Kg/cm²].

Analizando todas las opciones, se selecciona un rotor RLS315 que es el que posee la mayor eficiencia en cada caso, y además según sus dimensiones (diámetro aproximado de 315 [mm]) es viable su utilización en el autoclave. Es del tipo constructivo con palas rectas hacia atrás, lo que lo hace autolimitante de potencia.

El eje del rotor es de 24 [mm], dato que será útil para el diseño del eje.

4.3.2 Selección del motor

La potencia máxima absorbida es 0,85 [cv] o 0.625 [kW] o 0,84 [HP]. Se considera un 20% más para la selección del motor, ya que contempla una holgura en potencia que pueda absorber por ejemplo, una disminución de la velocidad con un variador de frecuencia. Se recurre al catálogo del fabricante WEG (Figura 4.31).

kW	Tamaño IEC	Código MLFB	IE	In (A)	Velocidad nominal (rpm)	Tn (Nm)	Eficiencia 4/4	Eficiencia 3/4	Eficiencia 2/4	Factor de potencia	Iarr	Tarr	Tmax	Momento de inercia (kg.m ²)	Kgs (MMB3)	Rodamiento 1A	Rodamiento 1CA
1500 rpm, 4 polos, Aluminio, 230VD / 400VY, 50 Hz																	
0,12	63M	1LE1002-08822-2AA4	IE1	0,85	1360	0,84	50,0%	47,3%	39,1%	0,71	2,5	1,8	1,8	0,00029	4	6201 22 C3	6201 22 C3
0,18	63M	1LE1002-08832-2AA4	IE1	1,12	1360	1,3	57,0%	55,1%	47,8%	0,71	2,8	1,9	2,1	0,00037	4	6201 22 C3	6201 22 C3
0,25	71M	1LE1002-0C822-2AA4	IE1	1,4	1365	1,7	61,5%	61,4%	56,1%	0,73	3	1,8	2	0,00052	5	6202 22 C3	6202 22 C3
0,37	71M	1LE1002-0C832-2AA4	IE1	1,88	1350	2,5	66,0%	67,7%	65,0%	0,75	3,2	2	2	0,00077	6	6202 22 C3	6202 22 C3
0,55	80M	1LE1002-0C822-2AA4	IE1	2,5	1385	3,8	70,0%	70,7%	67,7%	0,79	3,7	2,1	2,2	0,0014	9	6004 22 C3	6004 22 C3
0,75	80M	1LE1002-0C832-2AA4	IE1	3,45	1385	5,2	72,1%	72,0%	67,0%	0,76	3,6	2,1	2,3	0,0017	11	6004 22 C3	6004 22 C3
1,1	90S	1LE1002-0EB02-2AA4	IE1	4,55	1405	7,5	75,0%	75,9%	73,6%	0,81	4,5	2,1	2,3	0,0024	12	6205 22 C3	6004 22 C3
1,5	90L	1LE1002-0EB42-2AA4	IE1	6,1	1410	10	77,2%	77,8%	75,1%	0,8	4,7	2,4	2,6	0,0033	15	6205 22 C3	6004 22 C3
2,2	100L	1LE1002-1AB42-2AA4	IE1	8,6	1425	15	75,7%	80,5%	78,5%	0,81	5,1	2,2	2,3	0,0059	18	6206 22 C3	6206 22 C3
3	100L	1LE1002-1AB52-2AA4	IE1	10,9	1425	20	81,5%	83,0%	82,3%	0,85	5,4	2,4	2,6	0,0078	22	6206 22 C3	6206 22 C3
4	112M	1LE1002-1BB22-2AA4	IE1	14,6	1435	27	83,1%	84,3%	83,7%	0,83	6,1	2,5	2,9	0,01	27	6206 22 C3	6206 22 C3

Fig. 4.31: Catálogo de motores WEG.

Se selecciona un motor de 1,1 [kW], de 4 polos o 1500 [rpm]. Luego se pueden obtener los datos dimensionales del eje a partir del número de carcasa (Figura 4.32). El diámetro es la letra D y es de 24 [mm].

Tamaño	Modelo	Polos	HH	K	K'	L1	L1	D1	LC	LL	D	DB	E	EB	ED	F	GA	GA	DC	EA	EC	EE	FA	GC
63 M	1LE10	2, 4, 6	70	7	10	203	--	--	232	75	11	M4	23	16	3,5	4	13	11	M4	23	16	3,5	4	13
71 M	1LE10	2, 4, 6	64	7	10	240	--	--	278	75	14	M5	30	22	4	5	16	14	M5	30	22	4	5	16
80 M	1LE10	2, 4, 6	73	9,5	13,5	292	--	--	342,5	79	19	M6	40	32	4	6	21,5	19	M6	40	32	4	6	21,5
90 S	1LE10	2, 4, 6	78,5	10	14	347	--	--	405	79	24	M8	50	40	5	8	27	19	M6	40	32	4	6	21,5
90 L	1LE10	2, 4, 6	78,5	10	14	347	--	--	405	79	24	M8	50	40	5	8	27	19	M6	40	32	4	6	21,5
100 L	1LE10	2, 4, 6	96,5	12	16	395,5	7	32	454	112	28	M10	60	50	5	8	31	24	M8	50	40	5	8	27
112 M	1LE10	2, 4, 6	96	12	16	389	7	32	450	112	28	M10	60	50	5	8	31	24	M8	50	40	5	8	27
132 S	1LE10	2, 4, 6	115,5	12	16	465	8,5	39	535,5	130	38	M12	80	70	5	10	41	28	M10	60	50	5	8	31
132 M	1LE10	2, 4, 6	115,5	12	16	465	8,5	39	535,5	130	38	M12	80	70	5	10	41	28	M10	60	50	5	8	31
160 M	1LE10	2, 4, 6	155	15	19	604	10	45	730	145	42	M16	110	90	10	12	45	42	M16	110	90	10	12	45
160 L	1LE10	2, 4, 6	155	15	19	604 2)	10	45	730 3)	145	42	M16	110	90	10	12	45	42	M16	110	90	10	12	45

Fig. 4.32: Datos dimensionales de motores WEG.

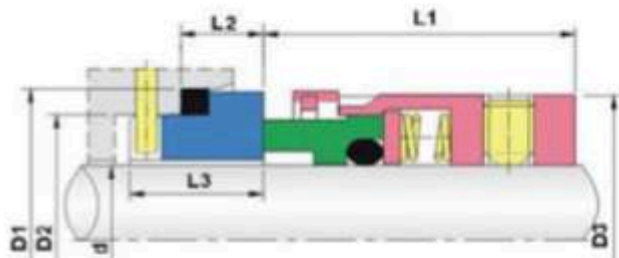
4.3.3 Selección del sello mecánico

Una parte crítica del diseño es asegurar que el eje del motor esté sellado de manera correcta para evitar fugas de aire. Para ello se recurre a la utilización de un sello mecánico del fabricante SellosMec (Figura 4.33). Se considera como medida del eje la propia del rotor, que es 24 [mm].

Sellos mecánicos O-ring

MEC-58U

- **Condiciones de operación:**
 Temperatura: -20 °C a +180 °C
 Presión: ≤ 1,2 MPa
 Velocidad: ≤ 15 m/s
- **Materiales:**
 Pista estacionaria: V1, Q1, Q2, U2
 Pista rotatoria: B, A1, Q1, Q2
 Sello secundario: P, E, V, M1, M2
 Resortes y piezas metálicas: F, G, M
- **Tipos de asientos:**
 Estándar: MEC-BP
 Alternativo: MEC-BO
- **Usos:** agua limpia, aguas residuales, aceite y otros fluidos moderadamente corrosivos.



Medida (Métrico)	d	D3	D2	D1	L1	L2	L3
14	14	24	21	25	230	12.0	18.5
16	16	26	23	27	230	12.0	18.5
18	18	32	27	33	24.0	13.5	20.5
20	20	34	29	35	24.0	13.5	20.5
22	22	36	31	37	24.0	13.5	20.5
24	24	38	33	39	26.5	13.5	20.3
25	25	39	34	40	27.0	13.0	20.0
28	28	42	37	43	30.0	12.5	19.5
30	30	44	39	45	30.5	12.0	19.0

Fig. 4.33: Catálogo de sellos mecánicos.

Se selecciona un sello mecánico MEC-58U Ø24 [mm].

4.3.4 Selección del rodamiento de apoyo

Para soportar el peso del rotor, se recurre a utilizar el software de cálculo proporcionado por SKF. Las variables de entrada que se ingresan son:

Carga radial: Esta se estima como el peso del rotor sumado a la carga que surge de compensar los momentos aplicados en el eje. Esa carga es aproximadamente 0,175 [kN].

Carga axial: Esta carga podría atribuirse al efecto de la presión interna sobre la superficie del eje. Ese valor es aproximadamente 0,43 [kN].

Temperatura: Podría estimarse como que el eje se encontrará a la temperatura del recinto interno que es 120°C, aunque se sabe que será menor debido al gradiente de temperatura dentro del eje.

Velocidad: Se introduce la velocidad de giro máxima estimada, que es de 1300 [rpm].

Con todos estos datos, se obtiene que la opción más acorde es el rodamiento SKF 61805-2RS1, que es un rodamiento rígido de bolas de una hilera, con sello a ambos lados. La opción del sello se elige como una barrera más para lograr el sellado de la cámara interna. Si bien no es su función principal, podría ser útil en ciertos casos que haya alguna fuga durante algún proceso por el sistema de recirculado y no se quieran perder las piezas en procesamiento, ralentizando la pérdida de presión.

Los datos de este rodamiento se pueden ver en la Figura 4.34:



Fig. 4.34: Datos dimensionales del rodamiento.

4.3.5 Selección del manchón de acople

Debido a que se pretende que el motor no se ubique cercano al autoclave, no se transmitan potenciales vibraciones, la necesidad de un puente térmico, y que se debe realizar una unión de ejes, se procede a seleccionar el siguiente manchón de acople del fabricante TUPAC (Figura 4.35):



Fig. 4.35: Tipo de acople elegido.

El modelo es seleccionado a partir de la potencia y velocidad. Según el cálculo del ventilador, la potencia del motor es de 1,1 [kW] o 1,5 [HP] a 1300 [rpm]. Los datos dimensionales finales se pueden ver en la Figura 4.36:

Características Técnicas

Modelo	Ø del eje Máximo	Ø de la masa	Ø del cuerpo	Largo del Total	Potencia transm desde 100 a 500 rpm	Potencia transm desde 500 a 1500 rpm	Potencia transm desde 1500 a 3000 rpm
M-1B	30	55	60	60	0 a 1 HP	1 a 2 HP	2 a 6 HP
M-2B	45	80	85	100	1 a 3 HP	3 a 6 HP	6 a 10 HP
M-3B	65	95	110	120	2 a 5 HP	5 a 10 HP	10 a 25 HP

Fig. 4.36: Características técnicas del manchón.

Se selecciona el sello M-1B.

4.3.6 Diseño de masa

La masa debe cumplir los siguientes requerimientos:

- Alojarse el sello mecánico
- Bloquear el giro de la parte fija del sello mecánico.
- Alojarse el rodamiento de bolas
- Poder ser soldado al casquete por dentro y por fuera

Se presenta su diseño en la Figura 4.37:

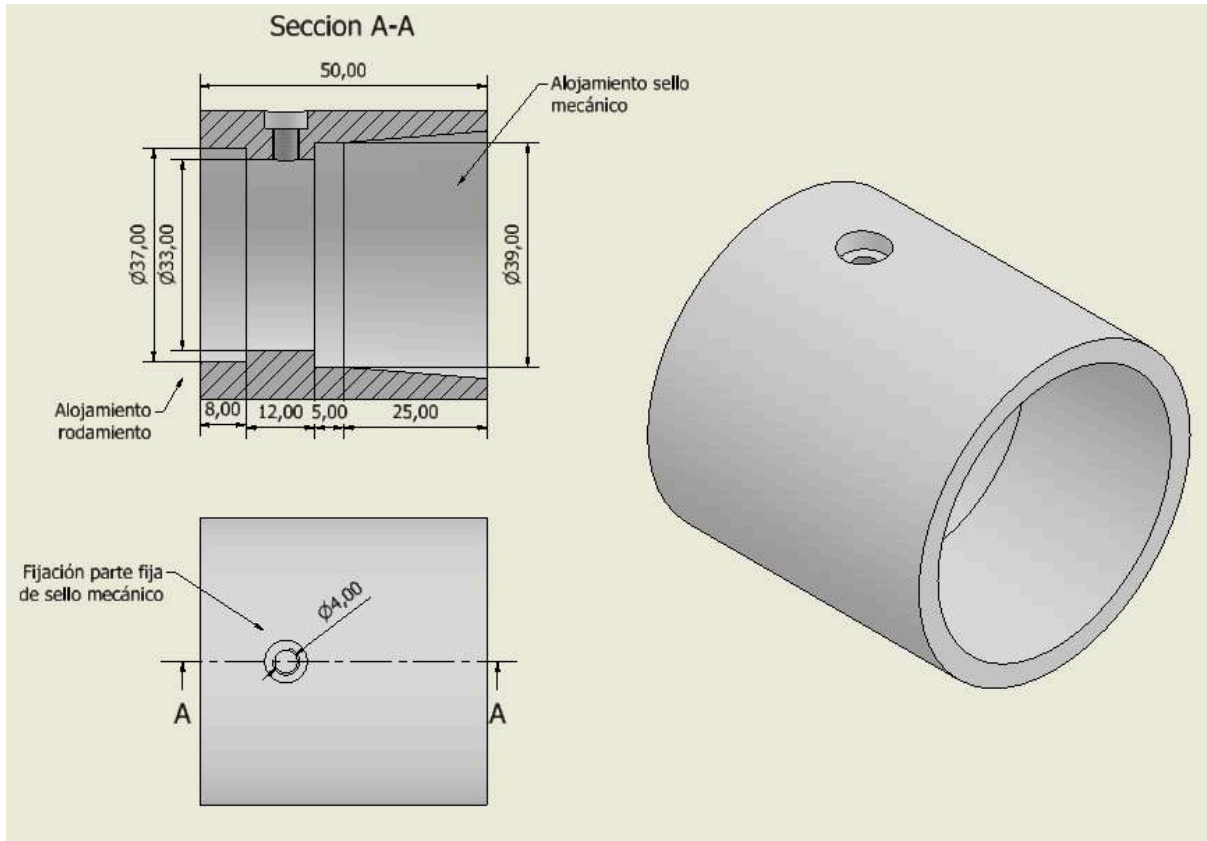


Fig. 4.37: Diseño de masa del sistema de recirculado.

4.3.7. Diseño final del sistema de recirculado

Para poder ensamblar este sistema, y acceder al interior por la parte posterior del autoclave, es necesaria la utilización de bridas. En este caso son de 18 [in] Clase 150, es decir para 150 [psi] o 10,5 [Kg/cm²]. El ensamble se ve en la Figura 4.38:

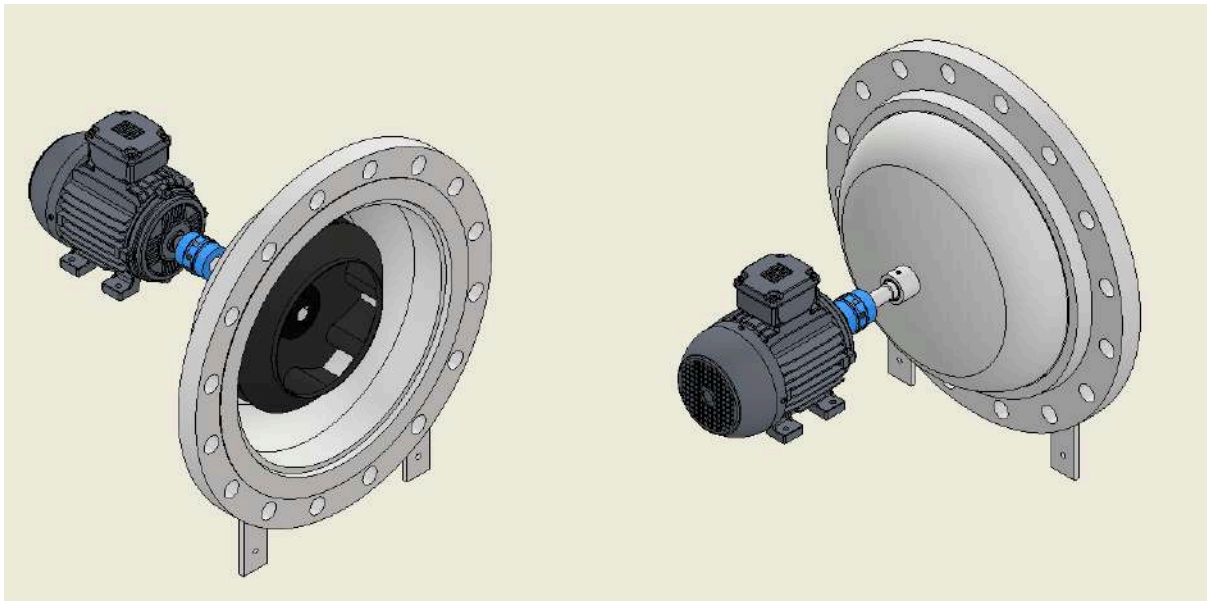


Fig. 4.38: Diseño final del sistema de recirculado.

En la Figura 4.39 se puede ver una vista seccionada del ensamblaje y un detalle de la masa que aloja todos los componentes:

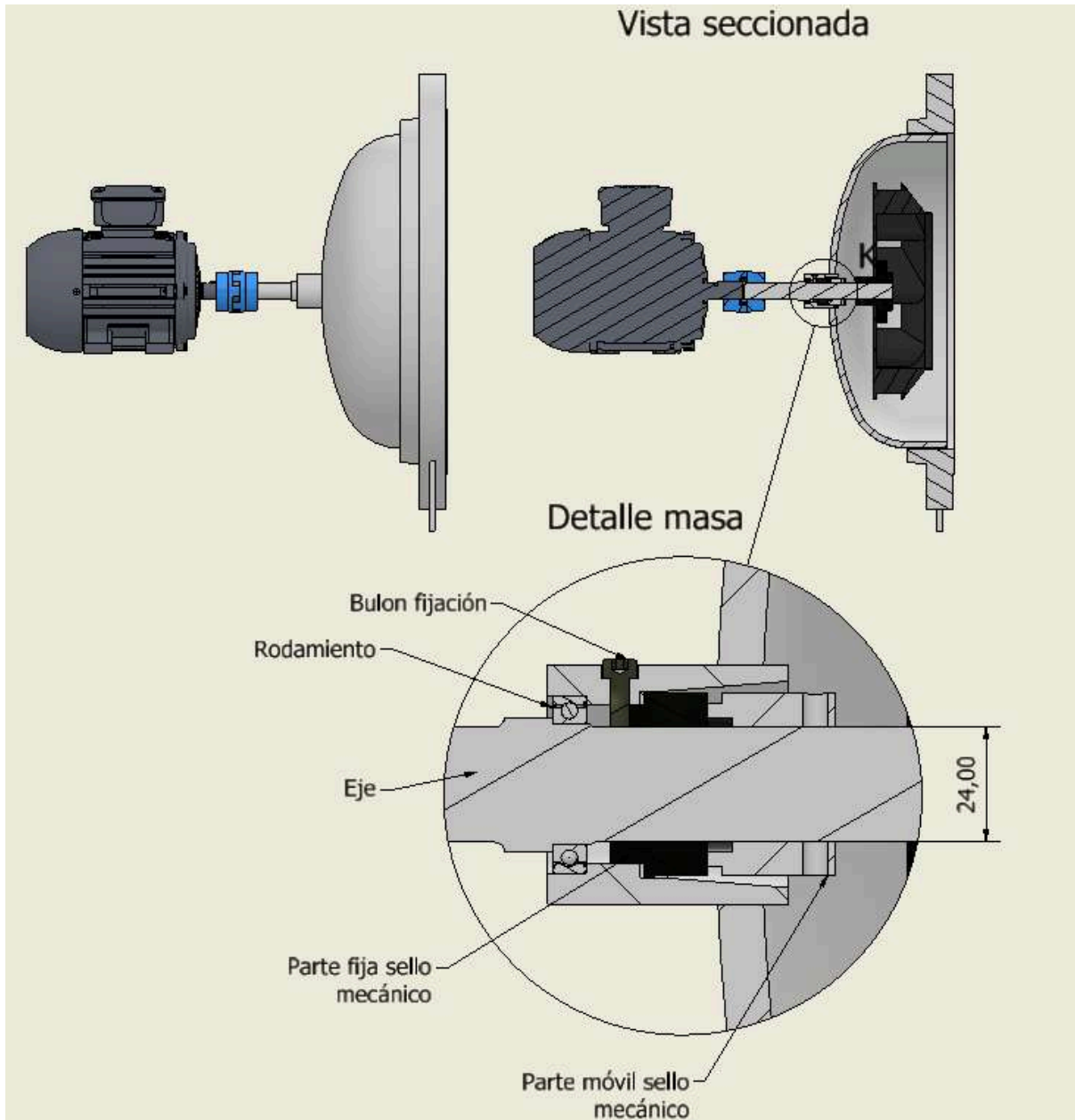


Fig. 4.39: Detalles y sección del sistema de recirculado.

En el siguiente capítulo se estudiará el movimiento del aire en la cámara interna para que se cumplan los requisitos de uniformidad en temperatura y velocidad.

4.4. Sistema de carga

El sistema de carga debe permitir que el carro salga del autoclave para que se pueda colocar o retirar las piezas de forma simple. Para eso se colocan ángulos L soldados a la placa divisoria, que hacen de guías para las ruedas. Las ruedas son del tipo acanaladas en V, para que apoyen en los ángulos y así no se desvíe el carro (Figura 4.40).

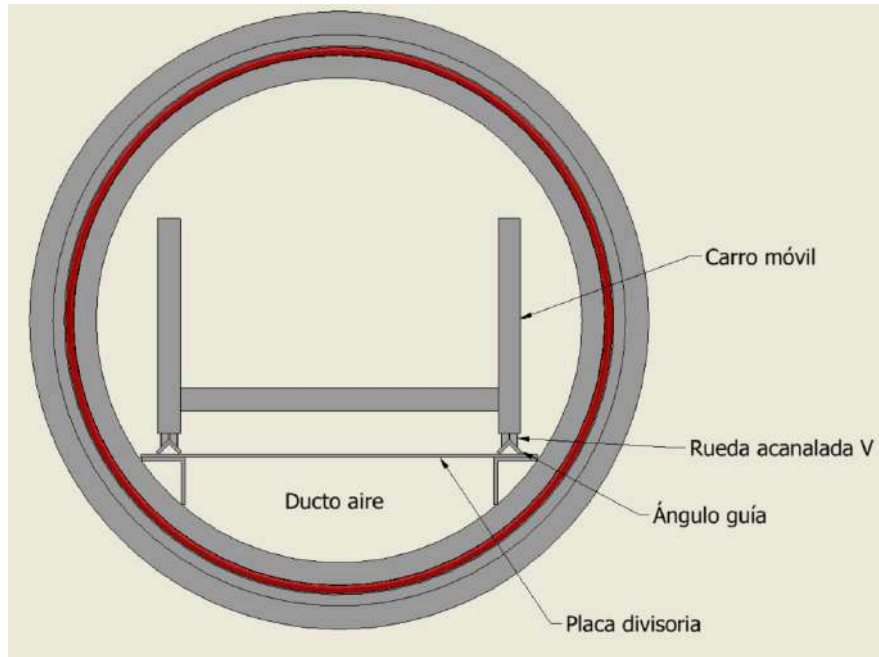


Fig. 4.40: Vista seccionada del sistema de carga.

El carro tiene dos niveles para colocar piezas, y puede utilizarse uno o ambos, ya que cada bandeja es removible (Figura 4.41). La longitud útil es de 1140 [mm]. Se coloca un tope para que el carro no colisione con los elementos que están detrás, y una traba móvil por delante para asegurar la posición del carro durante el ciclo.

También las bandejas son perforadas para que se mantenga la homogeneidad en la atmósfera interna, permitiendo la circulación de aire.

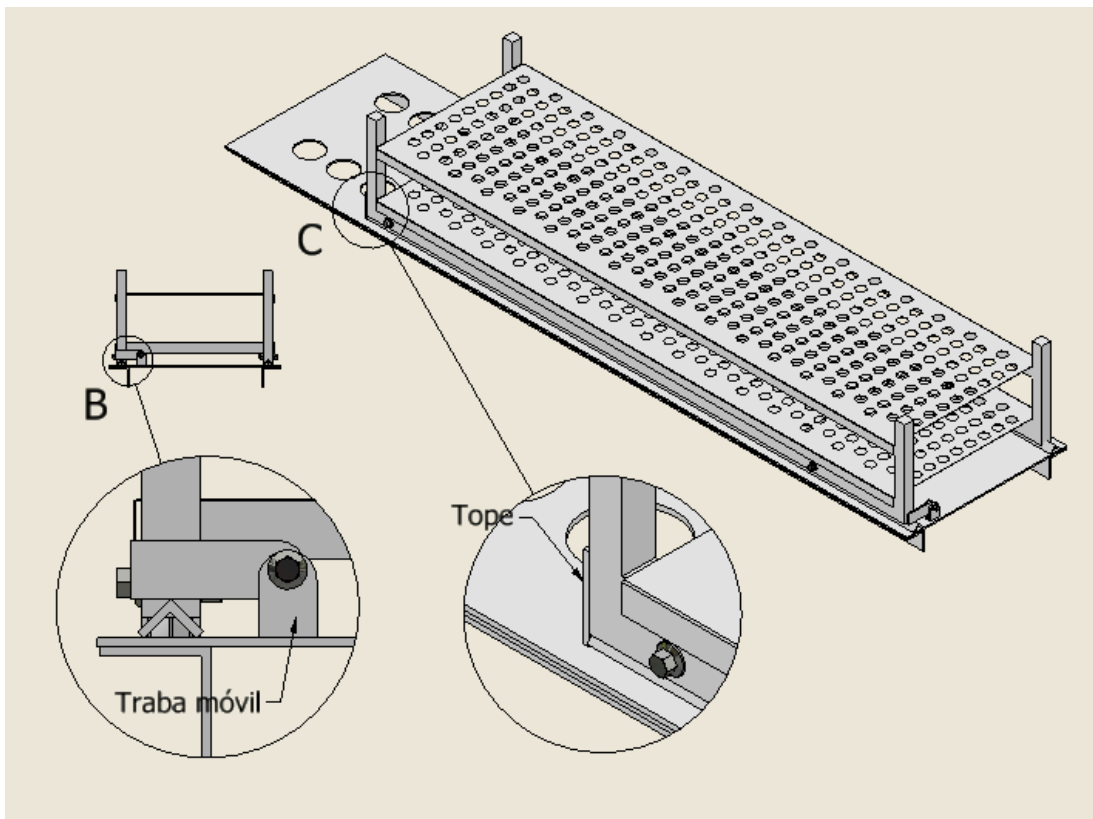


Fig. 4.41: Vista proyectada del sistema de carga.

En conjunto, se diseña una mesa/carro móvil externo, que permite ingresar y extraer el carro de carga al autoclave, gracias a la continuidad de las guías para que las ruedas se deslicen. Esto permite también que se pueda trabajar la carga en otro lugar, con mayor espacio y/o luz, y luego llevarla al autoclave. Se tiene en cuenta que el carro no colisione con ninguna parte del autoclave que sea comprometedora (como podría ser el O-ring). Se puede ver en la Figura 4.42.

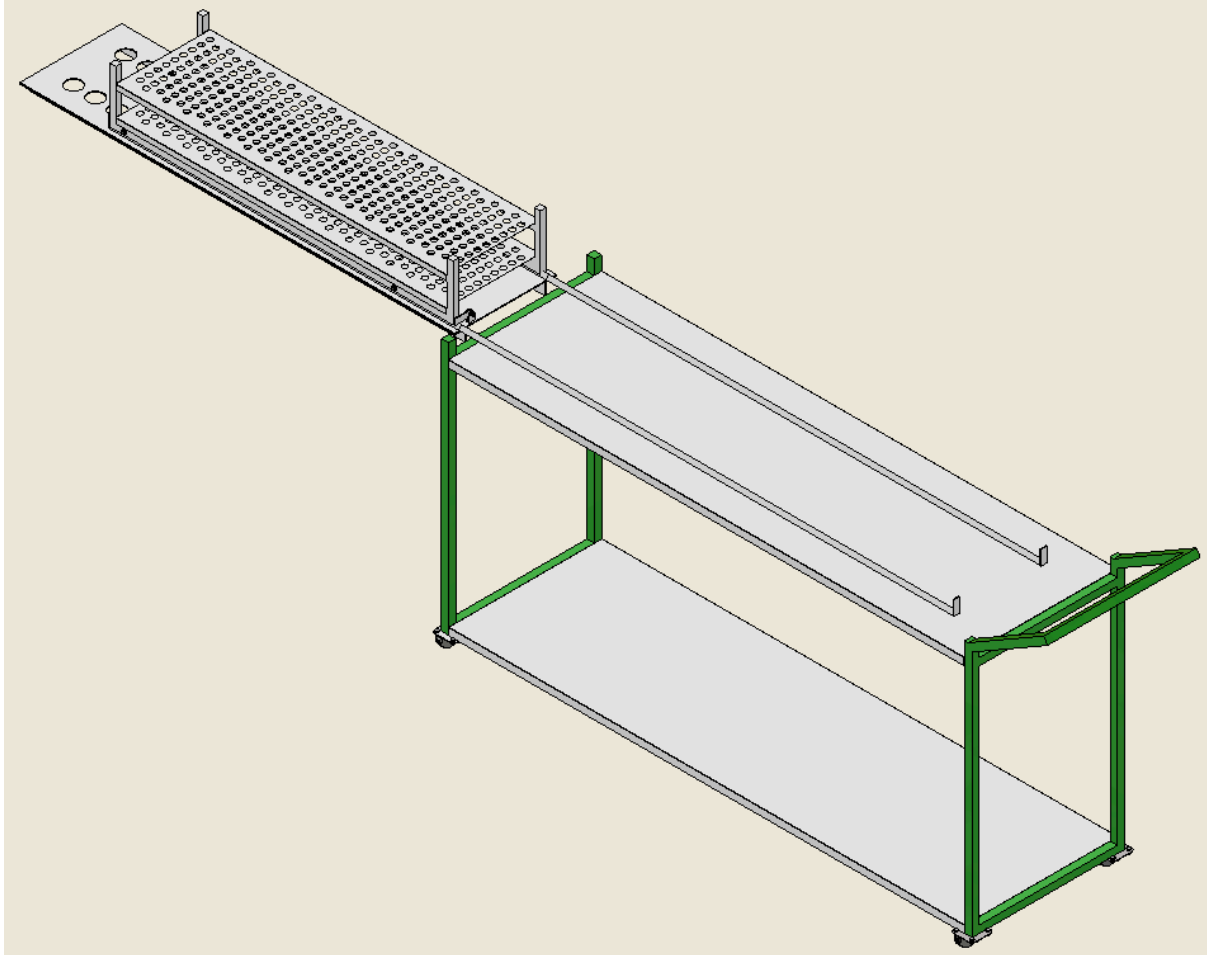


Fig. 4.42: Vista proyectada del carro externo.

4.5. Diseño mecánico parcial

Finalmente, recopilando todas las partes diseñadas, calculadas y seleccionadas, podemos ver el diseño mecánico del autoclave en las siguientes figuras. Cabe destacar que se diseñó también una estructura que soporte todo el sistema y que permite separar el módulo del sistema de recirculado del resto del autoclave. Esto es muy útil para el mantenimiento del autoclave y para el armado del mismo.

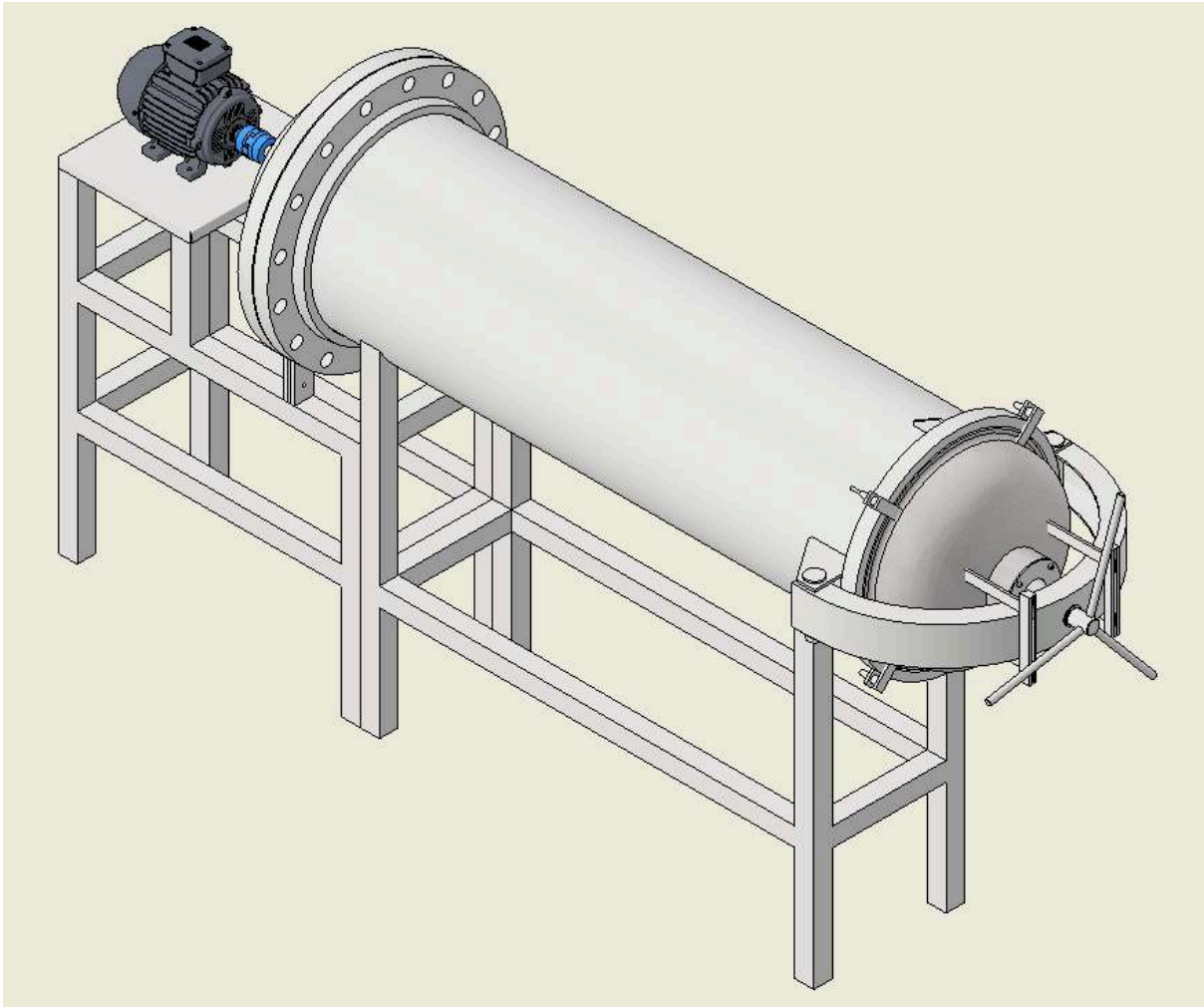


Fig. 4.43: Diseño mecánico del autoclave.

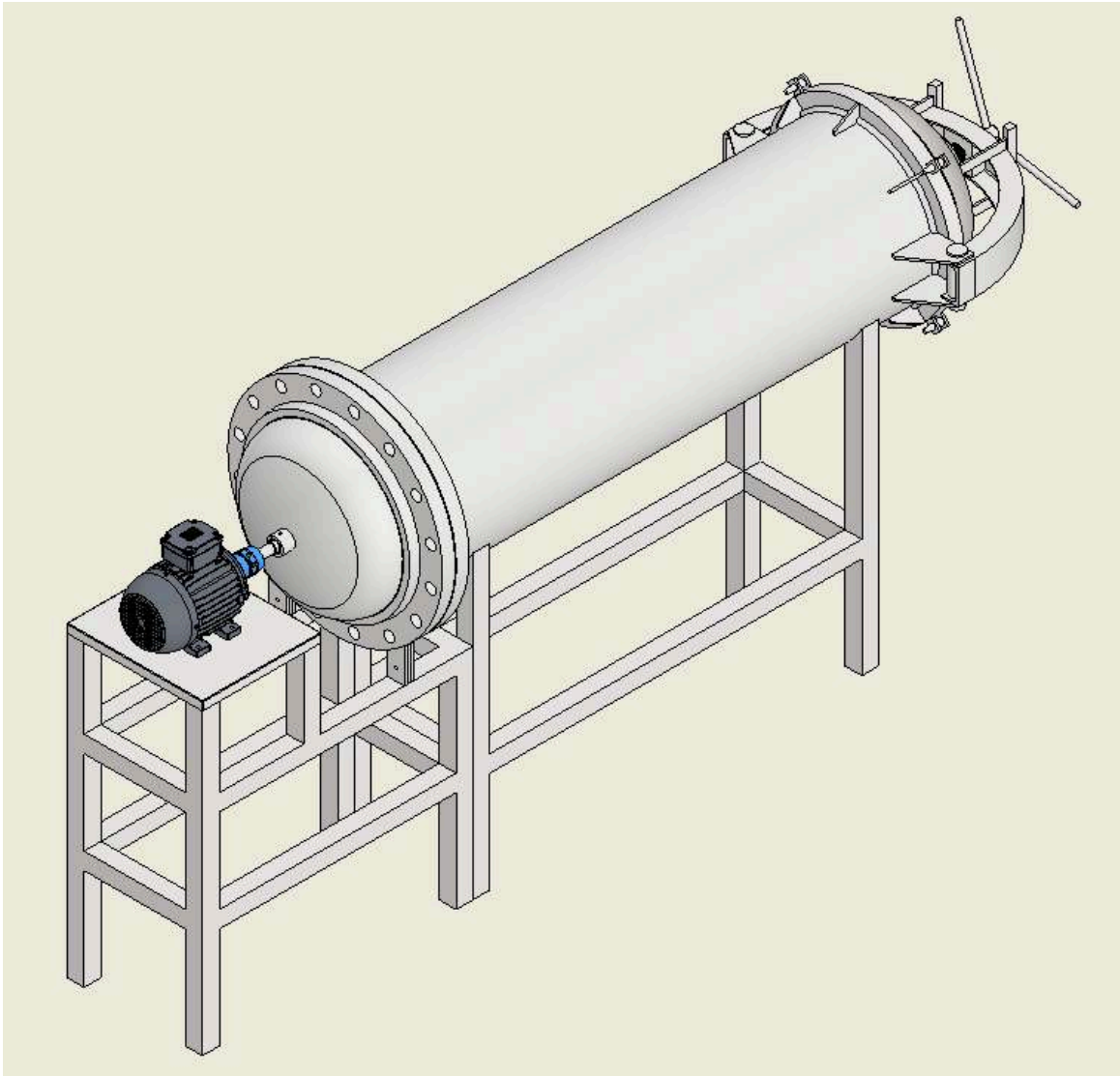


Fig. 4.44: Diseño mecánico del autoclave.

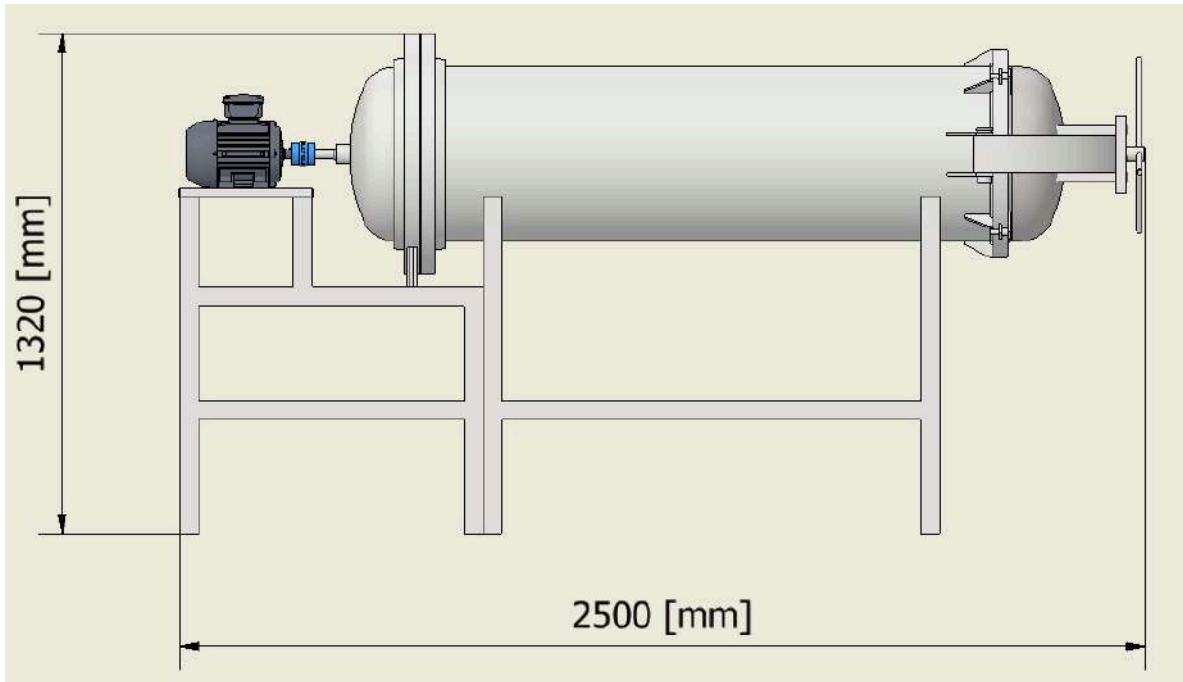


Fig. 4.45: Dimensiones del autoclave.

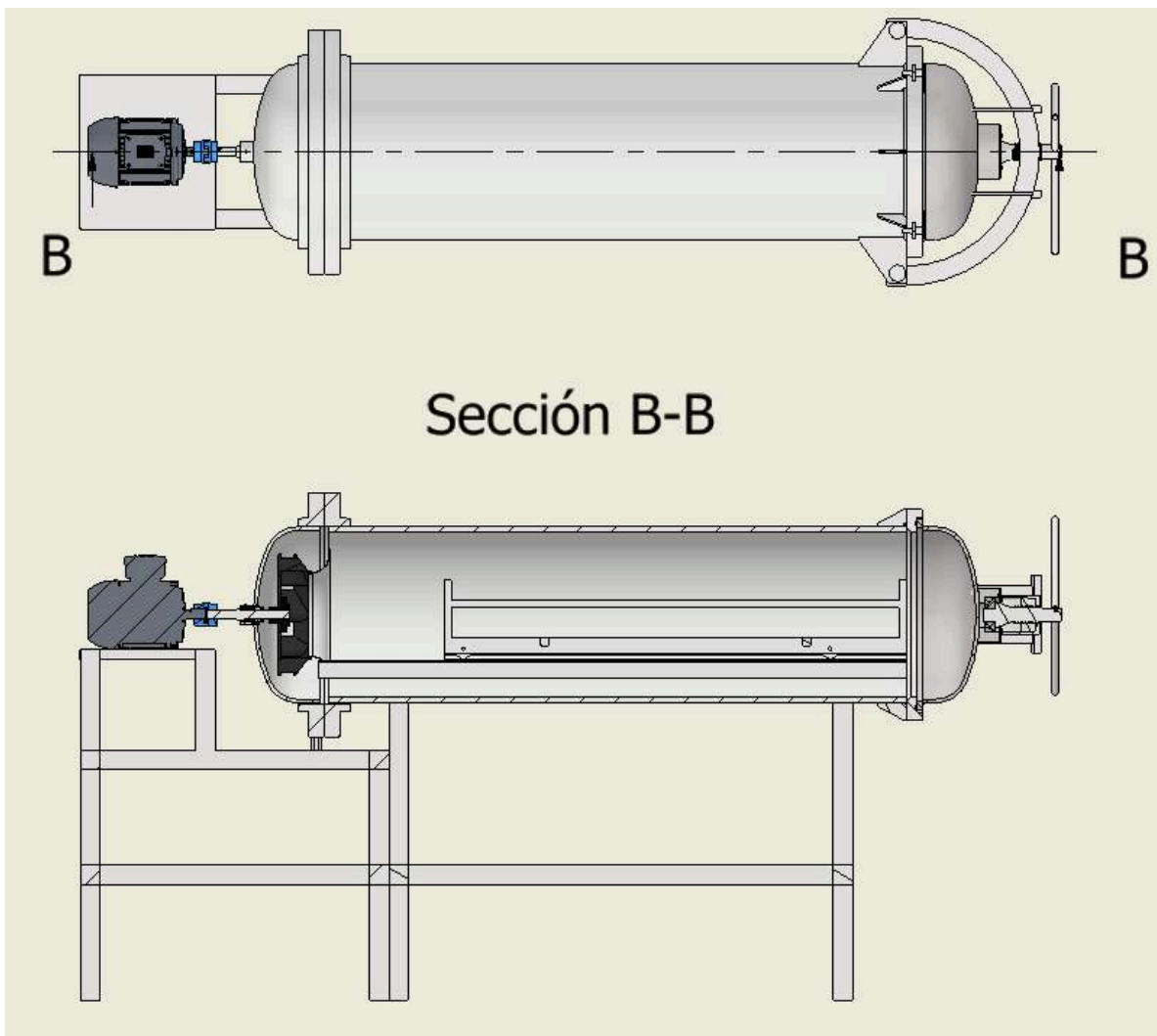


Fig. 4.46: Vista seccionada del autoclave.

5. Análisis fluidodinámico

A partir del diseño desarrollado en el capítulo 4, se recurre la utilización del CFD (“Computer Fluid Dynamics” o Fluidodinámica Computacional) para analizar el comportamiento del sistema de recirculado de aire, en la atmósfera interna, en su estado permanente (es decir, una vez que alcanzó su temperatura de curado y se mantienen las condiciones de presión y temperatura). El software que se utiliza es el Ansys Fluent, en su versión de estudiante. Dentro de este marco, se busca analizar:

- *Datos de velocidad del flujo:* se requiere cierta velocidad para generar una atmósfera turbulenta que implique mayor transferencia de calor del aire a la carga del autoclave, sin que afecte su posición estática. A partir del análisis, se busca obtener la velocidad promedio en el volumen que servirá como dato para un análisis térmico posterior, y también que la velocidad en la zona de trabajo cumpla con valores de referencia.
- *Homogeneidad del flujo en la zona de trabajo:* Se busca que el aire llegue de forma pareja tanto en velocidad como en temperatura, para que todas las piezas que se coloquen se traten en las mismas condiciones. Esto se puede observar mediante perfiles de velocidad, presión y temperatura obtenidos del software.
- *Contrapresión:* Se busca hallar la diferencia de presión entre la descarga y la aspiración del ventilador real o lo más representativa posible.

Para poder analizar diferentes opciones del modelo, se inicia la simulación sin un rompedor de flujo (llamado “H-Slot” en la Fig. 4.23). Estos cumplen la función de restringir el flujo de aire en pequeña medida para redistribuir mejor el perfil de velocidades en un área determinada. Se analizarán los cambios presentes en el perfil de velocidades en la zona de trabajo al introducirlos a la geometría, y si su colocación es justificada.

Parámetros físicos

- *Presión:* El seteo de la presurización del autoclave es de 7 [Kg/cm²]. En el software se ve reflejado en la densidad del aire, afectada también por la temperatura.
- *Temperatura:* La temperatura en la que se estima que se realizarán los procesos es de 120 [°C], basado en bibliografías de procesos similares.
- *Densidad:* A una presión de 7 [Kg/cm²] y 120 [°C] la densidad del aire considerado como un gas ideal es de 6,288 [Kg/m³] (Es decir, sin tener en cuenta un factor de compresibilidad, ya que las presiones y temperaturas son relativamente bajas respecto al punto donde comienza a influir este fenómeno).
- *Viscosidad absoluta o dinámica:* Para el aire en la condiciones nombradas en el ítem anterior, este valor es de 2,258 x10⁻⁵ [N*s/m²].

Condiciones de contorno

Estas son las condiciones que se deben ingresar en la configuración de la simulación.

- **Entrada de velocidad o “Velocity inlet”:** en la entrada al dominio (salida del ventilador) se introduce el valor obtenido en el software del fabricante, que es de 4,69 [m/s] (Figura 5.1). Los datos de entrada del software se basan en el caudal necesario para que la velocidad en la cámara sea aproximadamente 3 [m/s] y que la presión sea 7 [Kg/cm²].

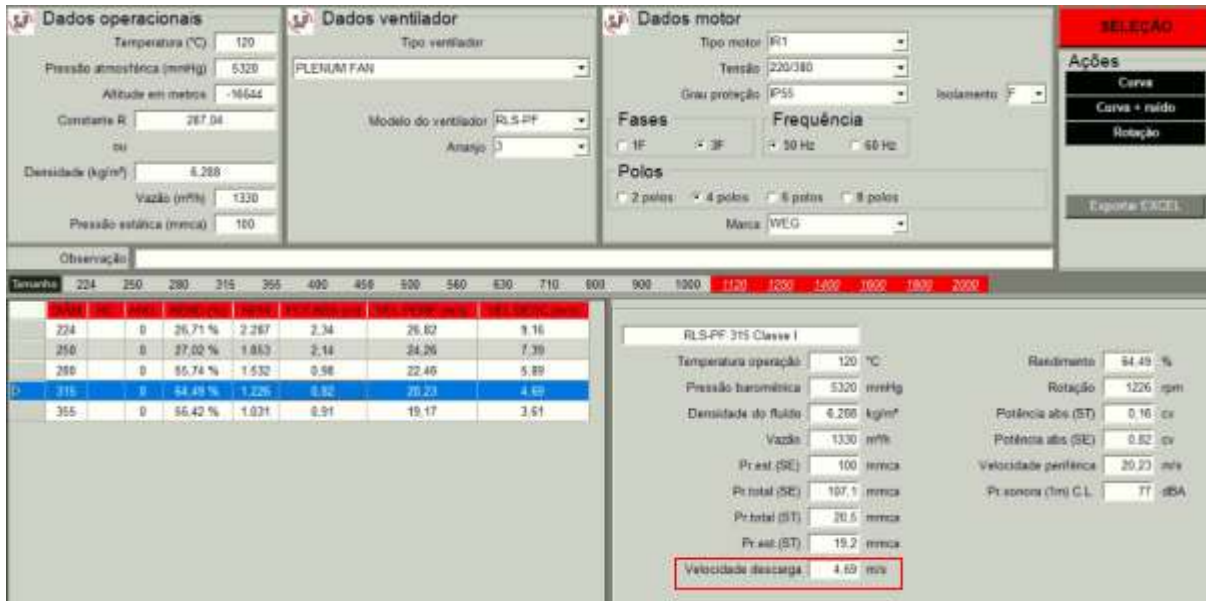


Figura 5.1: Utilización del software de Soler y Palau.

- **Salida de caudal másico o “Mass-Flow Outlet”:** Se decide colocar una salida con el caudal másico calculado (1330 [m³/h] a la densidad dada son 2,232 [Kg/s]). El dato de contrapresión o presión estática es estimado por las características del cuerpo y será un valor a calcular en el Fluent, para iterar con las condiciones de contorno.
- **Paredes exteriores:** estas estarán aisladas, por lo que se podrían considerar pérdidas (como un flujo de calor saliente) para evaluar las condiciones térmicas en la zona de trabajo. Inicialmente se decide no incorporar este elemento de pérdidas, ya que no sería tan representativo de la realidad, en donde confluyen otras variables como el calor entregado por las resistencias y el propio de la reacción química exotérmica de las piezas de material compuesto a curar.

Valores de referencia

Según [13-b], se indica que la velocidad del flujo en el interior de la cámara no debería ser superior a 3 [m/s] para que no se despeguen las bolsas de vacío de la bandeja que la contiene.

Por otro lado, la velocidad tampoco debe ser muy baja ya que sino las resistencias no se refrigeran y pueden llegar a quemarse. Según algunos fabricantes, la velocidad debe ser aproximadamente 4 [m/s] para evitar este efecto.

Modelo de cálculo

Debido a que pretende trabajar con un fluido turbulento, se calcula aproximadamente el número de Reynolds a partir de la velocidad dada como valor de referencia. El número de Reynolds es un número adimensional que representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en un fluido, y caracteriza el movimiento del mismo (si es turbulento, o laminar). Primero se calcula el diámetro hidráulico del área de trabajo, que será la zona de menor velocidad, es decir, la de menor número de Reynolds, y donde se pretende que ocurra la transferencia de calor hacia las piezas.

$$d_h = \frac{4 \cdot \text{Área}}{\text{Perímetro}} = \frac{4 \cdot 0,12128 [\text{m}^2]}{1,2847 [\text{m}]} = 0,3776 [\text{m}]$$

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} = \frac{6,288 [\text{Kg}/\text{m}^3] \cdot 3 [\text{m}/\text{s}] \cdot 0,3776 [\text{m}]}{0,0002258 [\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{s}]} = 315458$$

Debido a que el número de Reynolds es mayor a 4000 (caso de un cuerpo cilíndrico), podemos deducir que estamos ante un flujo turbulento. Por lo tanto, se opta por usar el modelo Standard k-omega. Este modelo de dos ecuaciones es un método de resolución de las ecuaciones de Navier Stokes que describen el comportamiento de un fluido (Figura 5.2).

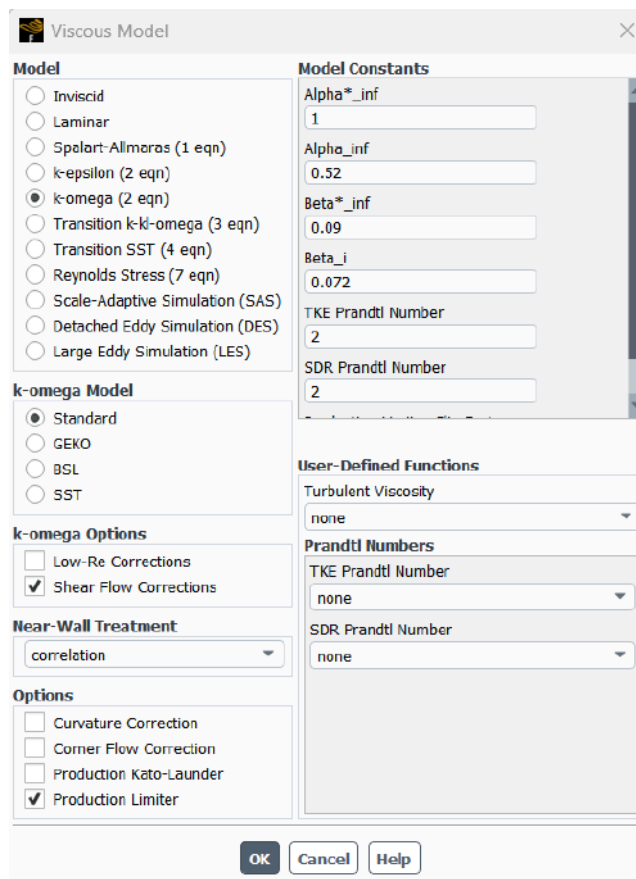


Figura 5.2: Utilización del modelo Standard k-omega.

5.1 Geometría libre de elementos

5.1.1 Geometría

El dominio a simular es la región donde se encuentra el fluido. Fue creada en Inventor, e importada al editor de geometría del software Ansys (Figura 5.3).

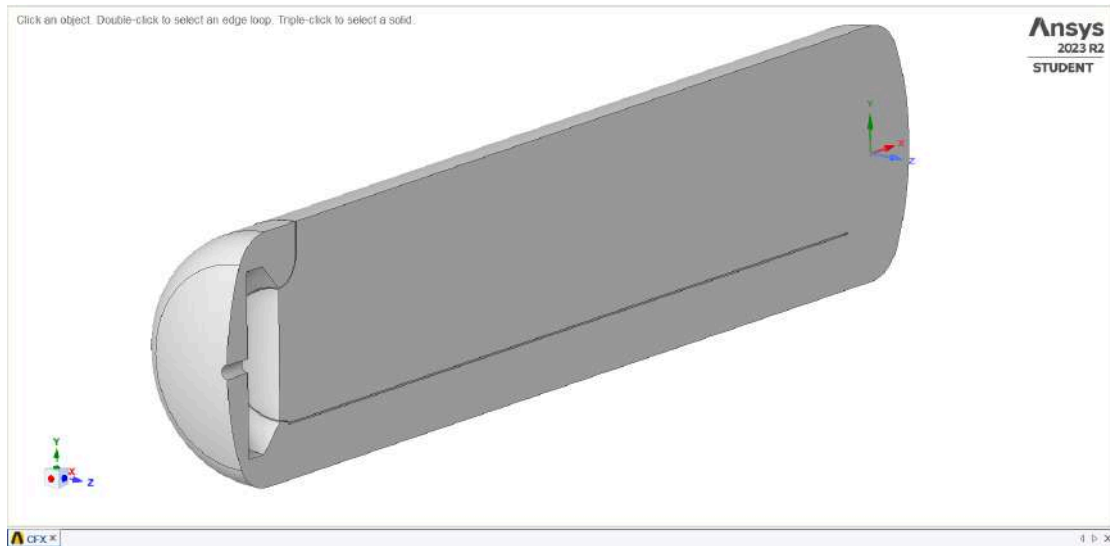


Figura 5.3: Modelado del cuerpo a simular.

Se destaca que la geometría fue seccionada a la mitad debido a que mantiene una simetría sobre el plano XY. Esto permite que la capacidad de la cantidad de elementos sea aplicada sobre una geometría más acotada, otorgando resultados más precisos.

5.1.2 Mallado

El tamaño del elemento es de 1,2 [cm], siendo un total de aproximadamente 502.000 elementos. Se visualiza la malla realizada en la Figura 5.4.

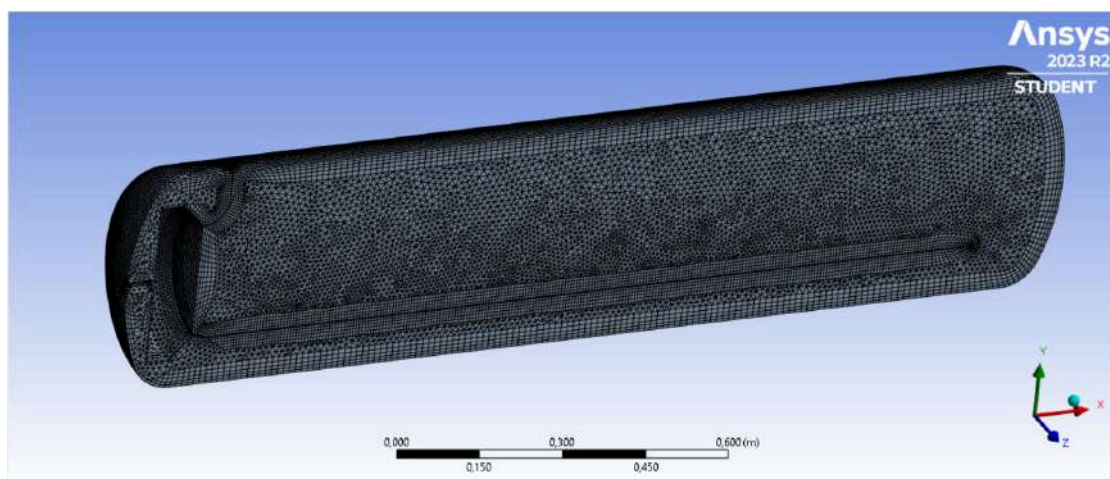


Figura 5.4: Mallado realizado sobre la región del fluido.

5.1.3 Resultados

Se configuran gráficos en el software que enseñan las variables que se buscan obtener en este análisis. Primero se puede ver la diferencia de presión estática entre aspiración y la impulsión del ventilador (Figura 5.5), que da aproximadamente 1150 [Pa] que son 115 [mmca], un 15% más de lo inicialmente introducido como condición de contrapresión aplicada al ventilador.

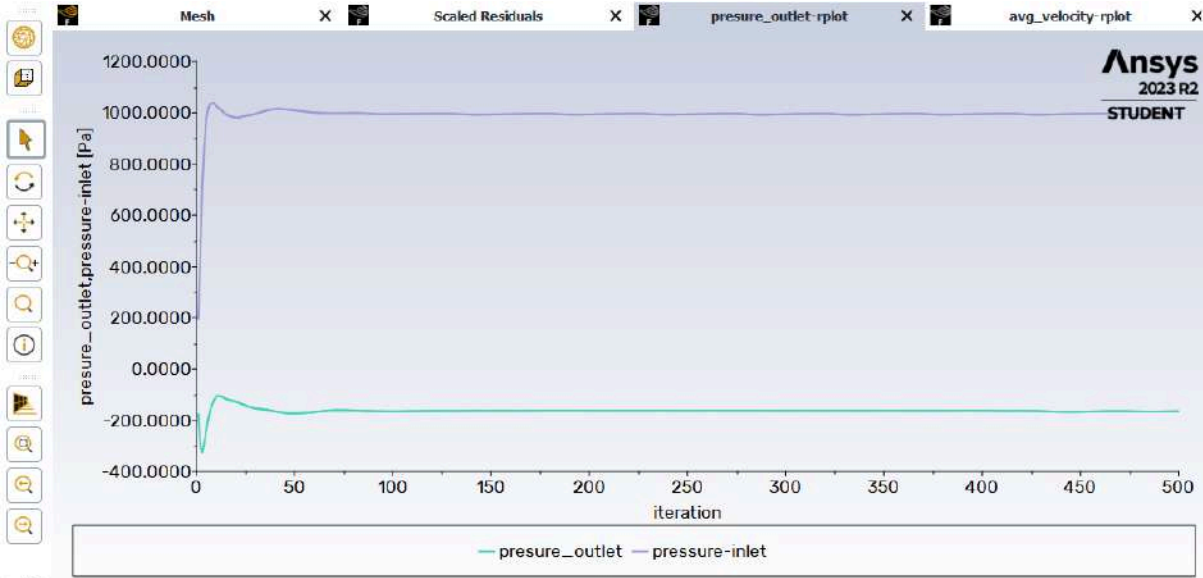


Figura 5.5: Diferencia de presión entre la aspiración y la impulsión del ventilador.

Finalmente, la velocidad promedio volumétrica es de 5,2 [m/s], y se ve en la siguiente Figura 5.6.

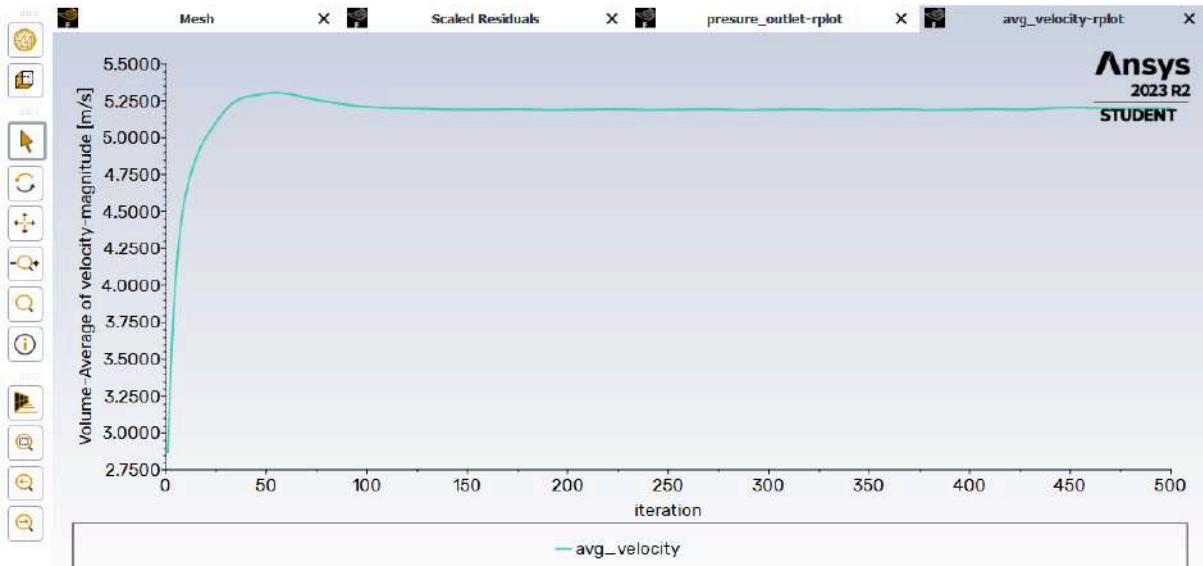


Figura 5.6: Velocidad promedio en toda la región del fluido.

Como se puede observar, los valores de presión estática en la entrada y salida, y la velocidad promedio en todo el cuerpo son estables a medida que se continúa iterando. Esto significa que el sistema de ecuaciones converge a una solución.

En la Figura 5.7 podemos observar el contorno de velocidades en el autoclave, y en la 5.8 el contorno de presiones estáticas:

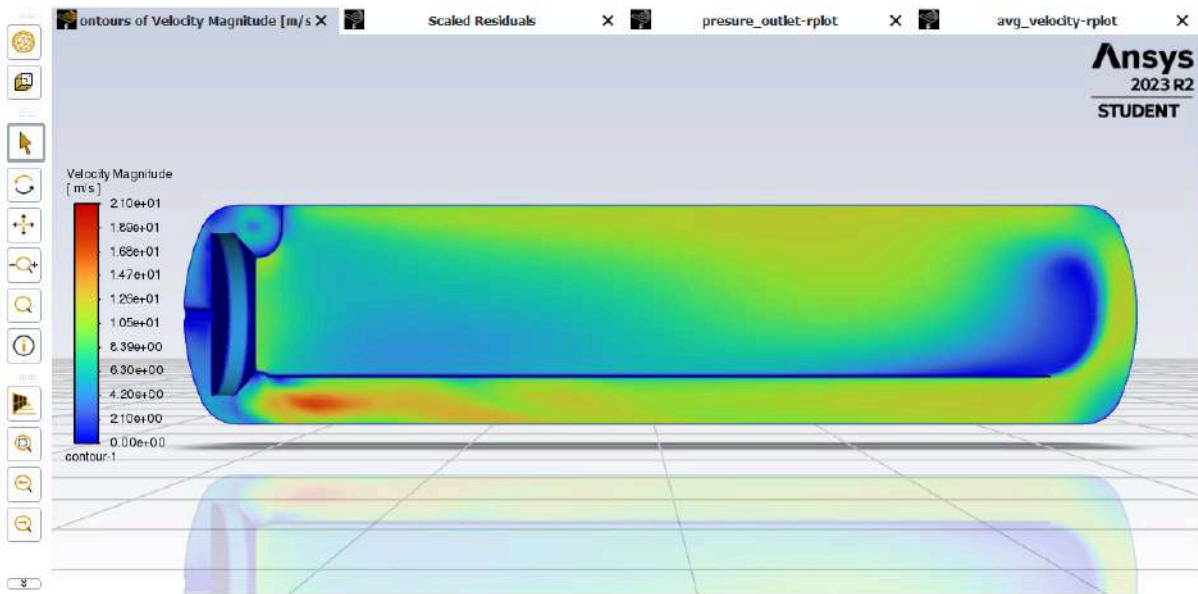


Figura 5.7: Contorno de velocidades en el autoclave.

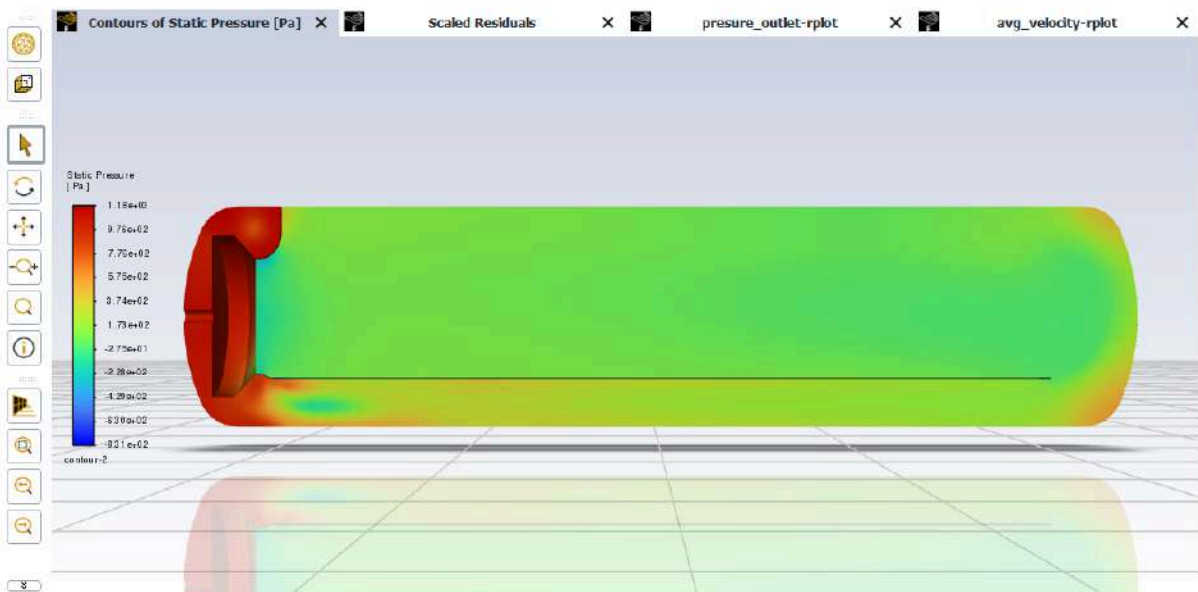


Figura 5.8: Contorno de presiones en el autoclave.

Lo que podemos observar con estos contornos y con los datos recabados en otros puntos es que esta geometría no genera una buena homogeneidad de velocidad en la zona de trabajo. Se produce una zona de baja velocidad cercano a la placa divisora mientras que en la parte superior hay altas velocidades. Se pretende que al cambiar la geometría, es decir, introduciendo una placa rompedora de flujo, esta diferencia se reduzca.

También se observa que hay velocidades muy altas en la zona de trabajo, por lo que podría estimarse que se hizo una estimación de contrapresión muy alta o de caudal muy alto. La contrapresión obtenida por simulación fue de 1150 [Pa] o 115 [mmca] aproximadamente, que no se aleja demasiado de los 100 [mmca] introducidos en el

software. Por otro lado, al bajar el caudal, debería disminuir la pérdida de carga, por lo que podría iterarse para hallar la solución (velocidad razonable cercana a 3 [m/s] en la zona de trabajo). Se decidió no continuar con este modelo, ya que la diferencia de velocidad en el flujo en la zona de trabajo es algo importante de evitar, y por más que se baje el caudal, la tendencia de distribución del aire en la zona será la misma.

Con este razonamiento se procede a realizar la segunda simulación, con la modificación de la geometría. Este proceso iterativo entre contrapresión, caudal y velocidad, se realizará para esta nueva geometría.

5.2 Geometría con placa

5.2.1 Placa con agujeros de 19 [mm]

Esta nueva geometría se realiza perforando una placa con agujeros de 19 [mm], que se ubica cercana a la parte frontal del equipo (Figura 5.9). La disposición de los mismos sigue un patrón de triángulo equilátero similar al posicionamiento de tubos en un intercambiador de calor por tubos (Figura 5.10).

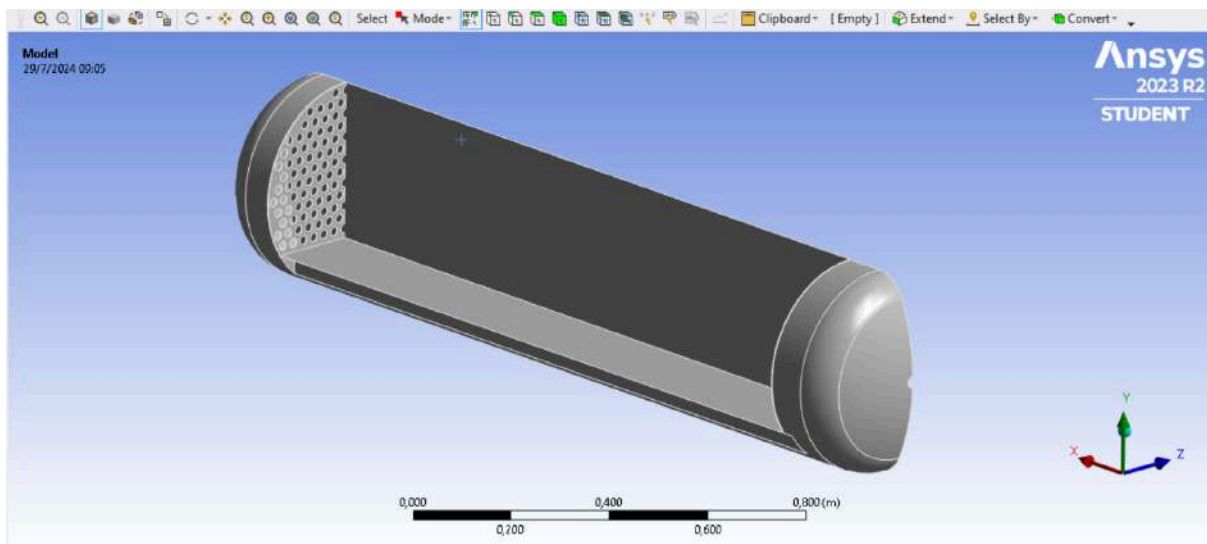


Figura 5.9: Modelo con la placa rompedora de flujo.

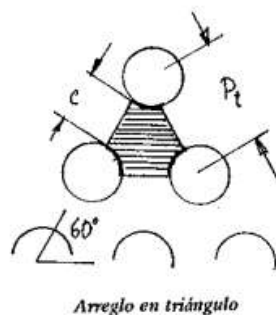


Figura 5.10: Patrón triangular equilátero de los agujeros.

Siendo la distancia entre centros de 1,5 veces el diámetro, es decir, de 28.5 [mm].

5.2.2 Mallado

El tamaño del elemento se configura en 1,5 [cm]. La cantidad de elementos es 359.000. Debido a que es una geometría compleja, se utiliza la función de malla adaptable, que adopta tamaños de elementos según ciertos parámetros propios del software, facilitando la creación de la malla.

5.2.3 Resultados

Se realizó una simulación con los parámetros previamente definidos, y se obtuvo el siguiente contorno de velocidades (Figura 5.11).

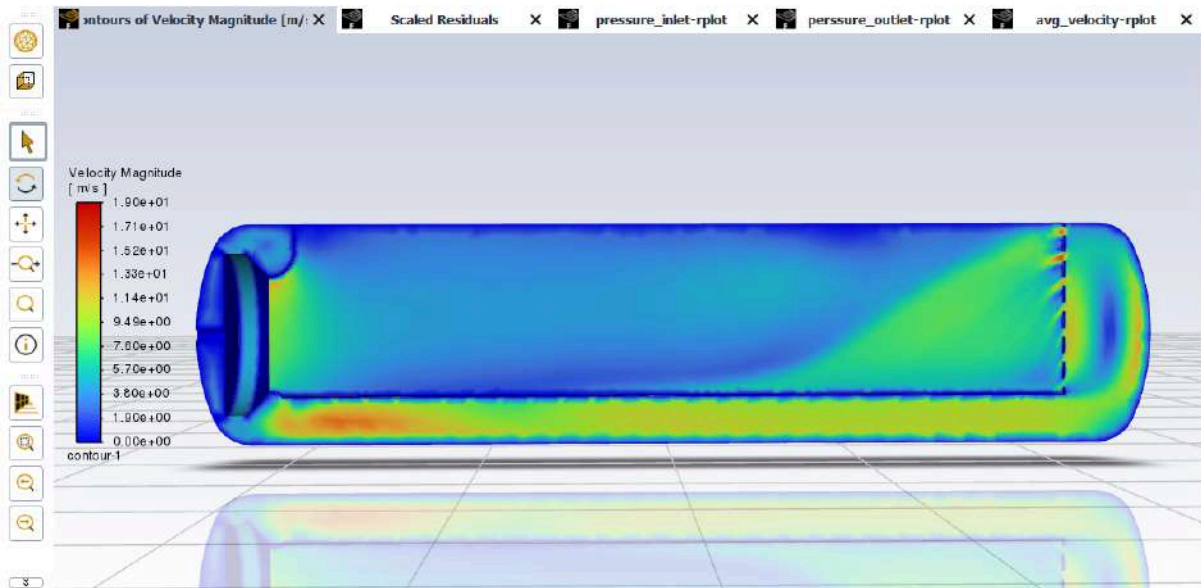


Figura 5.11: Contorno de velocidades con la primera placa.

Se observa que hay una zona de velocidad media-alta luego de pasar la placa rompedora de flujo. Para disminuir la velocidad de aire en esta zona, se debe disminuir la velocidad de descarga del ventilador. Para ello hay que disminuir las revoluciones por minuto de giro, o su consecuencia, disminuir el caudal. Se realizan iteraciones entre caudal, velocidad de descarga y contrapresión (obtenida también por simulación) hasta que la velocidad en la zona de trabajo sea cercana a los valores de referencia.

Las condiciones de borde que brinda el software del ventilador, luego de las iteraciones, son las enseñadas en la Figura 5.12.

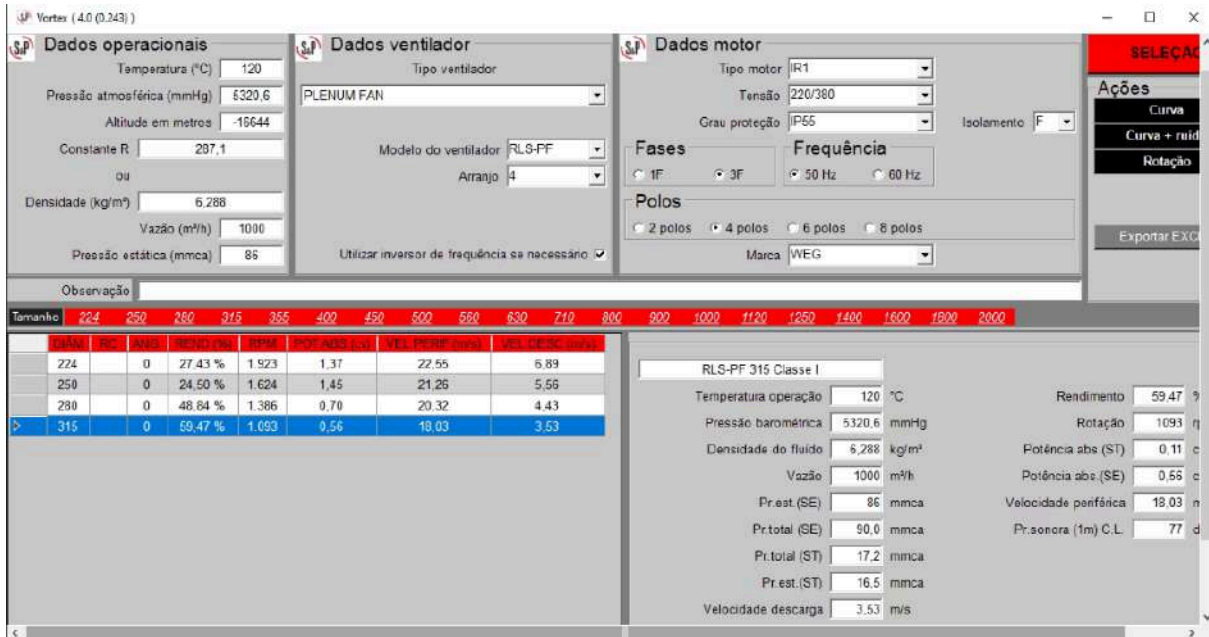


Figura 5.12: Simulación de las nuevas condiciones del ventilador.

Se obtuvieron los valores de contrapresión, o presión estática mediante los gráficos del Ansys que se ven en la Figura 5.13, que da como resultado 860 [Pa] o 86 [mmca].

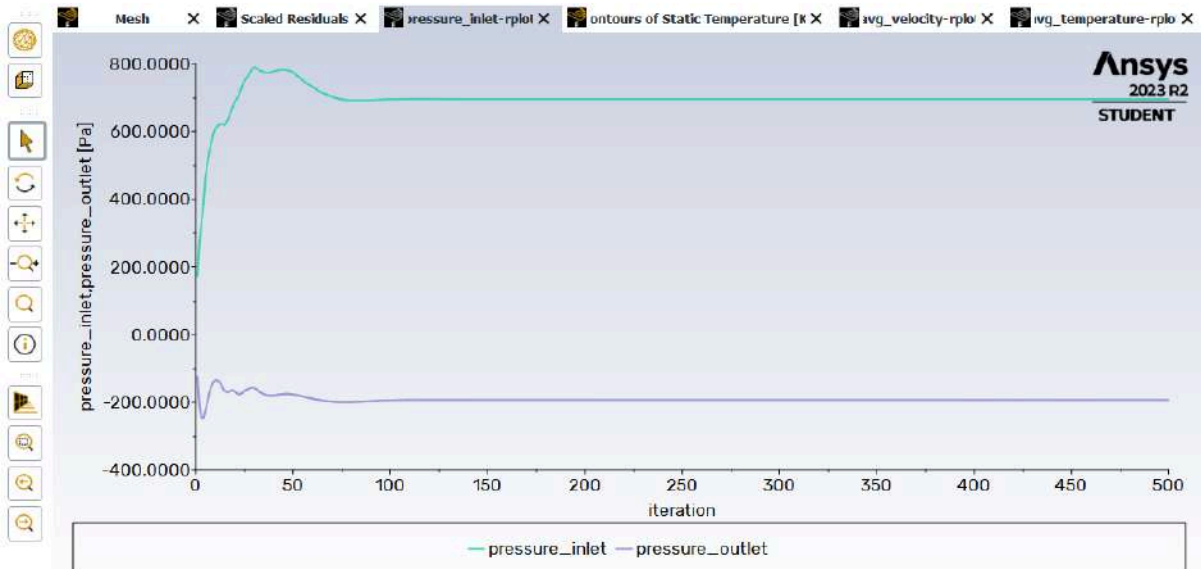


Figura 5.13: Diferencia de presión entre aspiración e impulsión.

También se observa la velocidad promedio, cuyo valor se pretendía disminuir, mediante los gráficos (Figura 5.14). El valor obtenido es de 3,85 [m/s].

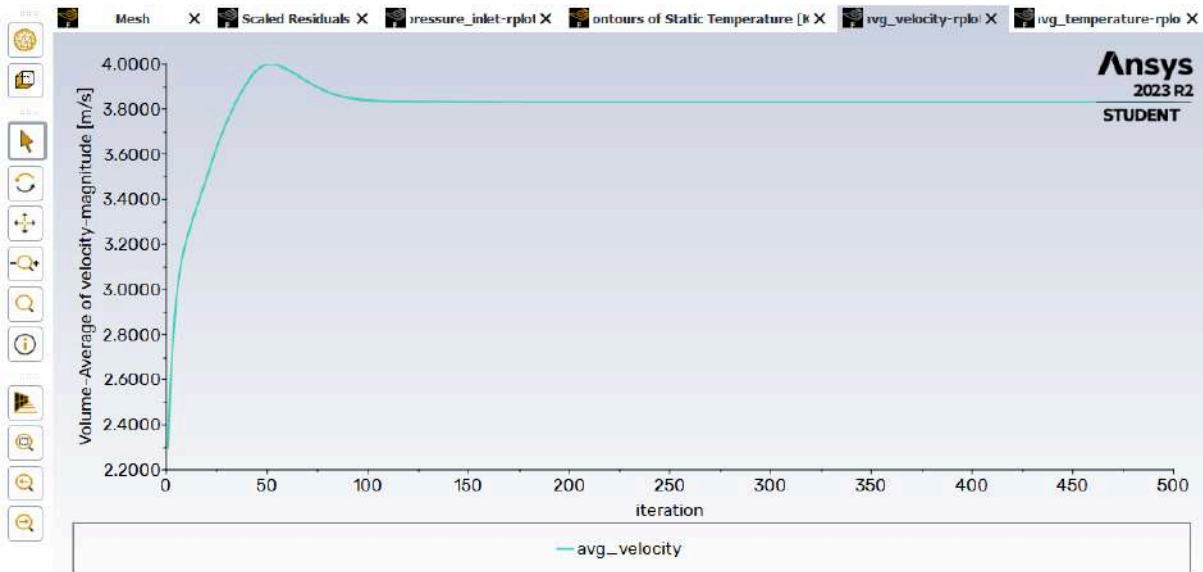


Figura 5.14: Velocidad promedio en el dominio del fluido.

Con estos valores de condiciones de borde, se obtienen los siguientes resultados en los perfiles de velocidad (Figura 5.15).

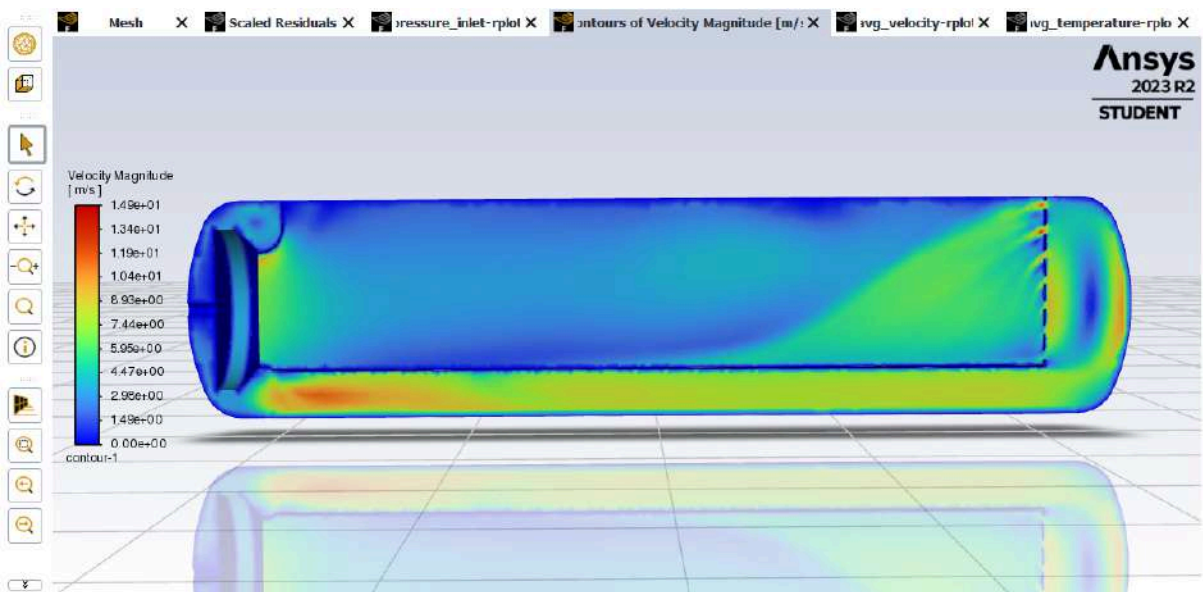


Figura 5.15: Contorno de velocidades con parámetros modificados.

Se observa que, efectivamente, las velocidades disminuyen respecto a la primera simulación de la misma geometría en la zona posterior a la placa. También se observa que tiende a haber una zona de desarrollo del flujo hasta que se asienta en una velocidad más baja. Esto podría afectar a las piezas si se ubican muy cercanas a la placa, moviéndolas o deformándolas, si estas no son sostenidas a la estructura.

Una posible solución sería que la zona útil de trabajo comience más atrás, alargando el autoclave de forma que el flujo tenga una longitud de desarrollo luego de pasar la placa, para mantener el tamaño de la zona útil de trabajo.

También se evalúa modificar la geometría de la placa, para observar los cambios que hay en las velocidades.

5.2.4 Placa con agujeros de 28,5 [mm]

Se busca agrandar los agujeros para ver cual es la respuesta del perfil de velocidades. Los resultados obtenidos se ven en la Figura 5.16.

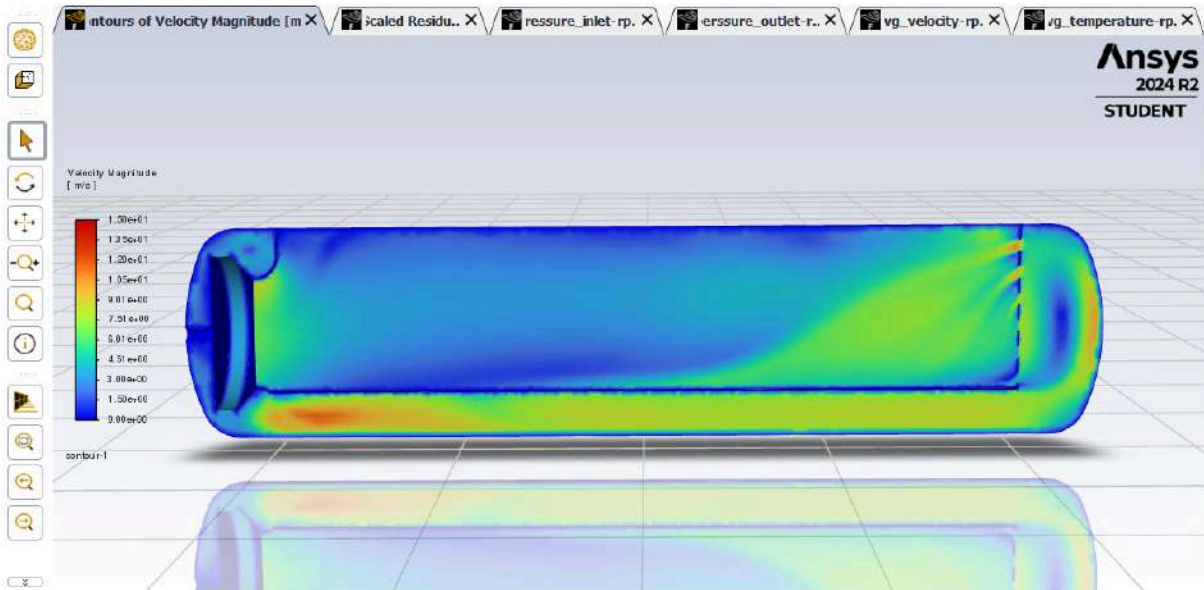


Figura 5.16: Resultado agrandando los agujeros.

No se observan mejoras ni cambios significativos en el perfil de velocidades ni en los valores de la misma en los puntos de la zona de trabajo.

5.2.5 Placa con agujeros de 38 [mm]

Se realiza otra simulación agrandando aún más los agujeros, y además estirando la geometría del autoclave (Figura 5.17).

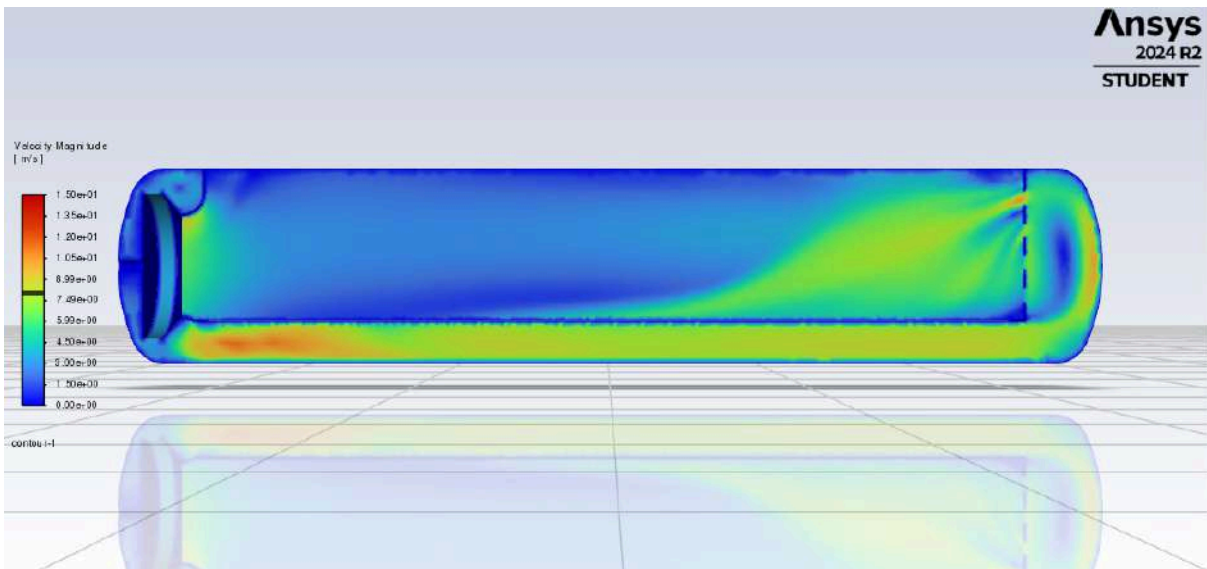


Figura 5.17: Resultado agrandando aún más los agujeros.

Se observa que en este caso empeora la situación ya que hay una extensión del perfil de alta velocidad hacia el fondo del autoclave. La extensión del cuerpo no

provoca ningún cambio, y hace que el autoclave ocupe más lugar de instalación final, que no es lo deseado.

5.2.6 Placa con agujeros de diámetros múltiples

A partir de analizar los autoclaves comerciales, se puede ver que utilizan patrones de agujereado de placa que van desde agujeros más chicos en la parte superior a más grandes en la inferior. Se colocaron 4 filas de agujeros de 19 [mm], 4 de 28,5 [mm] y 2 de 38 [mm], y los resultados se ven en la Figura 5.18.

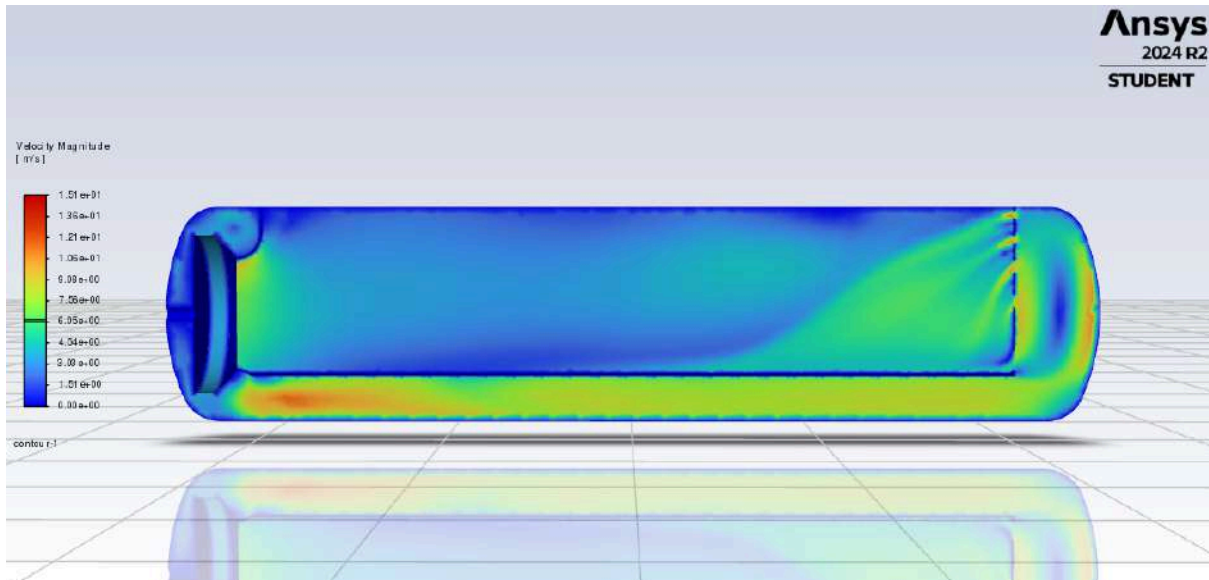


Figura 5.18: Resultado con la placa de agujeros de diámetros múltiples.

Se puede observar una mejora respecto a los casos anteriores, obteniendo una mayor homogeneidad en la paleta de colores y en los valores dentro de la zona posterior a la placa.

5.3 Resultados y discusión

5.3.1 Velocidad del flujo

Luego de analizar todas las opciones, se concluye que el perfil de velocidades más adecuado se obtuvo en la geometría con la placa de agujeros variable. La velocidad en la zona de trabajo es cercana a 3,5 [m/s] y al inicio de la misma es de 6 [m/s].

Se prioriza que el autoclave no se extienda en el largo, teniendo mayor cuidado al colocar las piezas a curar cercanas a la placa.

Analizando el contorno de velocidad de la última simulación, se puede observar que existe una velocidad elevada en el espacio inferior por donde circula el flujo de aire y una velocidad relativamente baja en la parte externa de la zona de trabajo. El aire que circula a mayor velocidad intercambia calor con el exterior a través de una superficie menor (20% de la superficie total aproximadamente), y la mayor superficie de intercambio se da con las velocidades relativamente bajas. Para simplificar los cálculos térmicos, se utilizará la velocidad promedio en todo el volumen para el cálculo teórico de pérdidas de calor.

En la última simulación, la velocidad promedio volumétrica es de 3,9 [m/s].

5.3.2 Homogeneidad en las condiciones físicas de la zona de trabajo

Si se analiza el contorno de presión de la Figura 5.19, podemos observar que hay una constancia en los valores en la zona de trabajo, dando indicios de que las condiciones de curado serán similares para todas las piezas ubicadas en diferentes puntos. Los valores de presión son respecto a los 7 [kg/cm²], es decir que la variación entre el punto máximo y el mínimo de presión es de 951 [Pa] o 0,00951 [kg/cm²], relativamente nula.

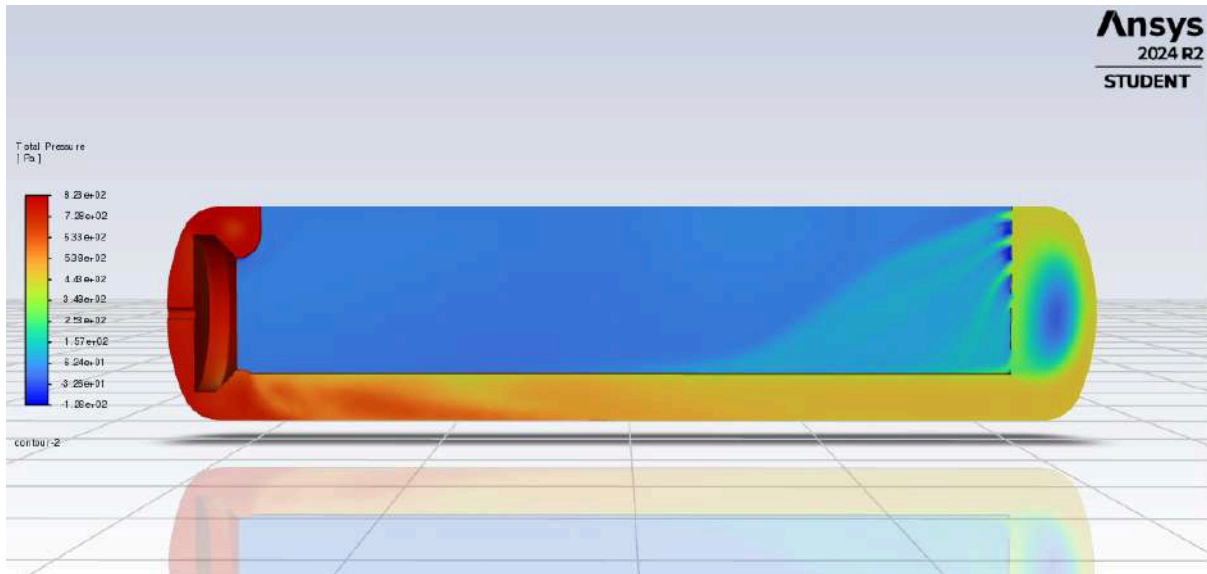


Figura 5.19: Contorno de presión correspondiente a la última geometría.

Otro punto importante es que la zona de mayor presión será en la descarga del ventilador, por lo que será importante garantizar que el sello mecánico soporte esta presión y selle bien el eje.

5.3.3 Verificación de caída de presión

La caída de presión que el sistema posee se encuentra en valores razonables, y asegura que la elección del rotor es correcta (sin necesidad de altos valores de RPM, y con una potencia necesaria relativamente baja).

5.4 Consideraciones finales

Luego del análisis podemos sacar las siguientes conclusiones:

- La placa rompedora de flujo es un elemento que logra homogeneizar la zona de trabajo y es conveniente su utilización.
- Las zonas de ambos cabezales, deben ser mecanizadas con cuidado y sometidas a pruebas hidráulicas exhaustivas, ya que se puede ver que son las zonas en donde hay mayor presión.
- La elección del rotor es verificada correctamente, siendo el que mayor eficiencia logra. La potencia necesaria es de 0,56 [CV] o 0,42 [kW]

multiplicada por un factor de seguridad de 1,2 da una potencia de 0,5 [kW]. Al estar la posibilidad de utilizar un variador de frecuencia, la potencia del motor debe ser aún mayor. Esto se debe a que el variador de frecuencia mantiene constante el torque a medida que se baja la frecuencia pero esto lo hace limitando la potencia entregada, ya que

$$Potencia = Torque * velocidad\ de\ giro$$

Si se analiza la velocidad de giro del ventilador en régimen, que serían 1093 rpm, la velocidad debería disminuir un 29% a partir de la nominal (1500 rpm). Esto se compensa con que el motor debería ser un 29% más potente para poder cumplir con el torque requerido. Este valor es entonces:

$$P = 0,5 [kW] * 1,29 = 0,645 [kW]$$

Es decir se podría utilizar un motor de 0,75 [kW] en lugar del de 1,1 [kW] previamente seleccionado. De todas maneras, se mantiene la elección del motor de 1,1 [kW] porque permite una holgura de potencia ante por ejemplo un aumento de la presión de trabajo (el autoclave está diseñado para soportar 10 [kg/cm²] de presión).

- Con la velocidad promedio obtenida de 3,9 [m/s], se puede realizar un cálculo de pérdidas de calor, que permitirá obtener la potencia de las resistencias. Esto se realizará en el siguiente capítulo.

6. Diseño térmico

Para poder obtener la temperatura del ciclo de curado necesaria, que varía entre 100 [°C] y 150 [°C], se utilizan resistencias eléctricas. Estas se ubican en la parte trasera del autoclave, como indica la Figura 6.1.

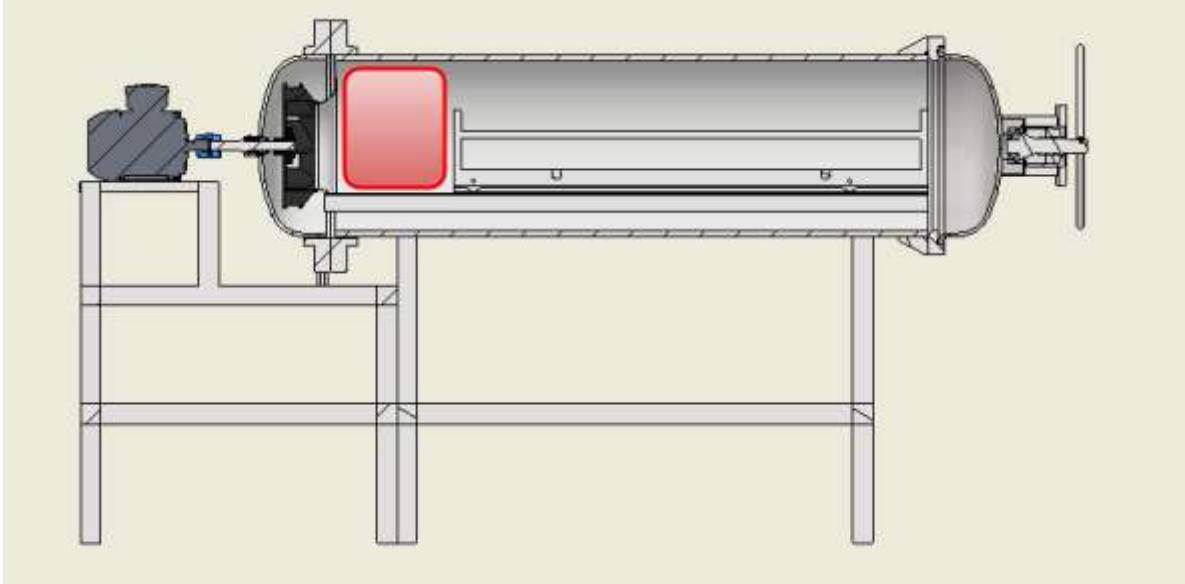


Figura 6.1: Lugar de emplazamiento de las resistencias

A su vez, el calor generado por las resistencias, debe mantenerse en el autoclave, para lograr una uniformidad de temperatura en todo el cuerpo, minimizando las pérdidas. Para ello, se debe aislar el cuerpo y las tapas.

6.1 Cálculo de energía para calentar el aire

Se considera el caso para la condición que mayor potencia implica, que es aire a 150 [°C] y 10 [kg/cm²], es decir la mayor cantidad de masa a la temperatura más elevada.

Como primer paso se calcula la cantidad de masa hay presente en el autoclave. Los datos son los de la Tabla 6.1:

Datos del aire a 10 [kg/cm ²] (asumiendo T=15 [°C])				
Temperatura [K]	Presión [kg/cm ²]	Volumen [lts]	Constante R [kJ/kg K]	Masa molar M [kg/kmol]
288	10	256	0,287	28,97

Tabla 6.1: Datos del aire a 10 [kg/cm²]

Asumiendo al aire como un gas ideal, debido a que los valores de presión y temperatura son tales que se alejan de los valores críticos, se calcula la masa con la ecuación de gases ideales aplicada al aire.

$$P * V = m * R_{aire} * T$$

$$m = \frac{P*V}{R*T}$$

$$m = \frac{10 \text{ [kg/cm}^2\text{]} * 98,07 \text{ [kPa*cm}^2\text{/kg]} * 256 \text{ [lts]}}{1000 \text{ [lts/m}^3\text{]} * 0,287 \text{ [kJ/kg*K]} * 288 \text{ [K]}}$$

$$m = 3,037 \text{ [kg]}$$

Luego, a partir de la masa podemos obtener cuánta energía es necesaria para elevar la temperatura de 15 [°C] a 150 [°C]. Para ello utilizamos el calor específico a presión constante, ya que el calentamiento inicia una vez que el autoclave está presurizado a la presión de trabajo. Al aumentar la temperatura, también incrementa la presión, pero se pretende colocar válvulas de alivio que mantengan la presión constante en el interior.

$$Q = m * C_{p\text{-aire}} * \Delta T$$

$$Q = 3,037 \text{ [kg]} * 1 \text{ [kJ/kg * K]} * (423 \text{ [K]} - 288 \text{ [K]})$$

$$Q = 410 \text{ [kJ]}$$

Este dato será utilizado luego para analizar el tiempo de calentamiento total a partir de la potencia de las resistencias seleccionadas.

6.2 Cálculo de pérdidas de calor en régimen permanente

En el régimen permanente las pérdidas de calor son constantes y están en su punto máximo, debido a que el cuerpo alcanza su mayor temperatura. De forma conservativa, se calcularán estas pérdidas asumiendo que desde el inicio del proceso tienen este valor, aunque no es así, sino que aumentan gradualmente conforme aumenta la temperatura del cuerpo.

El cuerpo será aislado con lana de vidrio de 50 [mm] de espesor. Se decide este tipo de aislación porque posee buenas propiedades, con costo relativo bajo y se puede adquirir en múltiples comercios. Si los resultados no son los esperados, se procederá a cambiar la misma. La cobertura es de chapa de acero galvanizado.

Las pérdidas de calor que sufre el autoclave, se consideran de manera simplificada para una geometría de un cilindro con tapas planas en ambos extremos. Entre las pérdidas encontramos los tres tipos de transferencia de calor aplicado, siendo el término de la convección el más significativo.

$$Q_{p\text{-pérdidas}} = Q_{p\text{-convección}} + Q_{p\text{-radiación}} + Q_{p\text{-conducción}}$$

6.2.1 Pérdidas convectivas

Se inicia el análisis de las pérdidas convectivas. Por lo tanto, podemos analizar las pérdidas en el cuerpo del autoclave como:

$$Q_{p\text{-convección}} = Q_{cuerpo} + 2 * Q_{tapa}$$

Se analiza el cuerpo. Las pérdidas se producen inicialmente a través de la convección desde el fluido caliente a la pared del cuerpo, luego por conducción a través de las paredes y finalmente por convección hacia el ambiente. El interior y el exterior son consideradas fronteras del tercer tipo. El esquema de esta transferencia es el de la Figura 6.2.

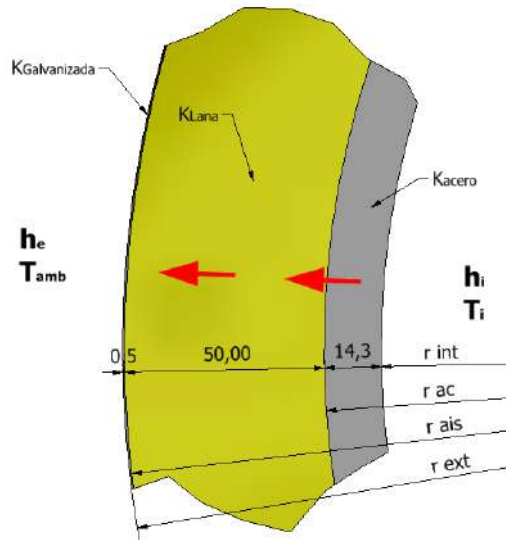


Figura 6.2: Esquema de la transferencia de calor

Los datos que se conocen son lo de la Tabla 6.2:

Datos dimensionales y de propiedades				
Ti [K]	Radio interno (r _{int}) [m]	Radio acero (r _{ac}) [m]	Radio aislante (r _{ais}) [m]	Radio externo (r _{ext}) [m]
423	0,2143	0,2286	0,2786	0,2791
T _{amb} [K]	K _{ac} [W/m.K]	K _{ais} [W/m.K]	h _{ext} [W/m ² K]	
288	60,50	0,04	5,00	

Tabla 6.2: Datos dimensionales y propiedades

El coeficiente convectivo externo (h_{ext}) se calcula a partir de la tabla obtenida de apunte de la cátedra Instalaciones termomecánicas, para velocidad de aire de 0 a 1 [m/s] debido a que el equipo se ubicará en el interior de un recinto cerrado (Figura 6.3).

II. Convectivos externo e interno

Para el caso de superficies cilíndricas, el coeficiente de transmisión por convección que se da en la tabla siguiente, puede utilizarse para estimar el coeficiente superficial de transmisión externo (h_e) en el caso de aire.

D.exterior aislante (mm)	Velocidad del aire (m/s)				
	0-1	1-2	2-5	5-10	<25
0-26	17,9	24,5	39,8	63	115
26-52	11,9	17,4	31	50	93
52-76	9,9	15	27,3	43,8	83
76-102	8,8	13,5	24,8	40,2	76
102-152	7,5	11,7	21,9	35,5	68
152-203	6,8	10,7	20,1	32,6	63
203-300	5,7	9,1	17,3	28,1	55
300-500	4,9	7,9	14,9	24,3	47,4
>500	4,3	7,1	13,3	21,9	42,7

Tabla 3: Coeficiente superficial externo para cañerías cilíndricas, expresados en Kcal/h^oCm²

Figura 6.3: Convectivo exterior para caños.

Luego 4,3 [Kcal/h°Cm²] expresado en las unidades del SI es 5 [W/m²K], el valor presentado en la tabla 6.2.

La otra incógnita es el coeficiente convectivo interno (hint). Este se obtiene a partir del número de Nusselt (Nu), que es un número adimensional que relaciona la transferencia de calor por la vía convectiva (hint) con respecto a la conductiva (Kfluido o conductividad térmica del fluido), relacionados a través de una longitud característica (L). Entonces:

$$Nu = \frac{h_{int} * L}{K_{fluido}} \rightarrow h_i = \frac{Nu * K_{fluido}}{L}$$

Para calcular el Nusselt se recurre a la utilización de las tablas de correlaciones obtenidas de [24] (Figura 6.4).

Tabla 6.6: Correlaciones conv. forzada, flujo interno, conducto circular

Conducto circular				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
18	$x_{ent} \approx 0.0575 D Re_D Pr$	Laminar, Región de entrada térmica		
19	$f = 64/Re_D$	Laminar, complet. desarrollado		
20	$f = 0.316 Re_D^{-0.4}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D \leq 2 \cdot 10^3$		
21	$f = 0.184 Re_D^{-0.15}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D > 2 \cdot 10^3$		
22	$f = (0.790 \ln(Re_D) - 1.64)^{-2}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^4$		Petukhov
23	$Nu_D = 3.66$	Laminar, completamente desarrollado, T _s cte, Pr ≥ 0.6	Tª media masa	
24	$Nu_D = 4.36$	Laminar, completamente desarrollado, q _s cte, Pr ≥ 0.6	Tª media masa	
25	$Nu_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{0.25}}$	Laminar, entrada térmica con perfil de velocidad completamente desarrollado, T _s cte, Pr >> 1 o zona inicial sin transferencia de calor	Tª media masa	Hausen
26	$Nu_D = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Laminar, ent. térmica e hidrodinámica, T _s cte, $0.48 \leq Pr < 16700$, $[\frac{Re_D Pr}{L/D}]^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14} \geq 2$, $0.0044 < (\mu/\mu_s) < 9.75$	Tª media masa, menos μ_s a T _s	Sieder y Tate
27	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.4} Pr^n$	Turbulento, complet. desarrollado, $Re_D > 10000$, $0.6 \leq Pr < 160$, $(L/D) > 10$, $n = 0.4$ para $T_s > T_m$, $n = 0.3$ para $T_s < T_m$	Tª media masa	Dittus-Boelter
28	$Nu_D = 0.027 Re_D^{0.4} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D > 10000$, $0.7 \leq Pr < 16700$, $(L/D) > 10$	Tª media masa, menos μ_s a T _s	Sieder y Tate
29	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{1/2} - 1)}$	Turbulento, completamente desarrollado, $3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$, $0.5 \leq Pr < 2000$, $(L/D) > 10$, f: Corr. 19 a 22 ó Ábaco de Moody (Gráfica 6.11)	Tª media masa	Gnielinski
30	$Nu_D = 4.82 + 0.0185 (Re_D Pr)^{0.827}$	Turbulento, metales liq., complet. desarrollado, q _s uniforme, $3600 < Re_D < 9.05 \cdot 10^5$, $10^2 < Pe_D < 10^4$	Tª media masa	Skupinski
31	$Nu_D = 5.0 + 0.025 Pe_D^{0.3}$	Turbulento, metales liq., complet. desarrollado, T _s uniforme, $Pe_D > 100$	Tª media masa	Seban y Shimazaki

- La temperatura media de masa es la media aritmética de las temperaturas de masa T_m.
 - Para las correlaciones (26) y (28) las propiedades se evalúan a la temperatura media de masa, salvo μ , que se evalúa a la temperatura superficial.
 - Las correlaciones (27) a (31) pueden utilizarse para calcular Nu local y medio.
 - Las correlaciones para transferencia de masa pueden obtenerse sustituyendo en las correlaciones anteriores Nu y Pr por Sh y Sc respectivamente.

Figura 6.4: Correlaciones de convección forzada para flujo interno en conductos.

Los datos que se poseen del fluido interior (para la condición máxima de 150 [°C] y 10 [kg/cm²]) son los siguientes (Tabla 6.3):

Datos del fluido interno (10 [kg/cm²] y 150[°C])				
Velocidad media [m/s]	Diámetro [m]	Largo cilindro [m]	Densidad aire [kg/m³]	Cp [kJ/kg*K]
3,9	0,4286	1,775	8,340	1,014
Viscosidad din(u) [N.s/m²]	Viscosidad cin(v) [m²/s]	Kaire [W/m.K]	Prandtl (Pr)	Reynolds (Re)
0,0000238	0,00000286	0,03442	0,703	585771

Tabla 6.3: Datos dimensionales y propiedades termodinámicas

Como se mencionó en el capítulo anterior, el número de Reynolds indica si un flujo es turbulento para cuerpos cilíndricos cuando es mayor a 4000. Luego, se debe conocer si podría considerarse un flujo desarrollado analizando la relación entre la longitud y el diámetro del cilindro.

$$L/D = 1,775 [m] / 0,4286 [m] = 4,14$$

Esto nos da un flujo que no está desarrollado. Debido a que se busca una aproximación de las pérdidas, para poder estimar la potencia de las resistencias, se considera correcto tomar una correlación para flujo turbulento y desarrollado. Estas pueden ser la número 27, 28 o 29, y se analizan las limitaciones (Figura 6.5).

27	$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n$	Turbulento, complet. desarrollado, $Re_D > 10000$, $0,6 \leq Pr < 160$, $(L/D) > 10$, $n = 0,4$ para $T_s > T_m$, $n = 0,3$ para $T_s < T_m$	Tª media masa	Dittus-Boelter
28	$Nu_D = 0,027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D > 10000$, $0,7 \leq Pr < 16700$, $(L/D) > 10$	Tª media masa, menos μ_s a T_s	Sieder y Tate
29	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	Turbulento, completamente desarrollado, $3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$, $0,5 \leq Pr < 2000$, $(L/D) > 10$, f : Corr. 19 a 22 ó Ábaco de Moody (Gráfica 6.11)	Tª media masa	Gnielinski

Figura 6.5: Correlaciones posibles a utilizar.

- El número de Reynolds que se posee cumple con todas las correlaciones
- El número de Prandtl también cumple con todas las correlaciones
- La relación de largo sobre diámetro no cumple con ninguna, pero se desestima.

Por lo tanto se opta por la opción más conservadora, es decir, se calculan las tres opciones y luego se selecciona la que brinde un Nu mas alto, que implica un coeficiente convectivo más alto y por lo tanto, mayores pérdidas. La opción que mayor valor de pérdidas brinda es la correlación 28 de Sieder y Tate. Se detallan los cálculos a continuación:

$$Nu_D = 0,027 * Re_D^{4/5} * Pr^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$$

Siendo μ_s a la temperatura superficial del acero, que en este caso se considera igual a la interior

$$Nu_D = 0,027 * 585771^{4/5} * 0,703^{1/3} * (1)^{0,14}$$

$$Nu_D = 987,49$$

Entonces

$$h_i = \frac{Nu * K_{fluido}}{d_{int}} = \frac{987,49 * 0,03442 [W/mK]}{0,4286 [m]} = 79,3 [W/m^2K]$$

Teniendo todos los datos, se procede a utilizar la analogía eléctrica para conocer el flujo de calor por las paredes del cilindro y el perfil de temperaturas. Esto indica que cada material posee una “resistencia” ante la transferencia de calor. Por lo tanto:

$$Q_{cuerpo} = \frac{\Delta T}{\Sigma R}$$

$$R = R_{\text{convectivo interno}} + R_{\text{acero}} + R_{\text{lana}} + R_{\text{cobertura}} + R_{\text{convectivo externo}}$$

$$R = \frac{1}{2\pi r_{\text{int}} L h_{\text{int}}} + \frac{\ln(r_{\text{acero}}/r_{\text{int}})}{2\pi L K_{\text{acero}}} + \frac{\ln(r_{\text{ais}}/r_{\text{acero}})}{2\pi L K_{\text{ais}}} + \frac{\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{ais}})}{2\pi L K_{\text{acero}}} + \frac{1}{2\pi r_{\text{ext}} L h_{\text{ext}}}$$

$$R = \frac{1}{2\pi L} * \left(\frac{1}{r_{\text{int}} h_{\text{int}}} + \frac{\ln(r_{\text{acero}}/r_{\text{int}})}{K_{\text{acero}}} + \frac{\ln(r_{\text{ais}}/r_{\text{acero}})}{K_{\text{ais}}} + \frac{\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{ais}})}{K_{\text{acero}}} + \frac{1}{r_{\text{ext}} h_{\text{ext}}} \right)$$

Se calcula cada término:

$$R_{\text{int}} = \frac{1}{r_{\text{int}} h_{\text{int}}} = 0,059 \text{ [mK/W]}$$

$$R_{\text{acero}} = \frac{\ln(r_{\text{acero}}/r_{\text{int}})}{K_{\text{acero}}} = 0,001068 \text{ [mK/W]}$$

$$R_{\text{aislante}} = \frac{\ln(r_{\text{ais}}/r_{\text{acero}})}{K_{\text{ais}}} = 4,945 \text{ [mK/W]}$$

$$R_{\text{cobertura}} = \frac{\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{ais}})}{K_{\text{acero}}} = 0,00003 \text{ [mK/W]}$$

$$R_{\text{ext}} = \frac{1}{r_{\text{ext}} h_{\text{ext}}} = 0,7166 \text{ [mK/W]}$$

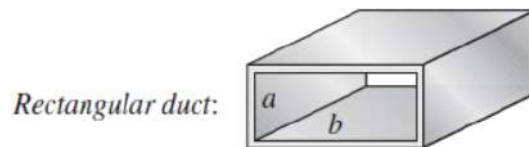
$$R = \frac{1}{2\pi \cdot 1,775 \text{ [m]}} * (0,059 + 0,001068 + 4,945 + 0,00003 + 0,7166) \text{ [mK/W]}$$

$$R = 0,513 \text{ [K/W]}$$

La cantidad de calor por pérdidas convectivas será:

$$Q_{\text{cuerpo}} = \frac{\Delta T}{R} = \frac{423-288 \text{ [K]}}{0,513 \text{ [K/W]}} = 263,14 \text{ [W]}$$

Luego se calculan las pérdidas de calor en las tapas. Para ello se consideran a las tapas como una placa plana. Se inicia calculando el número de Reynolds, que en este caso será considerado a partir del diámetro hidráulico de un ducto rectangular, que es la figura que más se aproxima a la geometría del área analizada (Figura 6.6).



$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$$

Figura 6.6: Diámetro hidráulico en conducto rectangular.

Siendo “a” la distancia entre la tapa y la placa agujereada, y “b” el diámetro del cilindro.

$$d_h = \frac{2 \cdot 0,175[m] \cdot 0,4286[m]}{0,175[m] + 0,4286[m]} = 0,2485 [m]$$

$$Re = \frac{\rho v d_{eq}}{\mu} = \frac{8,34 [Kg/m^3] \cdot 6[m/s] \cdot 0,2485 [m]}{0,0000238 [Kg/m.s]} = 522556$$

La velocidad se obtuvo a partir de los gráficos del capítulo 5 (Fig. 5.18), promediando un valor de velocidad entre las dos tapas.

Se procede a estimar el número de Nusselt con la siguiente Analogía de Chilton-Colburn (Figura 6.7).

7	$Nu_x = 0,0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3}$	Turbulento, local, T_f etc. $0,6 \leq Pr < 60$, $Re_x \leq 10^8$	Tª de película	Analogía de Chilton-Colburn
---	-------------------------------------	---	----------------	-----------------------------

Figura 6.7: Correlacion de Chilton-Colburn.

$$Nu_D = 0,0296 * Re_x^{4/5} * Pr^{1/3}$$

$$Nu_D = 0,0296 * 522556 * 0,703^{1/3} = 988,06$$

Entonces

$$h_i = \frac{Nu * K_{fluido}}{d_h} = \frac{988,06 * 0,03442 [W/mK]}{0,2485 [m]} = 136,84 [W/m^2K]$$

Se calcula por analogía eléctrica la pérdida de calor, para el caso de placa plana, siendo t el espesor de cada capa:

$$Q_{cuerpo} = \frac{\Delta T}{\Sigma R}$$

$$\Sigma R = R_{convectivo\ interno} + R_{acero} + R_{lana} + R_{cobertura} + R_{convectivo\ externo}$$

$$\Sigma R = \frac{1}{Ah_{int}} + \frac{t_{acero}}{AK_{acero}} + \frac{t_{lana}}{AK_{ais}} + \frac{t_{cobertura}}{AK_{acero}} + \frac{1}{Ah_{ext}}$$

Se calcula cada término, retirando como común denominador al área A, que será el área de una tapa:

$$R_{int} = \frac{1}{h_{int}} = 0,073 [m^2K/W]$$

$$R_{acero} = \frac{t_{acero}}{K_{acero}} = 0,000236 [m^2K/W]$$

$$R_{aislante} = \frac{t_{lana}}{K_{ais}} = 1,25 [m^2K/W]$$

$$R_{cobertura} = \frac{t_{cobertura}}{K_{acero}} = 0,000008 [m^2K/W]$$

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext}} = 0,2 [m^2K/W]$$

$$\Sigma R = \frac{4}{\pi * (0,4286 [m])^2} * (0,073 + 0,000236 + 1,25 + 0,000008 + 0,2) [m^2 K/W]$$

$$\Sigma R = 10,1 [K/W]$$

La cantidad de calor por pérdidas convectivas será:

$$Q_{tapa} = \frac{\Delta T}{\Sigma R} = \frac{423-288 [K]}{10,1 [K/W]} = 13,36 [W]$$

Finalmente,

$$Q_{p-convección} = Q_{cuerpo} + 2 * Q_{tapa}$$

$$Q_{p-convección} = 263,14 [W] + 2 * 13,36 [W]$$

$$Q_{p-convección} = 289,87 [W]$$

6.2.2 Pérdidas por radiación

Para este tipo de pérdidas, se evalúa con la siguiente expresión:

$$Q_{p-radiación} = \sigma * \varepsilon * \text{Área} * (T_{superficie}^4 - T_{ambiente}^4)$$

Siendo:

- $\sigma = 0,566 \times 10^{-7} [W/m^2 K^4] \rightarrow$ Constante de Stefan – Boltzmann
- $\varepsilon = 0,15 \rightarrow$ emisividad de cobertura de acero galvanizado

En primera instancia se debe conocer la temperatura de la superficie exterior, es decir de la cobertura. Para ello se procede a evaluar la siguiente expresión:

$$Q_{p-convección} = \frac{T_{interior} - T_{superficie}}{R_{convectivo\ interno} + R_{acero} + R_{lana} + R_{cobertura}}$$

$$T_{superficie} = T_{interior} - Q_{p-convección} * (R_{convectivo\ interno} + R_{acero} + R_{lana} + R_{cobertura})$$

Se analiza a partir del calor de pérdidas convectivas calculado, considerando que la resistencia no incluye la convección externa. Entonces:

$$T_{superficie} = 423 [K] - (289,87 [W] * 0,449 [K/W])$$

$$T_{superficie} = 292,8 [K] = 19,05 [^{\circ}C]$$

Entonces:

$$Q_{p-radiación} = \sigma * \varepsilon * \text{Área} * (T_{superficie}^4 - T_{ambiente}^4)$$

$$Q_{p-radiación} = \sigma * \varepsilon * (A_{cilindro} + 2A_{tapa}) * (T_{superficie}^4 - T_{ambiente}^4)$$

$$Q_{p\text{-radiación}} = 0,567 \times 10^{-7} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right] * 0,15 * 3,6 [m^2] * (292,8[K]^4 - 288[K]^4)$$

$$Q_{p\text{-radiación}} = 14,39 [W]$$

6.2.3 Pérdidas por conducción

Estas pérdidas son desestimadas debido a que entre el material de la cobertura y el aire, el mecanismo de transferencia de calor predominante es la convección.

6.2.4 Pérdidas totales

Nuevamente se analiza la expresión del calor de pérdidas totales en régimen permanente, que es:

$$Q_{p\text{érdidas}} = Q_{p\text{-convección}} + Q_{p\text{-radiación}} + Q_{p\text{-conducción}}$$

$$Q_{p\text{érdidas}} = 289,87 [W] + 14,39 [W] + 0$$

$$Q_{p\text{érdidas}} = 304,26 [W]$$

6.3 Selección de resistencias y verificación

Las resistencias que se utilizarán son del tipo blindadas y aletadas, similares a las que se utilizan en caloductos y calefactores de conducto industriales (Figura 6.8).



Figura 6.8: Tipo de resistencias aletadas que se utilizarán.

Este tipo de resistencias se pueden obtener en diferentes valores de potencia y geometría. Normalmente los fabricantes realizan fabricaciones a medida, debido a que no todas las aplicaciones son compatibles con una geometría estándar.

Los valores más bajos y comunes son de 1500 [W], 1700 [W] o 2000 [W]. Estas se pueden colocar en paquetes resistivos trifásicos, triplicando la potencia individual.

En un ciclo típico, se considerarán las pérdidas en el régimen permanente como constantes. Si consideramos un 20% adicional al calor de pérdidas, para tener en cuenta cualquier derivación de la realidad, entonces:

$$Q_{pérdidas} = 304,26 [W]$$

$$Q_{pér-total} = 304,26 [W] * 1,2 = 365,52 [W]$$

Si se selecciona el valor más bajo de resistencias, es decir, las de 1500 [W], se pretende conocer en qué tiempo se logra calentar la masa de aire interna, tal como se expresó en el punto 6.1. Con una sola resistencia, la potencia disponible para calentar el aire será:

$$Q_{disp} = P_{total} - Q_{pér-total}$$

$$Q_{disp} = 1500[W] - 365,52 [W] = 1134,48 [W]$$

A partir del dato de cuánta energía es necesaria para elevar la temperatura de 15 [°C] a 150 [°C], entonces:

$$Energía\ necesaria = 410 [kJ]$$

$$tiempo = \frac{E}{P_{disp}} = \frac{410000 [J]}{1134,48 [W]} = 361 [s] \approx 6[min]$$

Este tiempo calculado, no tiene en cuenta los elementos internos, la carga de materiales compuestos en un ciclo, ni la inercia térmica de las resistencias durante el encendido. Existe una transferencia de calor del aire a estos elementos, por lo que el aire tardará más en llegar a la temperatura de régimen. El cálculo previo es para estimar si el valor de resistencia brinda un dato de tiempo relativo cercano a los ciclos reales de otros autoclaves, que se encuentran en 20 o 30 minutos (ver Figura 3.3).

Debido a que se pretende que el autoclave tenga versatilidad en la configuración de ciclos de curado, la potencia de las resistencias puede ser mayor. Esto permite ciclos de alta rampa inicial de temperatura, y de ser necesario menores tiempos de rampa, el control actuará apagando las resistencias.

Por lo tanto, se procede a elegir un paquete de 3 resistencias de 1500 [W], dando una potencia total de 4500 [W].

7. Control, accesorios e instrumentación

En este capítulo, se realiza el diseño de un sistema que controla las variables que el proceso requiere, y permite al equipo cumplir su función. Debido a que este equipo tiene como propósito ser utilizado en un laboratorio para el estudio del procesamiento de materiales compuestos, el enfoque del control se centra en permitir al usuario/operador alterar las variables del proceso. Esto le permite luego analizar los resultados sobre las piezas, como podrían ser las propiedades mecánicas, y sus variaciones al modificar tiempos de procesamiento, temperaturas, presiones, entre otros.

7.1 Elección del sistema de control

Se pueden hallar múltiples variantes de equipamiento para el control del equipo. En este caso, se opta por utilizar un controlador lógico programable (PLC) por las siguientes razones:

Robustez: su funcionamiento es difícilmente afectado por variables externas como temperatura, humedad, ruido eléctrico, y es la principal razón por la que es ampliamente utilizado en la industria.

Capacidad de procesamiento: Posee grandes cantidades de funcionalidades predefinidas y la capacidad de realizar operaciones muy grande. Por otro lado, también puede controlar gran cantidad de entradas y/o salidas. Si fuera necesario aumentar la cantidad de entradas y/o salidas (en caso que las del módulo base no sean suficientes), existe la posibilidad de añadir módulos de entradas/salidas adicionales.

Facilidades en la programación: Las interfaces de trabajo son simples y fáciles de entender, con una gran variedad de herramientas y funciones, acordes a procesos industriales. La lógica de programación en formato de bloques o en escalera ("Ladder") facilita la visualización del control del proceso. Posee simpleza a la hora de realizar modificaciones a un programa ya hecho.

Escalabilidad y flexibilidad: La capacidad de procesamiento en conjunto con la amplia variedad de módulos y accesorios, permite que un equipo mantenga su mismo equipo de control, incrementando las prestaciones o funciones que puede ofrecer o realizar.

En este proyecto, se utiliza un PLC del fabricante Siemens, de la serie Logo, la más básica de la marca. A continuación se seleccionan los dispositivos y elementos de control necesarios para el funcionamiento del equipo, y luego se seleccionará el modelo del PLC.

7.2 Dispositivos de control de presión

La alimentación de aire para el autoclave será otorgada por un compresor externo. La habilitación para que ese aire ingrese y salga de la cámara será mediante electroválvulas controladas por el PLC.

Para la inyección y expulsión de aire se eligen válvulas solenoides o electroválvulas de uso general, como la de la Figura 7.1:



Figura 7.1: Válvula solenoide o de dos vías

Para la selección de esta válvula se verifica que sean para uso con aire caliente, y soporte la presión máxima de trabajo de 10 [bar]. Se preselecciona una válvula del fabricante Jefferson, de la serie 1342 (Figura 7.2).



Serie 1342



Aplicaciones:

- Bombas, equipos de lavado.
- Irrigación. Compresores. Controles de polución.
- Calefacción con vapor de media y alta presión.
- Autoclaves. Lavaderos industriales.
- Nebulización, irrigación.
- Secadores de aire. Tratamiento de aguas.

Figura 7.2: Aplicaciones de la válvula serie 1342 de la marca Jefferson.

Dentro de esta serie se pueden hallar dos opciones según tipo de accionamiento. Para el ingreso de aire se selecciona la NC (Normal cerrada), ya que cuando la válvula esté desenergizada (equipo apagado o falta de tensión), estará cerrada, sin que haya peligro de que se presurice la cámara. Para el caso de la salida de aire al terminar el ciclo, se selecciona una NA ya que ante la ausencia de energía, se libera la presión que pueda tener la cámara interna (Figura 7.3).

***Importante:** cuando se use corriente continua (CC), la máxima presión diferencial de operación se reduce en un 25% de la indicada en tabla

Tipo	Diferencia de presión de trabajo				Máxima con vapor de agua		Máxima con otros fluidos			
	Mínima		Otras		Asiento de PTFE		Asiento de PTFE		Otros asientos	
	bar	psi	bar	psi	bar	psi	bar	psi	bar	psi
NC	0,5	7,5	0,2	3	10	150	17 *	255 *	15 *	225 *
NA	0,5	7,5	0,2	3	10	150	10	150	10	150

Figura 7.3: Presión admisible de las válvulas.

Las válvulas de este modelo se pueden hallar en tamaños de 3/4" a 3". En catálogos, se puede hallar para cada válvula un factor de flujo Kv que relaciona la caída de presión en la válvula con el caudal.

Se procede a calcular cuál es el Kv mínimo que tiene que tener la válvula para esta aplicación, considerando un ciclo típico como el de la Figura 3.3. Para ello, se basa el cálculo en los lineamientos de ingeniería del fabricante Emerson/Asco [25]. Este contempla el cálculo del factor Kv considerando que las condiciones del aire que atraviesa la válvula son a una presión de 6 [bar] y una temperatura de 20[°C].

Entonces:

- $P_{in} = P_{entrada} = 10 \text{ [bar]} \rightarrow$ Presión en la línea de alimentación
- $P_{out} = P_{salida} = 6 \text{ [bar]} \rightarrow$ Presión típica de ciclo
- $Kv \rightarrow$ Factor de caudal en [lts/min]
- $Q = \frac{256 \text{ [lts]}}{2 \text{ [min]}} = 128 \text{ [lts/min]} \rightarrow$ Caudal máximo estimado de aire a 6 [bar] y 20[°C]

Si se cumple que:

$$\Delta P < P_1/2 \rightarrow Q = 28,16 * K_v * \sqrt{\Delta P * P_1}$$

Se comprueba la relación:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 \text{ [bar]} - 6 \text{ [bar]} = 4 \text{ [bar]} < 5 \text{ [bar]} = \frac{P_1}{2}$$

Se reordena la ecuación:

$$Kv_{min} = \frac{Q}{28,16 * \sqrt{\Delta P * P_1}} = \frac{128}{28,16 * \sqrt{4 * 10}} = 0,72 \text{ [lts/min]}$$

Es decir que se debe seleccionar una válvula con un Kv mayor al indicado para que la caída de presión no sea significativa y se transforme en un cuello de botella del circuito de aire. Se recurre al catálogo de la Figura 7.4:

Especificaciones técnicas - Cuerpo de bronce											
Ø conex. ins.	Ø orificio		Factor de flujo		Peso		Max. temp. y Nº de catálogo de acuerdo al material del asiento				
	mm	ins.	Kv	Cv	kg	Lb	Buna "N"	Neoprene	EPDM	FKM	PTFE
							80 °C / 176 °F	80 °C / 176 °F	145 °C / 293 °F	150 °C / 302 °F	180 °C / 356 °F
Normalmente cerrada											
3/4"	20	0,79	5	5,9	1,2	2,6	1342BA06	1342BN06	1342BE06	1342BV06	1342BT06
1"	26	1,02	11	13	1,7	3,8	1342BA08	1342BN08	1342BE08	1342BV08	1342BT08
1,1/2"	38	1,50	25	29	3,1	6,8	1342BA12	1342BN12	1342BE12	1342BV12	1342BT12
2"	50	1,97	40	47	4,1	9,0	1342BA16	1342BN16	1342BE16	1342BV16	1342BT16
2,1/2"	76	3,00	66	77	19	42	1342BA20	1342BN20	1342BE20	1342BV20	1342BT20
3	76	3,00	85	99	18	40	1342BA24	1342BN24	1342BE24	1342BV24	1342BT24
Normalmente abierta											
3/4"	20	0,79	5	5,9	1,2	2,6	1342BA06INA	1342BN06INA	1342BE06INA	1342BV06INA	1342BT06INA
1"	26	1,02	11	13	1,7	3,8	1342BA08INA	1342BN08INA	1342BE08INA	1342BV08INA	1342BT08INA
1,1/2"	38	1,50	25	29	3,1	6,8	1342BA12INA	1342BN12INA	1342BE12INA	1342BV12INA	1342BT12INA
2"	50	1,97	40	47	4,1	9,0	1342BA16INA	1342BN16INA	1342BE16INA	1342BV16INA	1342BT16INA
2,1/2"	76	3,00	66	77	19	42	1342BA20INA	1342BN20INA	1342BE20INA	1342BV20INA	1342BT20INA
3	76	3,00	85	99	18	40	1342BA24INA	1342BN24INA	1342BE24INA	1342BV24INA	1342BT24INA

Figura 7.4: Especificaciones técnicas de los modelos.

Entonces se seleccionan dos válvulas de 3/4" cuyo Kv es de 5 [lts/min], con asiento de PTFE. Se selecciona de este material debido a que una vez que la válvula esté cerrada, el asiento debe sellar la salida del aire de la cámara interna cuya temperatura será como máximo de 150[°C].

Las válvulas seleccionadas son el modelo 1342BT06 y el 1342BT06INA del fabricante Jefferson (serie 1342). La válvula de salida automáticamente operada por el sistema, también estará asociada a un golpe de puño que liberará la presión interna ante cualquier emergencia que detecte el operario.

Durante el proceso de calentamiento, una vez presurizada la cámara, el aire se expandirá, aumentando la presión. Para mantener la presión interna en el valor seteado, se selecciona una válvula solenoide de menor tamaño, para que evacúe la presión excedente. El tamaño es menor ya que sino puede evacuarse mucho aire y hacer que se vuelva a abrir la válvula de ingreso para compensar esta pérdida, y puede llegar a suceder que las válvulas "clapeteen", es decir, que se abran y cierren constantemente. Se recurre al catálogo de la serie 1390 del mismo fabricante, correspondiente con la Figura 7.5:

***Importante:** cuando se use corriente continua (CC), la máxima presión diferencial de operación se reduce en un 25% de la indicada en tabla

Diferencia de presión de trabajo

Tipo	Minima		Máxima con vapor de agua				Máxima con otros fluidos	
			Asiento de PTFE		Asiento de EPDM			
	bar	psi	bar	psi	bar	psi	bar	psi
NC	0,1	1,5	10	150	3	45	15 *	225 *
NA	0,1	1,5	10	150	3	45	10	150

Especificaciones técnicas - Cuerpo de bronce

Ø conex. ins.	Ø orificio		Factor de flujo		Peso		Max. temp. y N° de catálogo de acuerdo al material del asiento				
	mm	ins.	Kv	Cv	kg	Lb	Buna "N"	Neoprene	EPDM	FKM	PTFE
							80 °C / 176 °F	80 °C / 176 °F	145 °C / 293 °F	150 °C / 302 °F	180 °C / 356 °F
Normalmente cerrada											
1/4"	6	0,24	0,80	0,94	0,70	1,6	1390BA2	1390BN2	1390BE2	1390BV2	1390BT2
3/8"	9	0,35	1,60	1,87	0,65	1,4	1390BA3	1390BN3	1390BE3	1390BV3	1390BT3
1/2"	12	,47	2,35	2,75	0,90	2,00	1390BA4	1390BN4	1390BE4	1390BV4	1390BT4

Figura 7.5: Especificaciones técnicas de los modelos serie 1390.

Se selecciona una válvula solenoide de 1/2" (NC) modelo 1390BT4, del fabricante Jefferson, serie 1390.

Luego, para la lectura de presión interna, se coloca un transductor de presión del fabricante Wika como el de la Figura 7.6:



Figura 7.6: Transductor de presión del fabricante Wika.

Se selecciona el modelo S11 apto para presiones 0-16 [bar], y cuya salida es de 0-10 [V]. Como se aprecia en la figura, posee un disipador para que la temperatura del medio admisible sea 150 [°C]. Luego el sello es de EPDM, para soportar la presión interna. La conexión de este transductor es rosca G (BSP) de 1/2”.

Por último, se selecciona una válvula de seguridad de alivio a resorte con escape conducido, como la de la Figura 7.7:



Figura 7.7: Válvula de seguridad.

La misma se regulará a una presión de 10 [bar] que es la máxima admitida en el autoclave. El modelo seleccionado es el 3190-06 del fabricante Genebre, con una conexión hembra de 1”.

7.3 Dispositivos de control de temperatura

Para la selección de estos dispositivos, se recurre a seguir los lineamientos de una normativa de calidad interna proporcionados por la compañía local FadeA que utiliza estos equipos. En ellos se destaca que existen condiciones que clasifican a los

autoclaves según sus prestaciones, por lo que se realizan pruebas de homogeneidad de temperatura, y de control de instrumentación. La clase del equipo se basa en la diferencia de grados [°C] que hay en la cámara de trabajo. A menor diferencia, mayor es la clase.

Los requerimientos de elementos de control para un autoclave de menos de 4,3 [m³] de volumen, y del tipo de pirometría de mayor nivel (condición necesaria para alcanzar la clase más alta) son:

- Un controlador y registrador independiente
- Una termocupla para el registrador colocado en el punto de temperatura más baja de la zona de trabajo
- Una termocupla para el registrador colocado en el punto de temperatura más alta de la zona de trabajo
- Una termocupla para el controlador colocado en el punto de temperatura media de la zona de trabajo

El propio PLC es considerado como el controlador. Luego, para el registrador, pueden utilizarse una sonda o sensor de temperatura junto con una plaqueta básica de Arduino, o dispositivos comerciales para hornos.

Las termocuplas a utilizar para el registrador serán las tipo K, como se enseña en la Figura 7.8, cuyo rango de medición es de -200 [°C] a 1100 [°C]. La forma de fijarlas al autoclave se enseña en la Figura 7.9.



Figura 7.8: Termocupla tipo K.

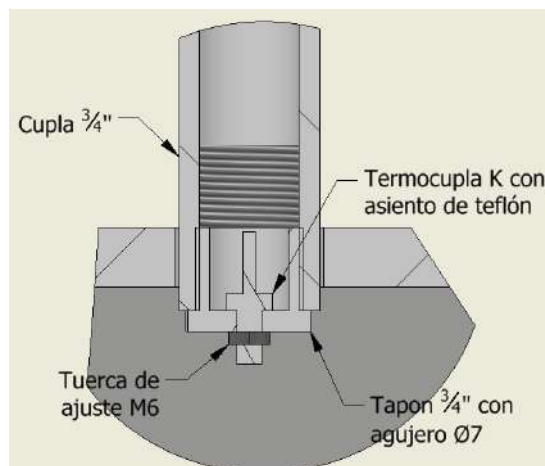


Figura 7.9: Colocación en autoclave.

Luego, para el controlador, se utilizará una sonda PT100 de 3 hilos, que es un sensor del tipo RTD (Detector de temperatura por resistencia, Figura 7.10). Este dispositivo posee una respuesta más lenta pero es más sensible que una termocupla, ideal para cambios de temperatura lentos, como en este caso.



Figura 7.10: Sonda PT100.

Luego, para las pruebas de homogeneidad, se establece que para un autoclave se deben colocar como mínimo 9 termocuplas de prueba calibradas, distribuidas según establece la normativa. Esto no quiere decir que sean fijas del equipo, sino que se dejará el espacio o accesorio de conexión para su colocación eventual cada vez que se realicen las pruebas.

También se selecciona un termostato de seguridad como el de la Figura 7.11.



Figura 7.11: Termostato de seguridad de la marca Fantini Cosmi.

El modelo es C08B del fabricante Fantini Cosmi, cuyo rango de temperaturas es de 90 a 200 [°C]. El mismo se setea a 160 [°C], ya que el valor máximo de temperatura que puede alcanzar el autoclave es de 150 [°C].

Para el control de las resistencias, se utilizan relés de estado sólido como los de la Figura 7.12, ya que admiten alta cantidad de maniobras. Se coloca uno por cada resistencia.



Figura 7.12: Relé de estado sólido.

7.4 Instrumentos

Además de los accesorios, es importante que el equipo tenga instrumentos de medición de las variables que se puedan apreciar a simple vista, para identificar problemas rápidamente, independientemente del sistema de control. Por lo tanto se selecciona un manómetro y un termómetro, ambos con conexión inferior de 1/2", como los de las Figuras 7.13 y 7.14.



Figura 7.13: Manómetro 0 a 11 bar.



Figura 7.14: Termómetro 0 a 200 [°C].

7.5 Accesorios del sistema de vacío

Para las conexiones del sistema de vacío, se utiliza un sistema de acople rápido, que consta de dos partes. Una denominada enchufe (ver Figura 7.15), que es la parte fija de la unión, y otra que es la clavija, que es la parte que se une a la manguera de vacío. La unión viene en diferentes diámetros, y se selecciona el diámetro de cuerpo de válvula de 1/2", para un diámetro de manguera de 3/8". Por lo tanto, en el autoclave se sueldan al cuerpo cuplas de 1/2" donde se conectarán estas piezas (Figura 7.16).



Figura 7.15: Enchufe acople rápido.

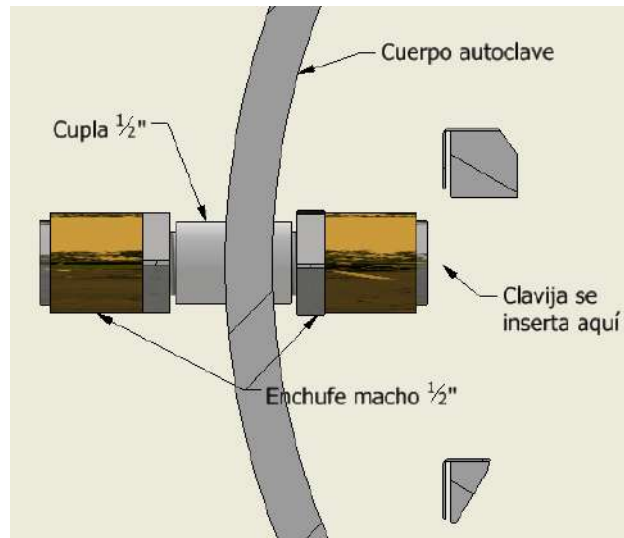


Figura 7.16: Forma de instalación.

7.6 Bloqueo de puerta

Para habilitar el inicio del proceso, el sistema detectará que se coloque una traba a la puerta. Esta traba evita que inconscientemente se opere sobre el sistema de apertura, que pueda poner en riesgo al operario. Para ello se utiliza un pasador, cuya posición es detectada por un sensor inductivo del tipo PNP, como se enseña en la Figura 7.17 y 7.18.



Figura 7.17: Sensor inductivo.

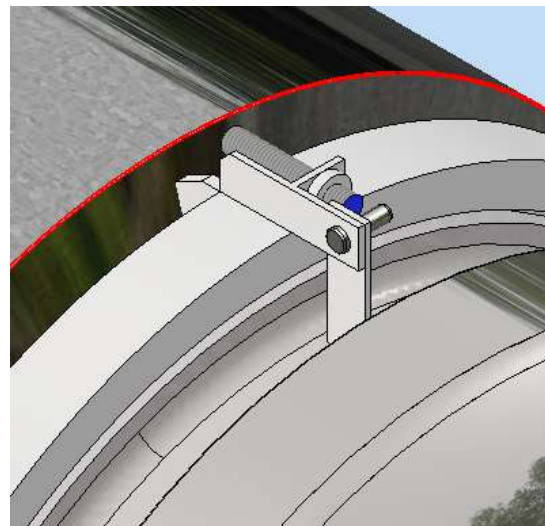


Figura 7.18: Posición en puerta frontal del autoclave.

Si se saca la traba antes que termine el ciclo, es decir antes de que la diferencia entre la presión interna y la externa sea cero, sonará una alarma.

7.7 Control de sistema de recirculado

Para el sistema de recirculado se selecciona un variador de frecuencia Siemens Sinamics V20 380 [VCA] de una potencia de 1,1 [kW] / 1,5 [HP] (Figura 7.19). Debido a que se puede trabajar a diferente presión interna, esta ejercerá mayor o

menor contrapresión sobre el ventilador. Como se busca una velocidad constante de aire en la zona de trabajo, se utiliza el variador que responderá ante estas variaciones de condiciones de presión.



Figura 7.19: Variador de velocidad Siemens

7.8 Dispositivos en autoclave

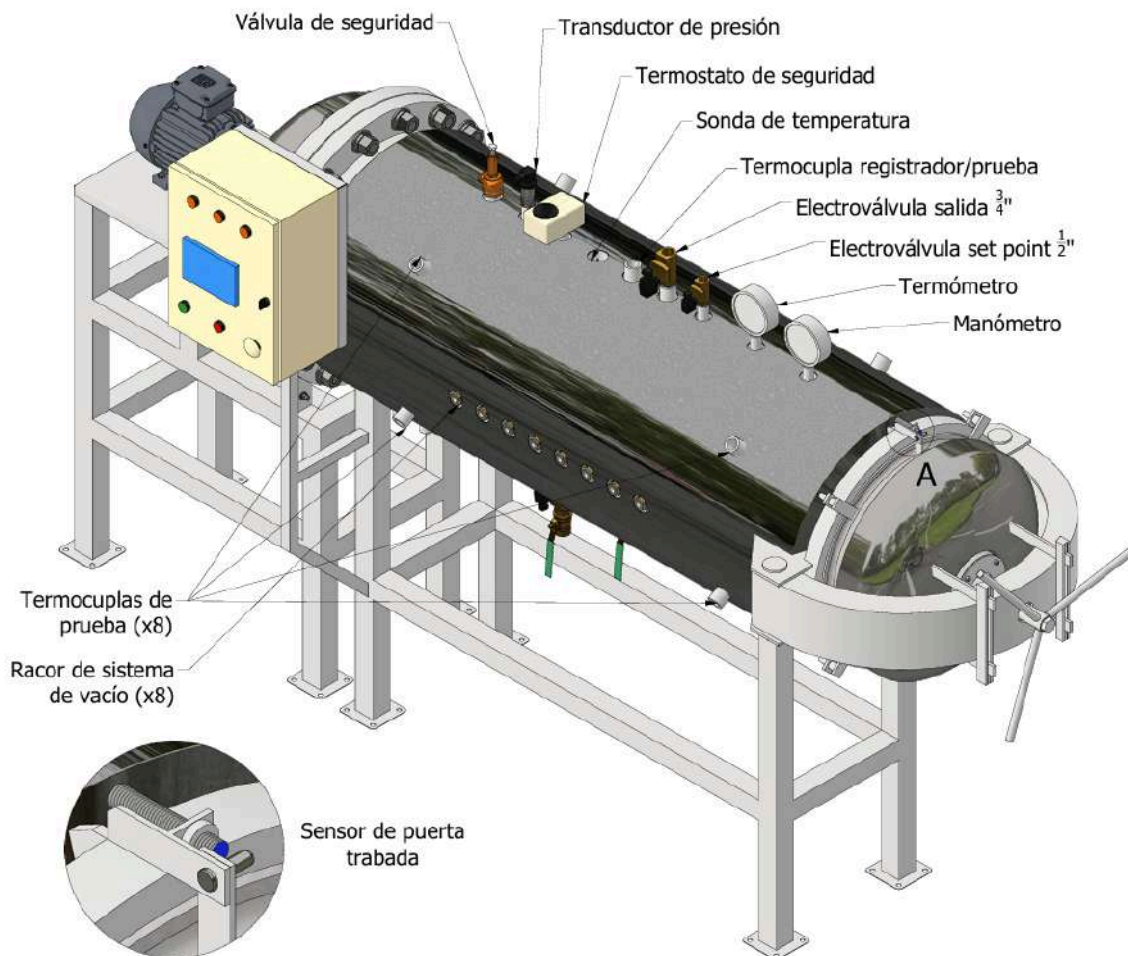


Figura 7.20: Elementos colocados en el autoclave.

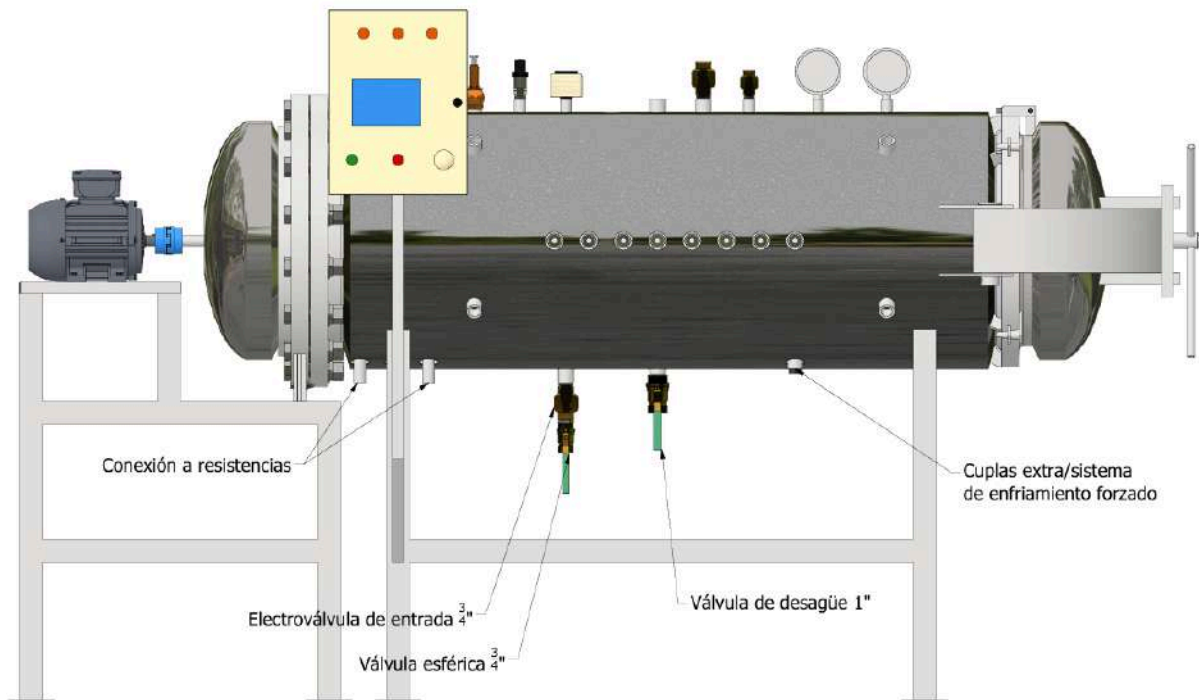


Figura 7.21: Elementos colocados en el autoclave.

7.9 Selección de modelo de PLC

Para seleccionar correctamente el PLC, se debe tener en cuenta que parámetros son los que tiene como entradas y cuales como salidas. Primero se identifica qué tipos de entradas/salidas existen.

- Entrada digital (DI): Son entradas que definen el estado de una variable, ya sea apagado/encendido, abierto/cerrado, o energizado/desenergizado.
- Entrada analógica (AI): Estas entradas son aquellas de variables físicas que son transformadas a una señal eléctrica para poder comunicar al PLC. Existen dos tipos de señales analógicas, las 0-10 [V] y las 4-20 [mA]. El PLC Logo base solo lee señales 0-10 [V], pero existe la posibilidad de mediante un arreglo eléctrico con una resistencia, transformar una señal 4-20 [mA] a 0-10 [V].
- Salida digital a transistor (DO): Nuevamente, una variable digital indica un estado, similar a un contacto abierto o cerrado. En este caso el contacto se cierra mediante un transistor. La ventaja que tiene este tipo de salida es la rapidez y el casi nulo desgaste. Solo puede admitir cargas de corriente continua.
- Salida digital a relé (RO): La diferencia con la anterior, es que el contacto se cierra mediante la acción mecánica de un relé. Esta tiene como ventaja que hay una aislación entre la salida y el PLC, y que admite cargas tanto de corriente continua como alterna. Como desventaja su lentitud comparada a las salidas DO.

- Salida analógica (AO): Las señales de salidas se pueden entregar en formato 0-10 [V] o 4-20 [mA]. El módulo base del Logo no las posee, pero de ser necesario se agregan módulos de salida analógicos.

A continuación, a partir de los elementos seleccionados, se analiza que tipo de entrada/salida son, y en qué tipo de tensión (24V/220V y DC o AC).

- Sensor inductivo de traba de puerta: El mismo se alimenta con tensión continua de 24 [V]. Por lo tanto se necesita una entrada digital (DI).
- Transductor de presión: Señal 0-10 [V]. Se selecciona de alimentación 24V DC. Para leer esta variable con el PLC se necesita una entrada analógica (AI), que la posee el módulo base.
- Sonda de temperatura PT100: La sonda transmite una señal 4-20 [mA] y necesita una fuente para generarla. Para esta variable se necesita una entrada analógica (AI) que no posee el módulo base del PLC.
- Electroválvula entrada y salida de aire, y de mantenimiento de set point: Se necesitan 3 salidas, y debido a que las electroválvulas más comunes se alimentan con tensión alterna, las salidas del PLC deben ser del tipo salidas a relé.
- Resistencias: En este caso se puede utilizar una sola salida, conectada a los tres relés de estado sólido previamente seleccionados, para comandar las resistencias. Otra alternativa es hacer una salida independiente por resistencia, lo que daría un control más preciso prendiendo solo una resistencia al estar cercano al set point.
- Sistema de vacío: Se deja una salida libre para la habilitación del sistema de vacío.
- Variador: Se deja una salida libre para la habilitación del sistema de vacío.

Debido a que se necesitan entradas de 24 [V], el PLC seleccionado es el LOGO!12/24RCE, 8DI(4AI)/4DO, 400 Blocks (6ED1052-1MD08-0BA2), que se enseña en la Figura 7.22.



Figura 7.22: PLC Logo!8.

Finalmente, debido a que se necesitan en total como mínimo 6 salidas (máximo 8, independizando las resistencias) y el módulo básico de PLC tiene 4 salidas, se selecciona un módulo de ampliación. Se elige el de 4 salidas, que si se unifican las resistencias, el sistema tiene dos salidas libres para poder escalar las prestaciones ante cualquier mejora que se le agregue, como por ejemplo, un sistema de enfriamiento forzado. El módulo que se selecciona es el LOGO! DM8 24 Exp. mod., 4DI/4DO cuyo número de artículo es 6ED1055-1CB00-0BA2 (Figura 7.23).



Figura 7.23: Módulo de ampliación de I/O DM8.

Al dispositivo se le suma una fuente LOGO!Power/1AC/24VDC/4A cuyo número de artículo es 6EP3333-6SB00-0AY0, para poder transformar la tensión de 220 [V(AC)] a 24 [V(DC)] (Ver Figura 7.24). La fuente admite un consumo de 4 [A] ya que el módulo base consume una corriente máxima de 1,2 [A] con todas las salidas digitales activas, y el módulo de ampliación consume 2,4 [A] con todas sus salidas activas, dando un total de 3,6 [A] de carga máxima.



Figura 7.24: Fuente 220AC/24DC-4A.

Debido a que la sonda PT100 necesita una fuente para poder enviar la señal, se selecciona un transmisor de temperatura Sitrans TH100 (Ver Figura 7.25), en conjunto con un módulo LOGO! AM2 Exp. mod., 12/24V, 2AI, cuyo número de artículo es 6ED1055-1MA00-0BA2 (Ver Figura 7.26). Se selecciona esta combinación ya que cumple con lo requerido y además permite tener una entrada analógica libre para futuras prestaciones.



Figura 7.25: Transmisor de temperatura para PT100.



Figura 7.26: Módulo AM2, que incluye 2 entradas analógicas 0-10[V] o 4-20[mA].

7.10 Descriptivo de funcionamiento

Las tareas previas que se deben realizar previo a iniciar un ciclo se describen en el diagrama de flujo de la Figura 7.27:

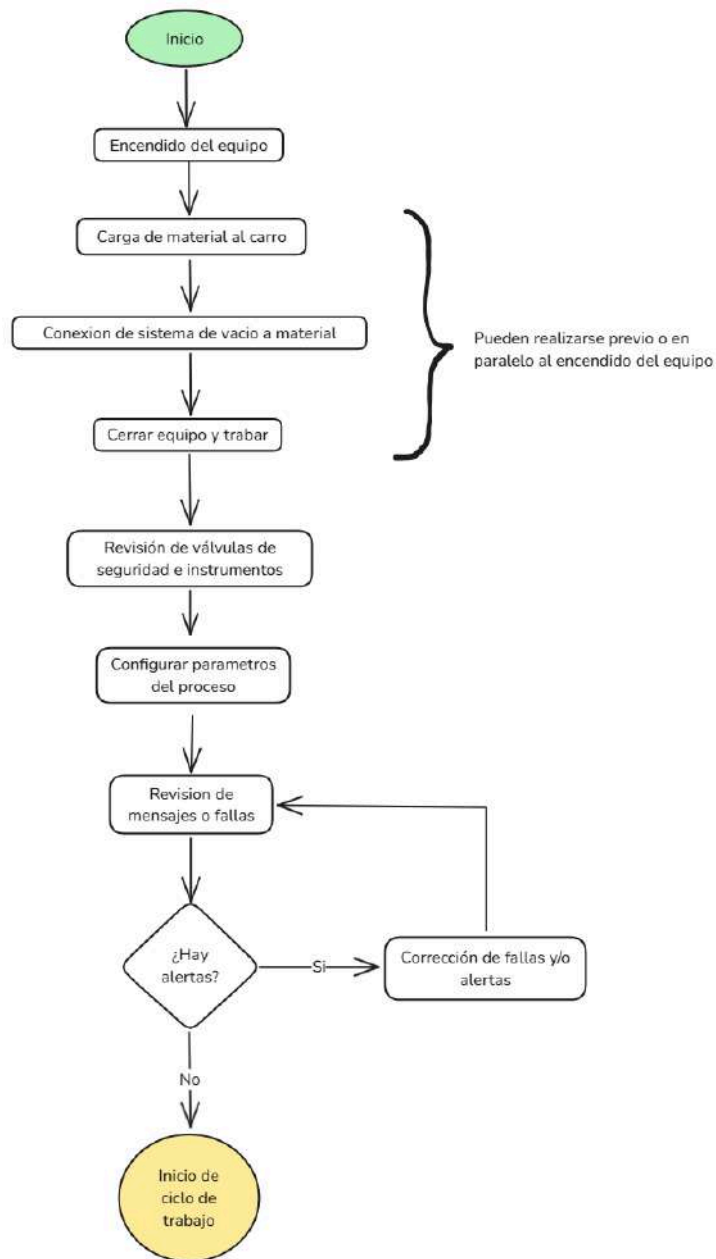


Figura 7.27: Diagrama de flujo del operario previo al inicio del ciclo.

Luego, el ciclo de trabajo dentro del autoclave consiste en lo indicado en el diagrama de flujo de la Figura 7.28:

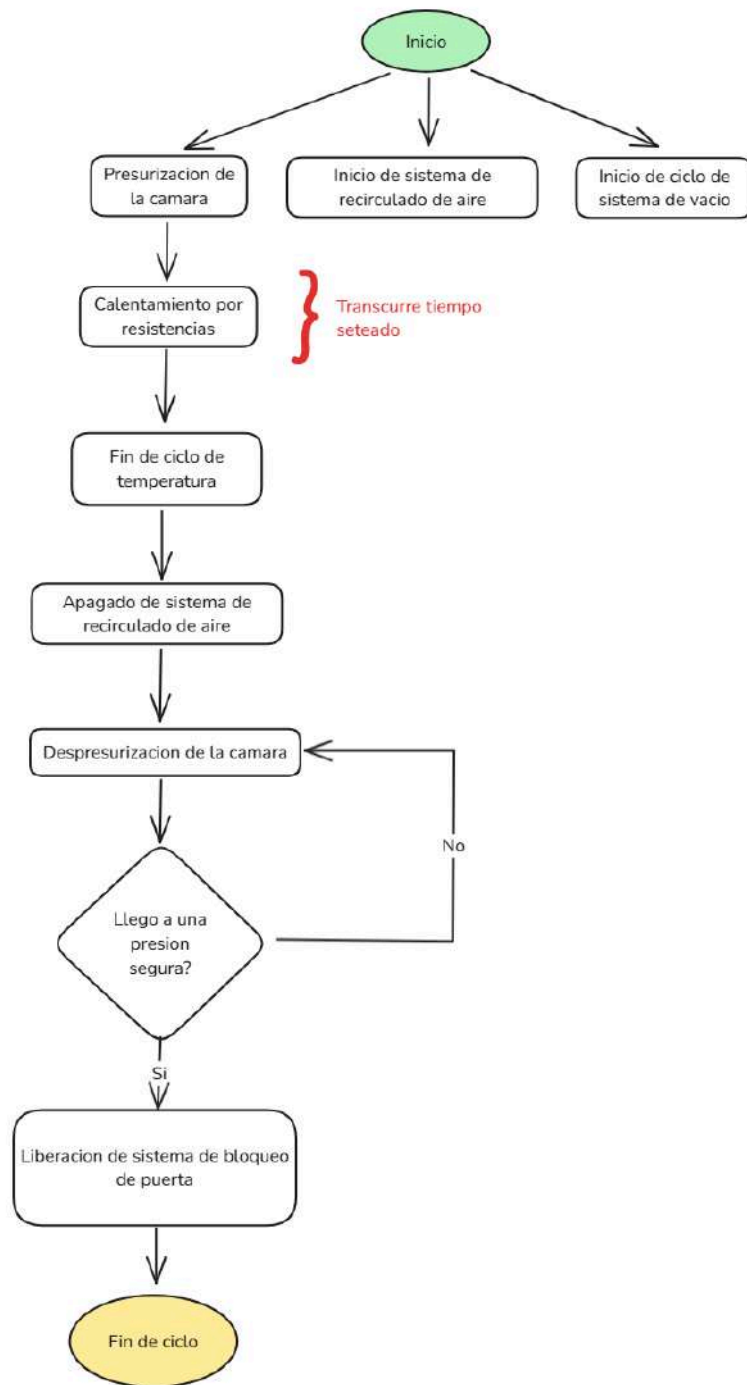


Figura 7.28: Diagrama de flujo del ciclo del autoclave.

En los Anexos 2 y 3 se especifica la programación del PLC y el diseño del tablero que contiene los elementos de control y seguridad eléctrica.

8. Conclusiones

En este trabajo se presentó el diseño de los componentes y partes que en conjunto conforman un autoclave para la manufactura de materiales compuestos. El diseño se basó en tres pilares: seguridad, facilidad de uso y versatilidad. De acuerdo a los requerimientos técnicos investigados y en correlación a los necesitados por el grupo de Materiales Compuestos Termorrígidos Estructurales del INTEMA y de la Facultad de Ingeniería, se logró cumplir con los objetivos planteados: un autoclave que soporte 10 [kg/cm²] de presión y una temperatura de 150 [°C].

El análisis fluidodinámico y térmico permitió conocer o anticipar las características del funcionamiento del equipo, anticipando los detalles necesarios para un buen diseño.

Otro pilar del diseño es la consideración del mantenimiento, y la facilidad del armado y desarmado del equipo y sus partes. En un aparato sometido a presión, la seguridad es primordial, y un buen mantenimiento disminuye notablemente las posibilidades de fallos y/o accidentes.

El sistema de control del equipo permite que el usuario haga cambios sobre los valores de presión, temperatura, rampa de calentamiento y tiempos de proceso, lo necesario para estudiar comportamientos del material según el ciclo realizado. También puede adaptarse a nuevas necesidades, modificando la programación.

Se ha realizado un modelo tridimensional del autoclave que actúa como un punto de partida para el diseño de todas las mejoras o cambios que se quieran aplicar al equipo. Este diseño está abierto a cambios y/o mejoras, y pensado para lograr escalabilidad en sus prestaciones.

A partir de este proyecto final pueden realizarse otros proyectos finales, que pueden incluir el desarrollo de un sistema de enfriamiento forzado, el desarrollo y cálculo del sistema de vacío, la ingeniería de detalle para la confección de planos constructivos y planos de montaje del equipo en su posición final. Además, se deberá realizar la puesta a punto y pruebas hidráulicas y de funcionamiento, que corroboren un correcto diseño. A partir de este equipo, se incrementa la capacidad de análisis y pruebas que desarrolla el grupo que demandó el equipo, agregando valor a sus tareas en la industria del conocimiento.

9. Diseño final

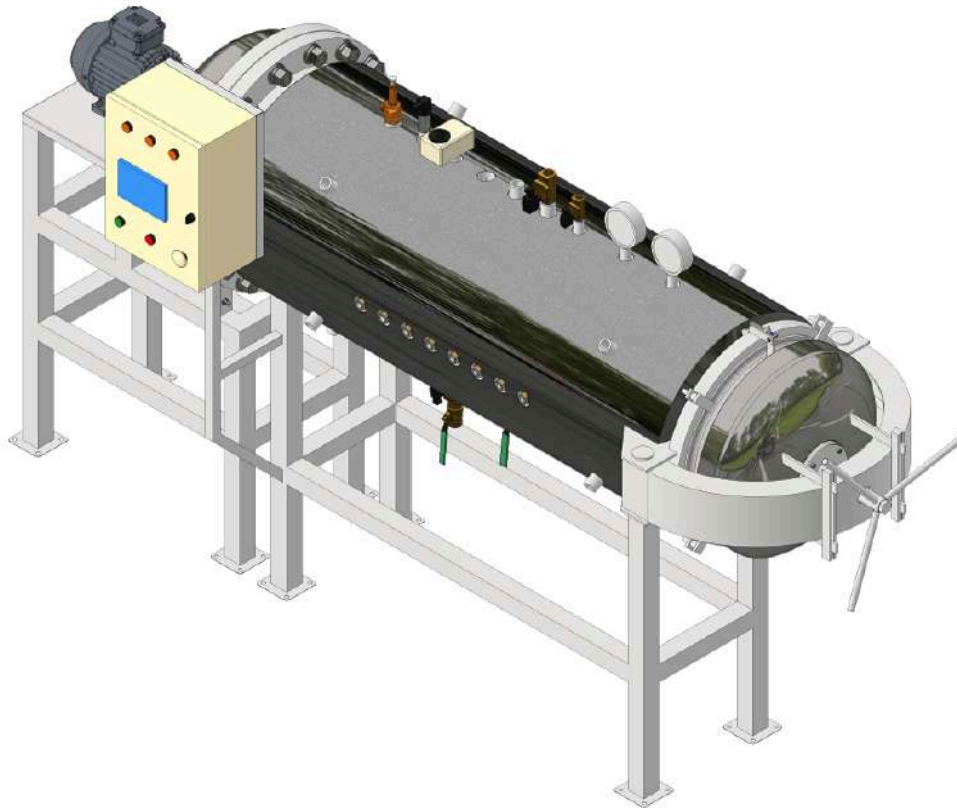


Figura 9.1: Diseño de autoclave final.

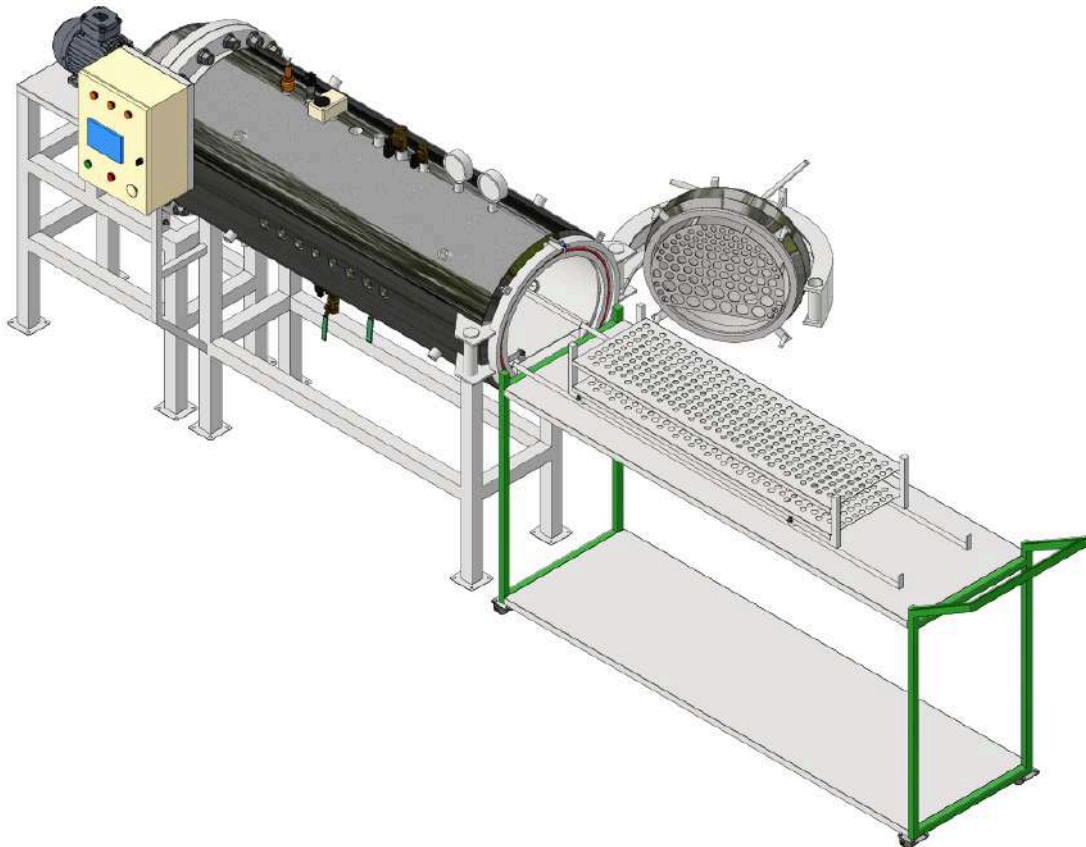


Figura 9.2: Autoclave con la puerta abierta y el carro de carga en posición.

Anexo 1: Cálculo y verificación de tornillo

1. Cálculo

Para el cálculo de este tornillo de movimiento se siguen los lineamientos de los apuntes de la cátedra de Cálculo de Elementos de Máquinas de la Facultad de Ingeniería de la UNMdP y del capítulo 8 del libro Diseño de Elementos de Máquinas [26].

Según se calculó en [4.2.4], la fuerza axial a la cual se somete al tornillo, en el caso de carga máxima debido a la presión interna y a la compresión del O-ring, es $F = 132,29 \text{ [kN]}$. El tornillo tiene dos condiciones de funcionamiento:

- Apretando el cabezal contra la tapa para lograr comprimir el O-ring y así sellar el aparato. Existen esfuerzos debido a la fuerza de compresión del O-ring y a la torsión que se genera al girar el tornillo.
- Una vez que está sellado, aumenta la presión interna, cargando al tornillo solamente de forma axial.

Primero se define el tipo de rosca a utilizar, que en este caso es la tipo ACME (Figura A1.1) debido a que no se precisa de eficiencia elevada y se busca que el costo de manufactura sea menor.

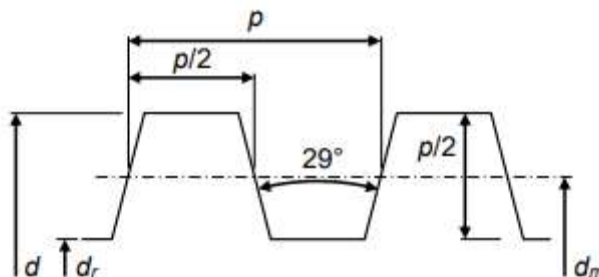


Fig. A1.1: Rosca trapezoidal o ACME [26].

El tornillo debe ser irreversible para que no se produzca el giro del tornillo debido a la fuerza axial. Para ello se debe cumplir que:

$$\mu > \tan(\lambda) * \cos(\alpha_f) \quad (\text{A1.1})$$

Siendo:

- $\alpha_f = \text{ángulo de flanco del tornillo} = 14,5^\circ$ (para ACME)
- $\lambda = \text{ángulo de avance}$
- $\mu = \text{coeficiente de roce} = 0,11$ (dos aceros lubricados)

El material del tornillo es preseleccionado como un acero de medio carbono, tal como el SAE1045, debido a que se busca una buena resistencia por la magnitud de la fuerza aplicada. El coeficiente de roce asociado al acero, considerando una buena lubricación entre el tornillo y la tuerca, se obtuvo de la siguiente tabla:

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Fig. A1.2: Datos de coeficientes de roce [26].

Se utiliza el valor mínimo de μ para obtener el ángulo de avance máximo para garantizar la irreversibilidad. Luego:

$$\mu > \tan(\lambda) * \cos(\alpha_F)$$

$$\lambda < \operatorname{atan}\left(\frac{\mu}{\cos(\alpha_F)}\right) = \operatorname{atan}\left(\frac{0,11}{\cos(14,5^\circ)}\right) = 6,48^\circ$$

Se procede a determinar el diámetro medio basado en una buena resistencia al desgaste, con lo que también se cumple con la resistencia al aplastamiento. Entonces:

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2 * F}{\pi * \varphi * S_{d-ap}}} \quad (\text{A1.2})$$

Siendo:

- $F = \text{Fuerza a la que está sometido el tornillo} \Rightarrow F = 132290 \text{ [N]}$
- $\varphi = L_T/d_m \Rightarrow \varphi = 1,8$ (tuerca de una sola pieza y del mismo material que el tornillo)
- $L_T = \text{Largo tuerca}$
- $d_m = \text{diámetro medio}$
- $S_{d-ap} = \text{esfuerzo recomendado por Dobrovoslki}$
 $S_{d-ap} = 100 \text{ [MPa]}$ (tornillo y tuerca de acero)

Entonces:

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2 * 132290 \text{ [N]}}{\pi * 1,8 * 100 \text{ [MPa]}}} = 21,63 \text{ [mm]} \approx 0,851 \text{ [in]}$$

Se selecciona la medida de diámetro medio 1,025 [pulg] de la Tabla A1.1 de medidas estándar de tornillos, con un criterio conservativo y contemplando que habrán más iteraciones.

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Area de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580
2.250	2.083	1.917	0.333	3	3.142
2.500	2.333	2.167	0.333	3	3.976

Fig. A1.3: Tamaños estándar de tornillos de potencia [26].

Se verifica que cumple con la irreversibilidad:

$$\lambda = \text{asen}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_m}\right) = \text{asen}\left(\frac{0,2''}{\pi \cdot 1,025''}\right) = 3,56^\circ < 6,48^\circ \text{ (condicion)} \quad (\text{A1.3})$$

2. Verificación

A continuación, se procede a verificar mecánicamente las distintas exigencias a la que está sometido el tornillo y de ser necesario se aplicará un ajuste en las dimensiones del mismo. Por elección de diseño, se pretende que todos los coeficientes de seguridad estén en el orden de 2, debido a que se considera una aplicación riesgosa por ser un recipiente a presión.

2.1. Carga axial en el núcleo

Debido a la magnitud de las fuerzas debido a la presión interna, se analiza al tornillo en la segunda condición de funcionamiento, y se desestima la primera condición para esta verificación. Por lo tanto, el núcleo del tornillo está sometido a la carga debido a la presión interna y a la fuerza de compresión del O-ring.

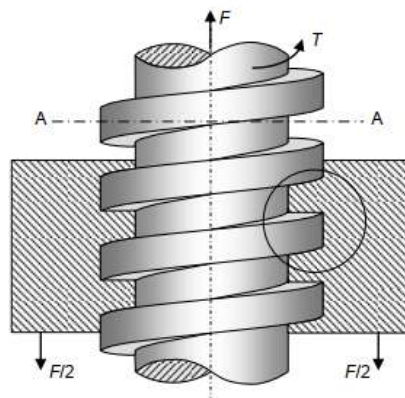


Fig. A1.4: Carga aplicada en núcleo del tornillo [26].

La carga axial en este caso es de compresión. Considerando que el tornillo no es esbelto, es decir que no hay posibilidad de pandeo, y a que el esfuerzo es puramente axial (sin torsión sobre el núcleo ya que no se está aplicando un par al tornillo), entonces:

$$S_t = \frac{F}{A_t} = \frac{132290 [N]}{481,93 [mm^2]} = 274,5 [MPa] \quad (A1.4)$$

Donde:

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_m+d_r}{2}\right)^2 = 481,93 [mm^2] \quad (A1.5)$$

Entonces, asumiendo una condición de carga uniaxial, el factor de seguridad para que el material no alcance la fluencia será:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_t}{S_y} \quad (A1.6)$$

Siendo:

- $S_y = 531 [MPa]$ – Tensión de fluencia Acero SAE 1045 laminado

Tabla B-3 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbón
 Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes para información más precisa

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la cedencia a tensión (2% de deformación)		Resistencia a la última tensión		Alargamiento mayor de 2 pulg %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1045	Rolado en caliente	45	310	82	565	16	163
	Laminado en frío	77	531	91	627	12	179

El dato se obtuvo a partir de la búsqueda en los fabricantes para analizar qué tipo de acero se realizan los redondos con que se podrían fabricar este tornillo. En este caso se obtuvo de [26]. Entonces

$$\frac{1}{N} = \frac{S_t}{S_y} \rightarrow N = \frac{S_y}{S_t} = \frac{531 [MPa]}{274,5 [MPa]} = 1,93$$

Se obtiene un coeficiente de seguridad que no cumple la condición impuesta. Se procede a seleccionar el siguiente diámetro y re verificar. Entonces:

Datos geométricos del tornillo		
Parámetro	[in]	[mm]
Diámetro mayor (d)	1,25	31,75
Diámetro medio (dm)	1,15	29,21
Diámetro menor (dr)	1,05	26,67

Paso (p)	0,2	5,08
Hilos por pulgada	5	
Área de esfuerzo a tracción (At) [in ² /mm ²]	0,95	612,90

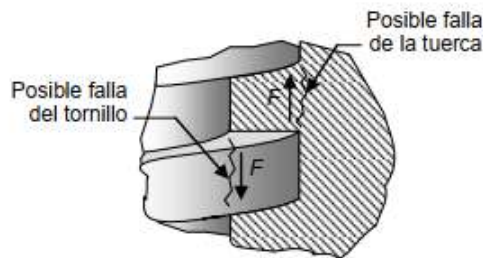
$$S_t = \frac{F}{A_t} = \frac{132290 [N]}{612,9 [mm^2]} = 215,84 [MPa]$$

$$N = \frac{S_y}{S_t} = \frac{531 [MPa]}{215,84 [MPa]} = 2,46$$

Ahora si se cumple la condición, y se puede avanzar a la siguiente verificación.

2.2. Cortante en los filetes

Para evitar el barrido de las roscas, se calcula el máximo esfuerzo cortante que deben soportar los filetes.



Según Norton, el esfuerzo máximo por cortante puede calcularse como el esfuerzo promedio, que es igual a la fuerza total que se transmite del tornillo a la tuerca, F, dividida por el área total de la raíz del filete, A_{ba}. Además según Budynas y Nisbett, se considera el filete como una viga en voladizo y, consecuentemente el esfuerzo cortante máximo sería 1,5 veces el esfuerzo promedio. Adoptando el método conservador, luego:

$$S_{sba} = 3/2 * \frac{F}{A_{ba}}$$

$$A_{ba_{tornillo}} = \pi * d_r * (W_i * p) * n_f$$

$$A_{ba_{tuerca}} = \pi * d * (W_o * p) * n_f$$

Siendo:

- $d_r = 1,05''$ – Diámetro menor
- $d = 1,25''$ – Diámetro mayor

- $W_i = 0,77$ y $W_o = 0,63$ – Coeficiente del tipo de rosca
- $1 \leq n_f \leq L_T / p$
- $n_f = 2,63$ – Coeficiente que indica el número de filetes en contacto
- $p = \text{paso} = 0,2''$
- $F = \text{Fuerza a la que está sometido el tornillo}$

Como no se puede asegurar que todos los filetes trabajen de igual manera, se considera a n_f como el máximo teórico de dientes que puede estar haciendo contacto a la vez. Luego, según Norton, la longitud de la tuerca para tornillos de $d > 1[in]$, es $L_T \geq 0,6 * d$. Por lo tanto al hacer este análisis con un n_f menor, sería un criterio aún más conservador. Entonces:

$$A_{ba_{\text{tornillo}}} = \pi * d_r * (W_i * p) * n_f$$

$$A_{ba_{\text{tornillo}}} = \pi * 1,05[in] * (0,77 * 0,2[in]) * 2,63 * (25,4^2[\frac{mm^2}{in^2}])$$

$$A_{ba_{\text{tornillo}}} = 0,000862 [m^2]$$

$$S_{sba_{\text{tornillo}}} = 3/2 * \frac{F}{A_{ba}}$$

$$S_{sba_{\text{tornillo}}} = 3/2 * \frac{132290 [N]}{862 [mm^2]}$$

$$S_{sba_{\text{tornillo}}} = 230,21 [MPa]$$

$$A_{ba_{\text{tuerca}}} = \pi * d * (W_o * p) * n_f$$

$$A_{ba_{\text{tuerca}}} = \pi * 1,25[in] * (0,63 * 0,2[in]) * 2,63 * (25,4^2[\frac{mm^2}{in^2}])$$

$$A_{ba_{\text{tuerca}}} = 0,001026 [m^2]$$

$$S_{sba_{\text{tuerca}}} = 3/2 * \frac{F}{A_{ba}}$$

$$S_{sba_{\text{tuerca}}} = 3/2 * \frac{132290 [N]}{1026 [mm^2]}$$

$$S_{sba_{\text{tuerca}}} = 193,38 \text{ [MPa]}$$

Se debe verificar que:

$$S_{sba} \leq \frac{S_{ys}}{N_{ba}}$$

Siendo, según el criterio de Von Mises:

- $S_{ys} = 0,577 * S_y = 0,577 * 531 \text{ [MPa]} = 306,39 \text{ [MPa]}$

Entonces,

$$N_{ba \text{ tornillo}} \leq \frac{S_{ys}}{S_{sba_{\text{tornillo}}}} = \frac{306,39 \text{ [MPa]}}{230,21 \text{ [MPa]}} = 1,33$$

$$N_{ba \text{ tuerca}} \leq \frac{S_{ys}}{S_{sba_{\text{tuerca}}}} = \frac{306,39 \text{ [MPa]}}{193,38 \text{ [MPa]}} = 1,58$$

Ambos coeficientes son mayores a uno, pero no se alcanzan los valores de diseño. Por lo tanto se pasa a la siguiente medida de tornillo que cumpla con lo requerido. Luego, las dimensiones del tornillo y la verificación al esfuerzo cortante en los filetes será:

Datos geométricos del tornillo		
Parámetro	[in]	[mm]
Diámetro mayor (d)	1,75	44,45
Diámetro medio (dm)	1,625	41,275
Diámetro menor (dr)	1,5	38,1
Paso (p)	0,25	6,35
Hilos por pulgada	4	
Área de esfuerzo a tracción (At) [in ² /mm ²]	1,918	1237,42

$$A_{ba_{\text{tornillo}}} = 0,00154 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{sba_{\text{tornillo}}} = 128,92 \text{ [MPa]}$$

$$N_{ba \text{ tornillo}} = 2,38$$

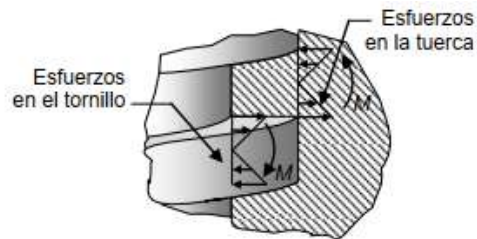
$$A_{ba_{\text{tuerca}}} = 0,0018 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{sba_{tuerca}} = 110,5 \text{ [MPa]}$$

$$N_{ba_{tuerca}} = 2,77$$

2.3. Flexión en los filetes

Los filetes actúan como vigas en voladizo soportando una carga transversal distribuida.



Consecuentemente, éstos pueden fallar por flexión. El máximo esfuerzo normal por flexión, para el tornillo, puede calcularse como:

$$S_{flex_{tornillo}} = \frac{3*F*h}{\pi*d_r*n_f*(W_i*p)^2}$$

Para la tuerca:

$$S_{flex_{tuerca}} = \frac{3*F*h}{\pi*d*n_f*(W_o*p)^2}$$

Siendo:

- $d_r = 1,5 \text{ [in]}$ – Diámetro menor
- $d = 1,75 \text{ [in]}$ – Diámetro mayor
- $W_i = 0,77$ y $W_o = 0,63$ – Coeficiente del tipo de rosca
- $n_f = 2,63$ – Coeficiente que indica el número de filetes en contacto
- $p = \text{paso} = 0,25 \text{ [in]}$
- $h = p/2 = 0,125 \text{ [in]}$
- $F = \text{Fuerza a la que está sometido el tornillo}$

Se debe verificar que:

$$S_{flex} \leq \frac{S_y}{N_{flex}}$$

Entonces

$$S_{flex_{tornillo}} = \frac{3*F*h}{\pi*d_r*n_f*(W_i*p)^2}$$

$$S_{flex_{tornillo}} = \frac{3*132290 [N]*0,125[in]*25,4[\frac{mm}{in}]}{\pi*1,5[in]*2,63*(0,77*0,25[in])^2*25,4^3[\frac{mm^3}{in^3}]}$$

$$S_{flex_{tornillo}} = 167,43 [MPa]$$

$$N_{flex_{tornillo}} \leq \frac{S_y}{S_{flex_{tornillo}}} = \frac{531[MPa]}{167,43 [MPa]} = 3,17$$

$$S_{flex_{tuerca}} = \frac{3*F*h}{\pi*d*n_f*(W_o*p)^2}$$

$$S_{flex_{tuerca}} = \frac{3*132290 [N]*0,125[in]*25,4[\frac{mm}{in}]}{\pi*1,75[in]*2,63*(0,63*0,25[in])^2*25,4^3[\frac{mm^3}{in^3}]}$$

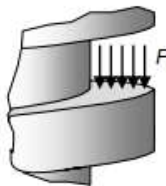
$$S_{flex_{tuerca}} = 214,38[MPa]$$

$$N_{flex_{tuerca}} \leq \frac{S_y}{S_{flex_{tuerca}}} = \frac{531[MPa]}{214,38[MPa]} = 2,48$$

Ambos coeficientes son mayores al requerido, por lo tanto, tanto el tornillo como la tuerca poseen resistencia a la flexión en sus filetes.

2.4. Aplastamiento

Los flancos de los filetes del tornillo y de la tuerca soportan una carga de aplastamiento (compresión) a lo largo y ancho de toda la superficie de contacto, debido a que la fuerza F es transmitida del tornillo a la tuerca a través de los flancos.



La carga puede producir deformación plástica si el esfuerzo normal de compresión excede la resistencia de fluencia en compresión. Suponiendo que el esfuerzo se distribuye uniformemente en toda la superficie, éste puede calcularse como:

$$S_{ap} = \frac{F}{A_{ap}}$$

$$A_{ap} = \pi * d_m * h * n_f$$

Donde A_{ap} es el área sometida a aplastamiento, y h la altura del filete, siendo $h = p/2$ para tornillos ACME:

$$A_{ap} = \pi * d_m * h * n_f$$

$$A_{ap} = \pi * 1,625[in] * 0,125[in] * 2,63 * 25,4^2 \left[\frac{mm^2}{in^2} \right]$$

$$A_{ap} = 1082,77 [mm^2]$$

$$S_{ap} = \frac{132290 [N]}{1082,77 [mm^2]} = 122,17 [MPa]$$

Se debe verificar que:

$$S_{ap} \leq \frac{S_y}{N_{ap}} = S_{d-ap}$$

Se elige S_{d-ap} según una recomendación que sale del contacto entre el material del tornillo y de la tuerca. Dobrovoski propone trabajar con los siguientes esfuerzos permisibles:

$$S_{d-ap} = S_{yc} / N_{ap} \approx \begin{cases} 12 \text{ a } 20 \text{ MPa} & (\text{tornillo de acero y tuerca de bronce}) \\ 80 \text{ MPa} & (\text{tornillo de acero y tuerca de hierro fundido}) \end{cases}$$

Como estos son valores recomendados, se indica en [26] que S_{ap} debe ser considerablemente menor que S_{yc} . Si consideramos que S_{d-ap} es cercano a 100 [MPa], por ser la tuerca y el tornillo de acero, entonces:

$$S_{ap} = 122,17 [MPa] \leq \frac{S_{yc}}{N_{ap}} = S_{d-ap} = 100 [MPa]$$

$$N_{ap} = \frac{S_{yc}}{S_{ap}} = \frac{531 [MPa]}{122,17 [MPa]} = 4,35$$

Se observa que la condición no se cumple, pero al ser un valor cercano, y que N_{ap} da un valor considerablemente alto, se acepta la condición.

2.5. Desgaste

La fuerza de aplastamiento es una fuerza normal a la superficie en la cual actúa y genera la fuerza de fricción al producirse el giro del tornillo. Como la fuerza de fricción es directamente proporcional a la fuerza de aplastamiento, debe evitarse que ésta supere un valor que produzca un desgaste prematuro de los filetes.

Cumpliendo con la condición de Dobrovoski como límite para el esfuerzo de aplastamiento se garantiza que no haya un desgaste prematuro. Además, el tornillo gira con fuerza reducida y mucho menor a la de diseño, debido a que solo tiene en

cuenta la que se necesita para comprimir el O-ring, por lo que el desgaste no se considera crítico.

2.6. Longitud de tuerca (L_T)

La longitud de la tuerca tiende a incidir en las magnitudes de los esfuerzos cortantes, por flexión y por aplastamiento en los filetes, y debe ser tal que éstos no fallen por estas tres sollicitaciones. De acuerdo con Norton, para tuerca y tornillo del mismo material:

$$\text{Para roscas ACME con } d \geq 1[in] \Rightarrow L_T \geq 0,6 * d$$

$$0,6 * d = 0,6 * 1,75[in] = 1,05 [in] = 26,7 [mm]$$

Previamente, se había tomado como hipótesis que:

$$nf \leq L_T / p \Rightarrow L_T \geq nf * p = 2,63 * 0,25[in] = 0,66[in] = 16,7 [mm]$$

Se opta por una longitud de tuerca que cumpla con ambas condiciones, por lo que se toma el valor:

$$L_T = 1,25[in] = 31,75 [mm]$$

2.7. Resistencia a la fatiga

No se considerará la resistencia a la fatiga en este problema, ya que no existen fuerzas alternativas en el proceso, y además el autoclave no es un aparato que sea de utilización frecuente.

2.8. Pandeo

Al ser un tornillo de una altura poco considerable se desestima verificar la resistencia al pandeo.

2.9. Resumen dimensional del tornillo

Tabla Resumen		
Magnitud	Valor	Unidad
Material	Acero SAE 1045	
Coefficiente de roce (μ y μ_c)	0,11	Adimensional
Carga total (F)	132290	[N]
Tipo de Filete	ACME	
Diámetro Mayor (d)	1,75	[in]

Diámetro Medio (dm)	1,625	[in]
Diámetro Menor (dr)	1,5	[in]
Paso (p)	0,25	[in]
Hilos por pulgada	4	Adimensiona al
Área de esfuerzo a tracción (At)	1,918	[in ²]
Ángulo hélice (λ)	2,81	[°]
Altura de diente (h)	0,125	[in]
Longitud Tuerca (Lτ)	1,25	[in]

3. Cálculo de par de apriete y desapriete

Por último se calculan los torques de apriete y desapriete del tornillo, y se tiene en cuenta solamente la fuerza de compresión del O-ring, ya que la presión interna se genera posterior al cierre de la puerta, es decir, al giro del tornillo.

$$T_a = F_c * \frac{d_m}{2} * \frac{\tan(\lambda) + \frac{\mu}{\cos(\alpha_p)}}{1 - \frac{\mu \tan(\lambda)}{\cos(\alpha_p)}}$$

$$T_a = 4984 [N] * \frac{1,625[in]*0,02544[m/in]}{2} * \frac{\tan(2,81^\circ) + \frac{0,11}{\cos(14,5^\circ)}}{1 - \frac{0,11*\tan(2,81^\circ)}{\cos(14,5^\circ)}}$$

$$T_a = 16,82 [N * m]$$

$$T_d = F * \frac{d_m}{2} * \frac{\frac{\mu}{\cos(\alpha_p)} - \tan(\lambda)}{1 + \frac{\mu \tan(\lambda)}{\cos(\alpha_p)}}$$

$$T_d = 4984 [N] * \frac{1,625[in]*0,02544 [m/in]}{2} * \frac{\frac{0,11}{\cos(14,5^\circ)} - \tan(2,81^\circ)}{1 + \frac{0,11*\tan(2,81^\circ)}{\cos(14,5^\circ)}}$$

$$T_d = 6,61 [N * m]$$

También se considera que el tornillo empujará al cabezal a través de un rodamiento axial o un cojinete de contacto rodante, por lo tanto el par adicional debido al roce de este elemento es:

$$T_c = \frac{F \cdot \mu_c \cdot d_c}{2} = \frac{4984 [N] \cdot 0,015 \cdot 1,75 [in] \cdot 0,0254 [m/in]}{2} = 1,66 [N \cdot m]$$

Se considera como diámetro del cojinete al diámetro externo. Por lo tanto el par de apriete total a realizar es:

$$T_{a'} = T_a + T_c = 16,82 [N \cdot m] + 1,66 [N \cdot m]$$

$$T_{a'} = 18,48 [N \cdot m]$$

Anexo 2: Programación PLC

A continuación se enseña el programa realizado en el software de Siemens para PLC. Todos los parámetros del ciclo pueden editarse desde la pantalla del PLC, desde el servidor web, o desde la PC. La edición del programa se debe hacer desde la PC.

1. Menú navegable

Se realiza un menú mediante cinco textos de aviso, en los cuales se seleccionan los parámetros mediante las teclas físicas del PLC (Ver Figura A2.1).

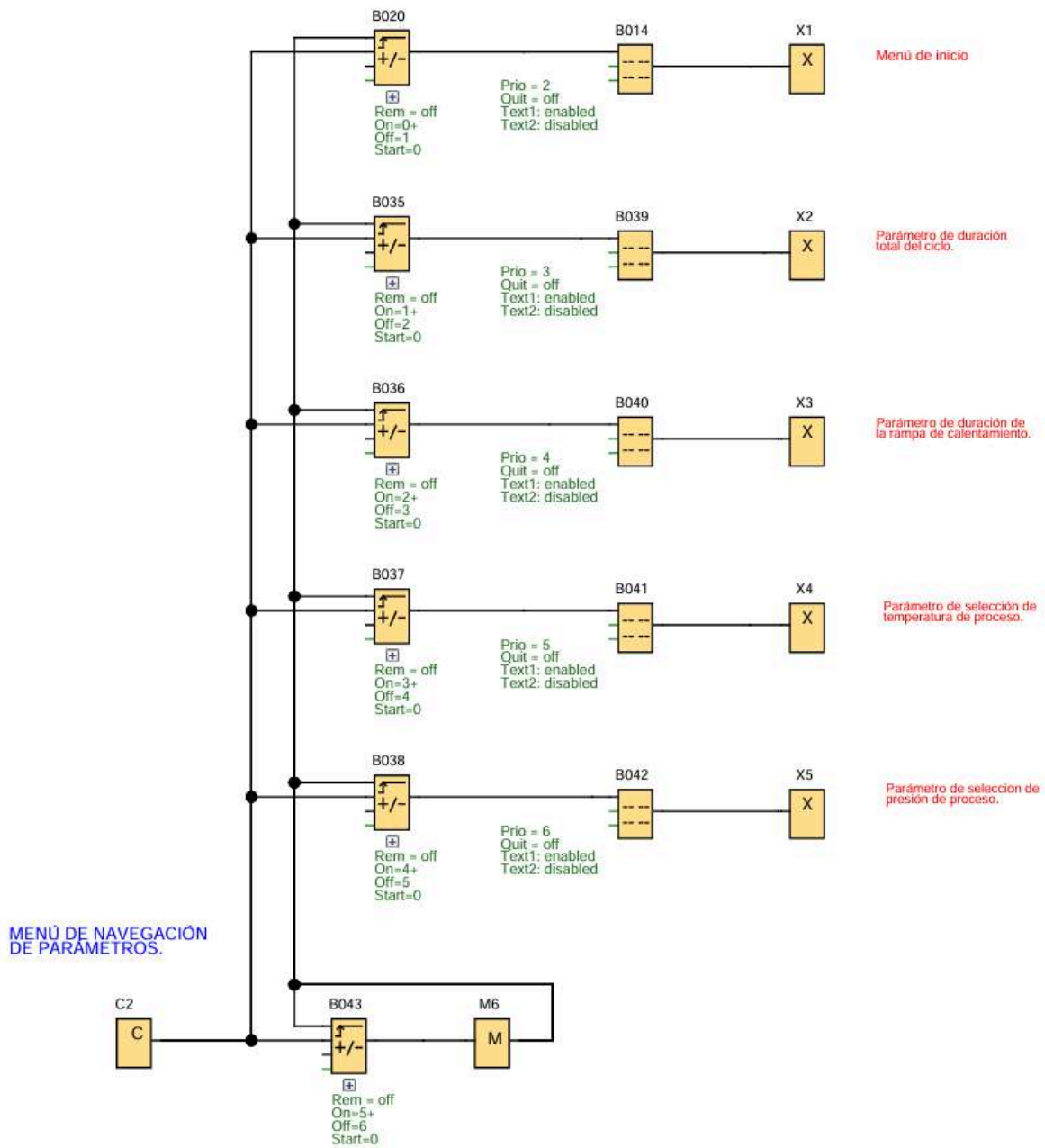
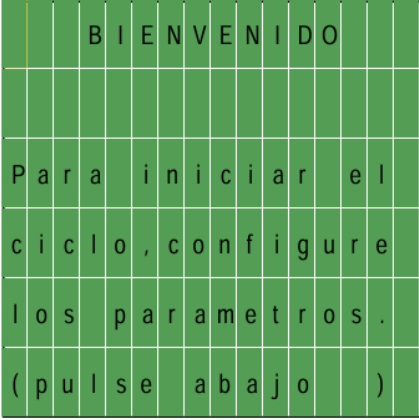
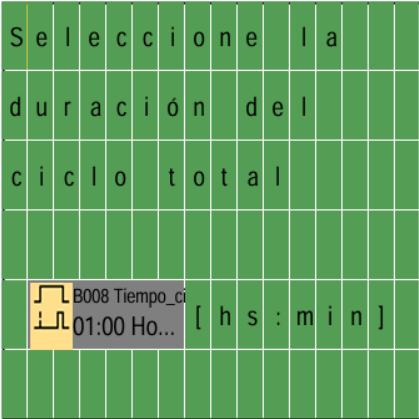
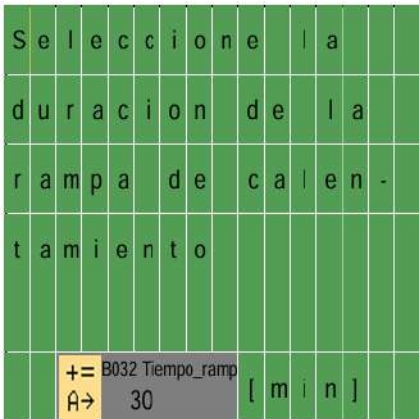


Figura A2.1: Menú de inicio navegable.

Los textos de aviso o pantallas que surgen en el PLC son los de la Tabla A2.1:

<p>Menú de inicio.</p>	 <p>BIENVENIDO</p> <p>Para iniciar el ciclo, configure los parámetros. (pulse abajo)</p>
<p>Parámetro de duración total del ciclo (valor editable).</p>	 <p>Seleccione la duración del ciclo total</p> <p>B008 Tiempo_c 01:00 Ho... [h s : m i n]</p>
<p>Parámetro de duración de la rampa de calentamiento (valor editable).</p>	 <p>Seleccione la duración de la rampa de calentamiento</p> <p>+ = B032 Tiempo_ramp A → 30 [m i n]</p>

<p>Parámetro de selección de la temperatura de proceso (valor editable).</p>	
<p>Parámetro de selección de la presión de proceso (valor editable).</p>	

Tabla A2.1: Pantallas del menú de inicio navegable.

2. Habilitación del ciclo

En esta parte se desarrolla como responde el sistema ante las entradas que permiten el inicio del ciclo. Además, se indica la respuesta del sistema ante fallos o actos que detengan el proceso por seguridad (Ver Figura A2.2).

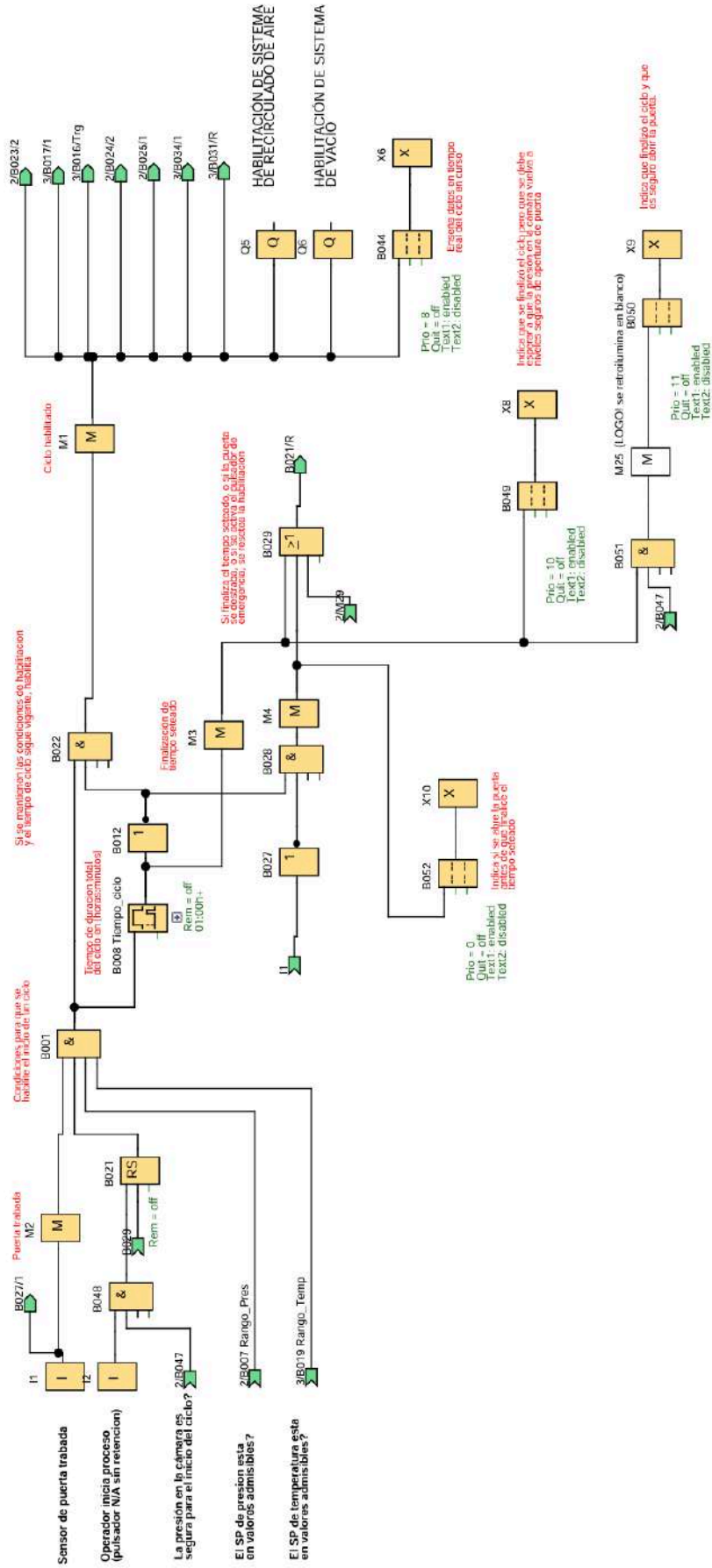


Figura A2.2: Habilitación del ciclo.

Los textos de aviso que figuran en la pantalla son los de la Tabla A2.2:

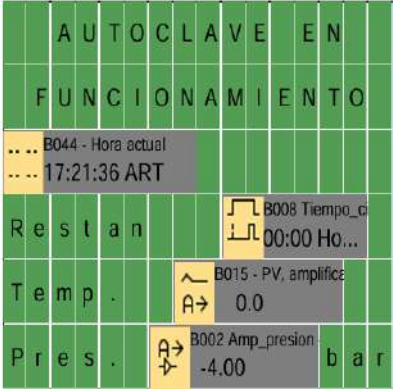
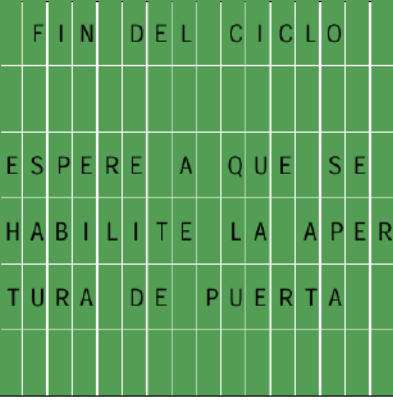


<p>Cuando el autoclave está en proceso, se indican datos en tiempo real de las variables, y la hora actual.</p>	
<p>Si finaliza el tiempo del ciclo, se indica que se debe esperar a que la presión en la cámara sea cercana a la atmosférica, para que sea seguro abrir la puerta</p>	
<p>Finalizó el ciclo y es seguro abrir la puerta.</p>	
<p>Si se detecta que se destrabó la puerta durante el ciclo, lo indica.</p>	

Tabla A2.2: Pantallas de las funciones de habilitación del ciclo.

3. Control de presión

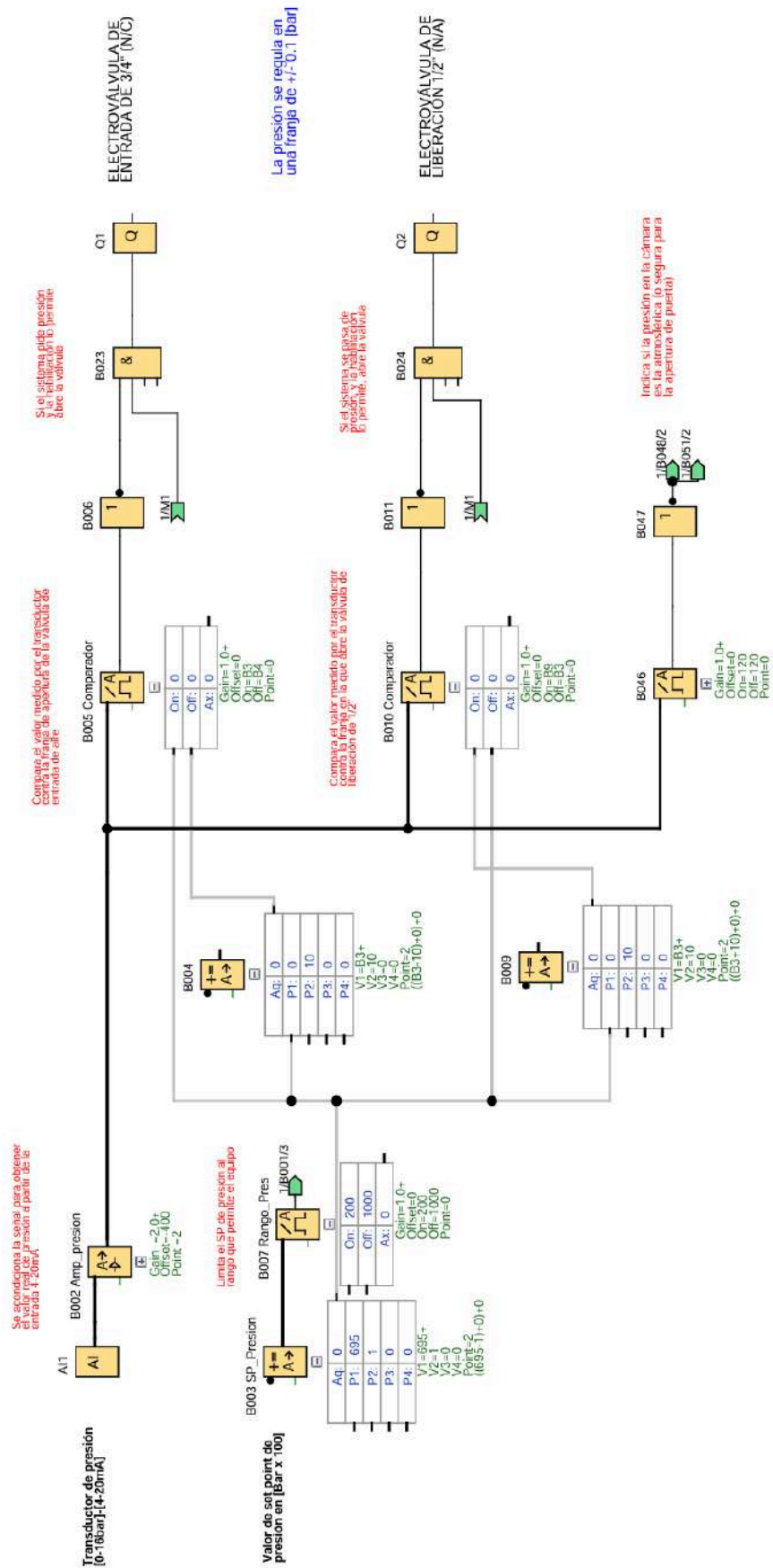


Figura A2.3: Función de control de presión.

En la Figura A2.3 se enseña la función del control de presión. Se analiza la entrada proveniente del transductor de presión y se compara con el valor seteado. Las salidas que se comandan son las tres electroválvulas (entrada, liberación y salida). La última es controlada por un lazo aparte, como se puede ver en la Figura A2.4:

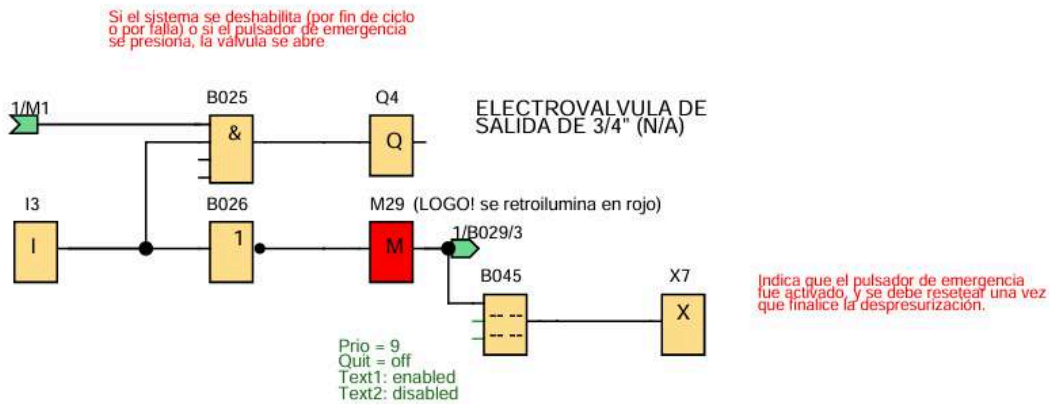


Figura A2.4: Función para la salida de aire.

El único texto de aviso del control de presión es cuando se activa el pulsador de emergencia que libera la presión por las electroválvulas de salida y la de liberación, también reseteando el proceso (Figura A2.5). Para iniciar un nuevo proceso, es necesario resetear el pulsador (girar un cuarto de vuelta) y habilitar nuevamente.

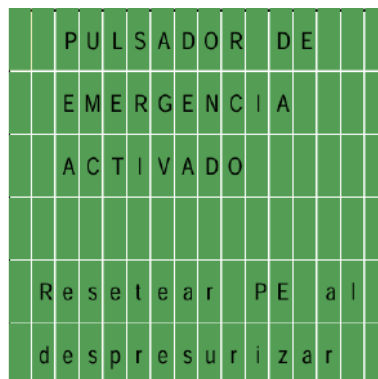


Figura A2.5: Pantalla que figura en rojo al presionar el PE.

4. Control de temperatura

Para controlar esta variable, se compara la señal emitida por la sonda PT100 con el valor seteado, mediante un PI (Proporcional Integrador). Este control regula la salida de forma analógica, en base a qué cantidad de potencia es necesaria entregar para seguir al Set Point establecido. La señal del PI pasa por un PWM (Modulador de ancho de pulso) que la transforma en tiempos de encendido y apagado de las resistencias en un determinado período. Por ejemplo, si el PI indica que la potencia entregada debe ser un 50%, entonces el PWM divide el periodo total en dos, con la salida encendida la mitad del tiempo y la otra mitad apagada (Ver Figura A2.6).

El valor del Set Point se establece con un contador y un generador de pulsos, que emulan una rampa de calentamiento. Se eligió esta opción por sobre la “Rampa analógica” ya que solo se lograban rampas de 26 minutos de duración, por las limitaciones propias del bloque de ralentizar el crecimiento de la variable.

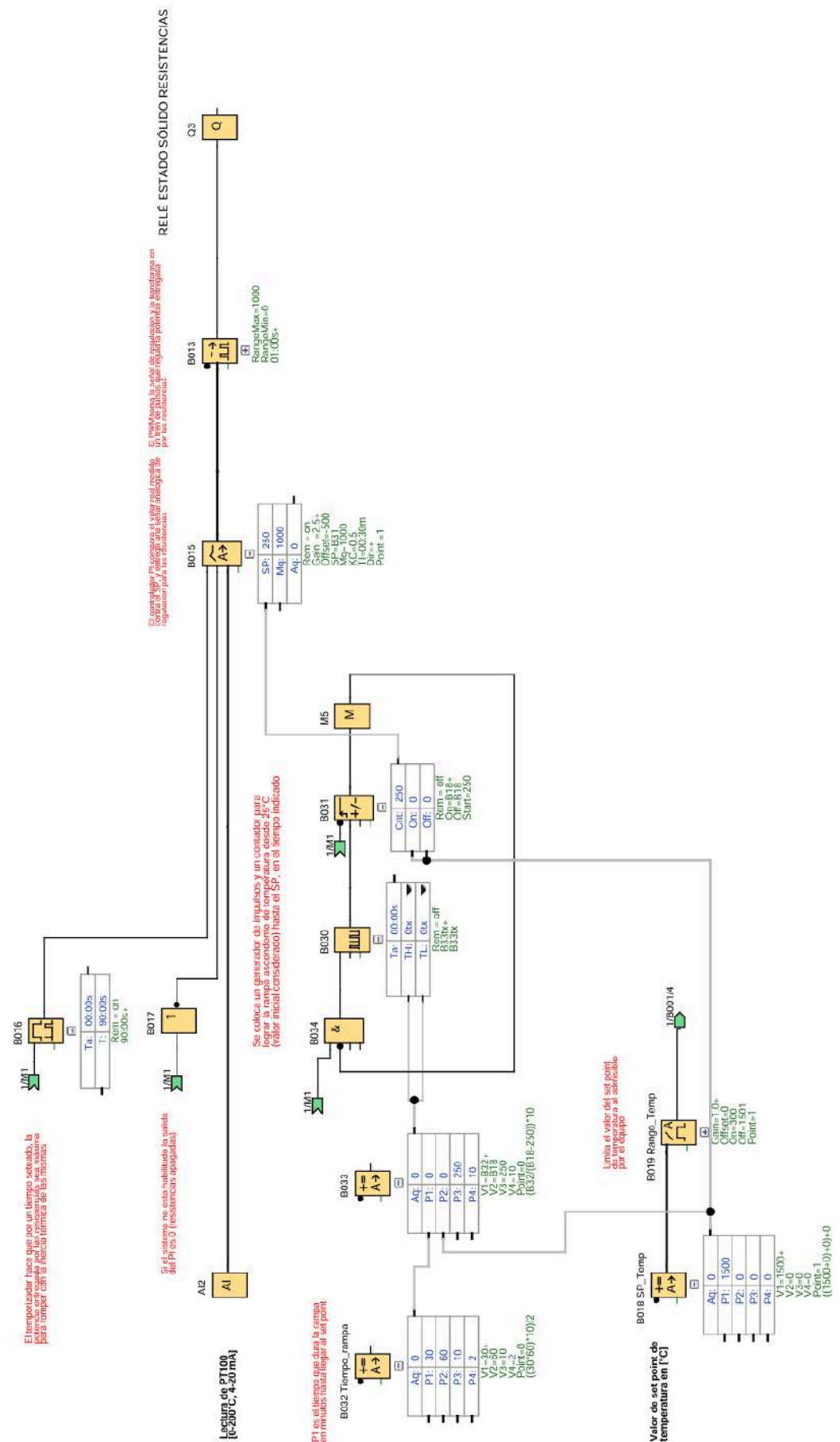


Figura A2.6: Función para el control de temperatura.

5. Pantalla y control vía servidor web

El PLC tiene la posibilidad de crear una interfaz web para poder controlar el autoclave desde un celular o una PC sin tener que estar físicamente al lado del equipo. Esto significa que el usuario podría iniciar el ciclo y luego mediante la adquisición de datos, ver en tiempo real las variables del proceso y los avisos del equipo.

Para ello, se utilizará el software Logo Web Editor, que permite crear esa interfaz, cuando se tenga en posesión un PLC físico (se necesita la IP del controlador para realizar la conexión).

Anexo 3: Tablero eléctrico

Para el tablero eléctrico se selecciona un gabinete de 600x400x260 [mm] del fabricante Gabexel. A continuación se enseña el esquema topográfico (Figuras A3.1, A3.2), las etiquetas de borneras (Figura A3.3), el esquema de fuerza (Figura A3.4) y el esquema funcional (Figura A3.5, Figura A3.6, Figura A3.7 y Figura A3.8).

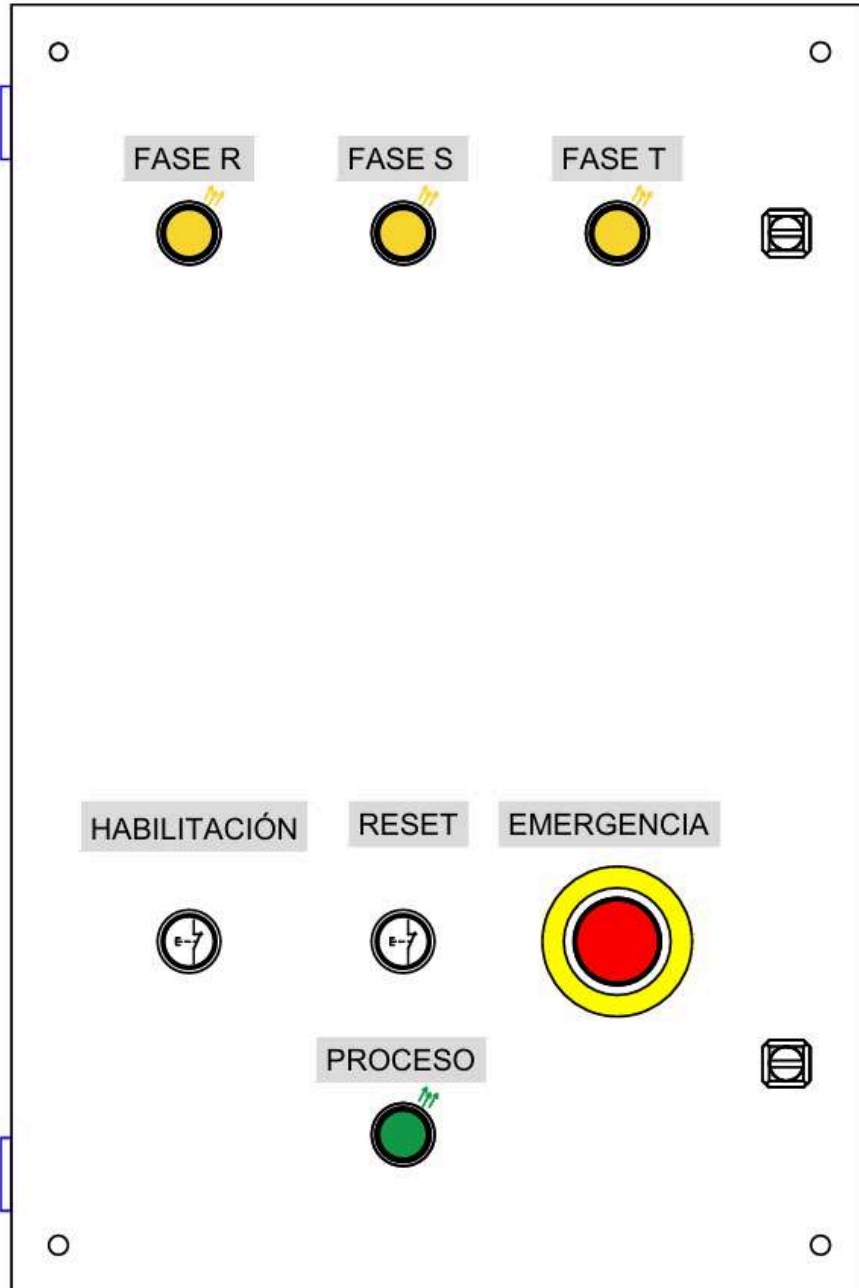


Figura A3.1: Topográfico de la tapa del tablero (con espacio para pantalla).

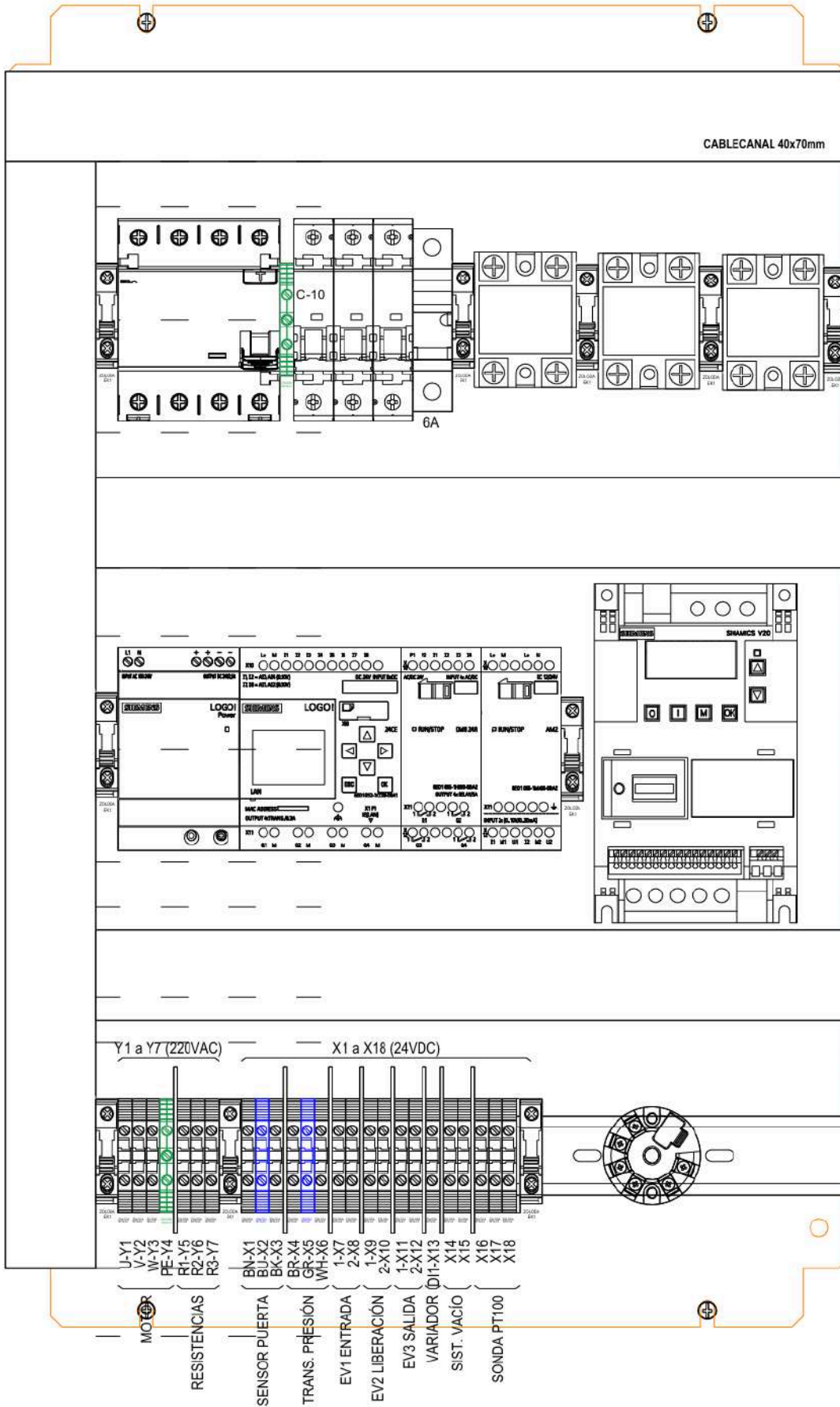


Figura A3.2: Topográfico del interior del tablero.

Diseño de autoclave para materiales compuestos

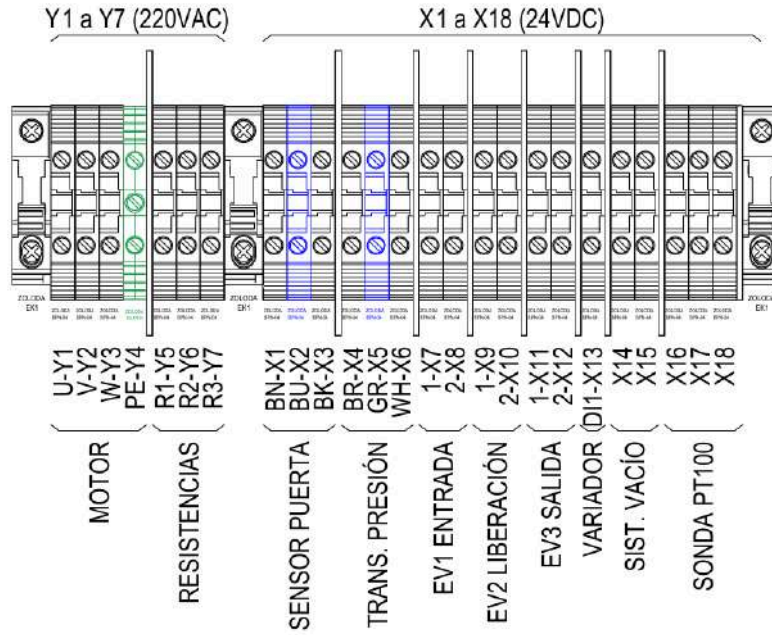


Figura A3.3: Detalle de borneras y sus conexiones.

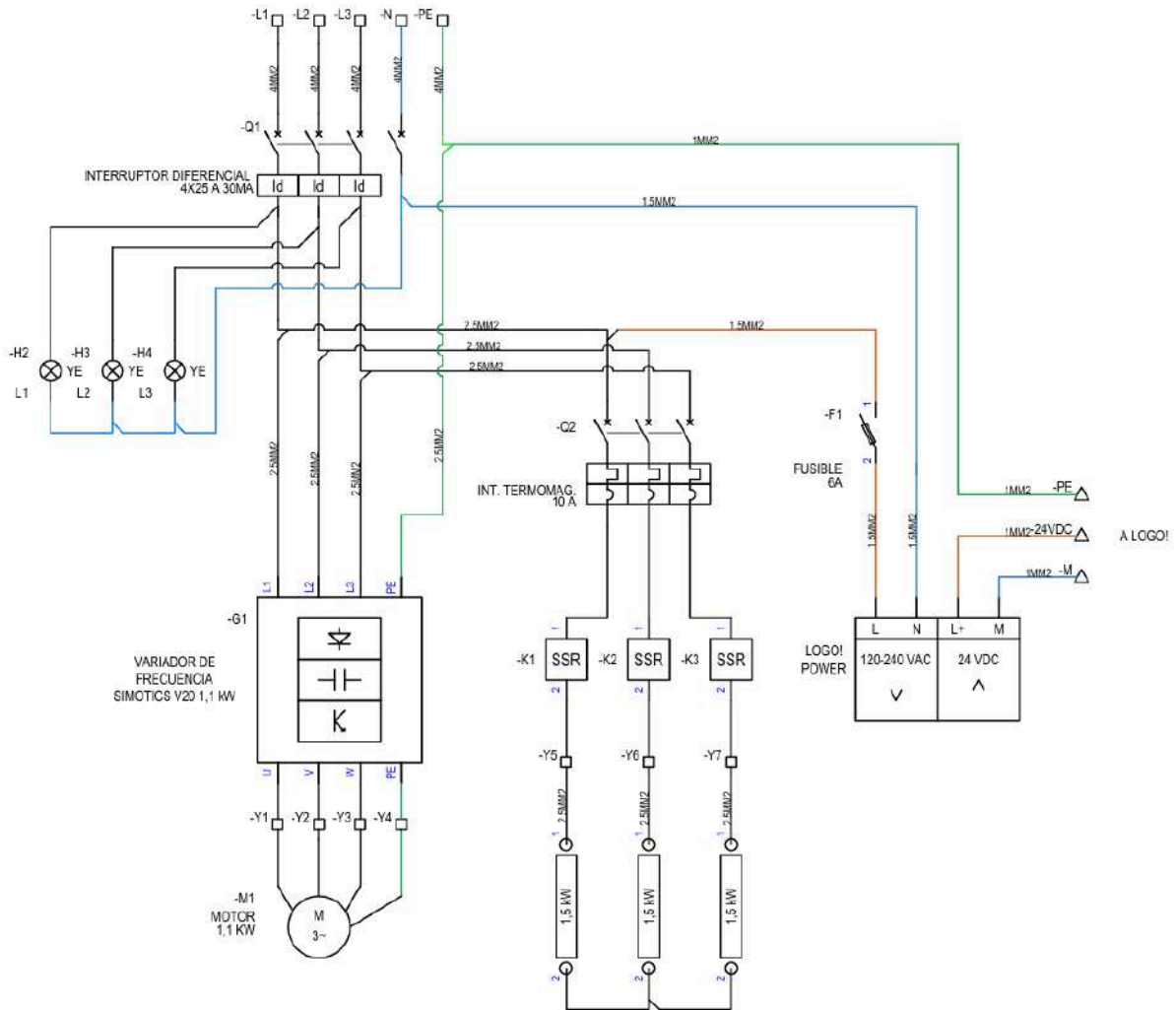


Figura A3.4: Diagrama de fuerza.

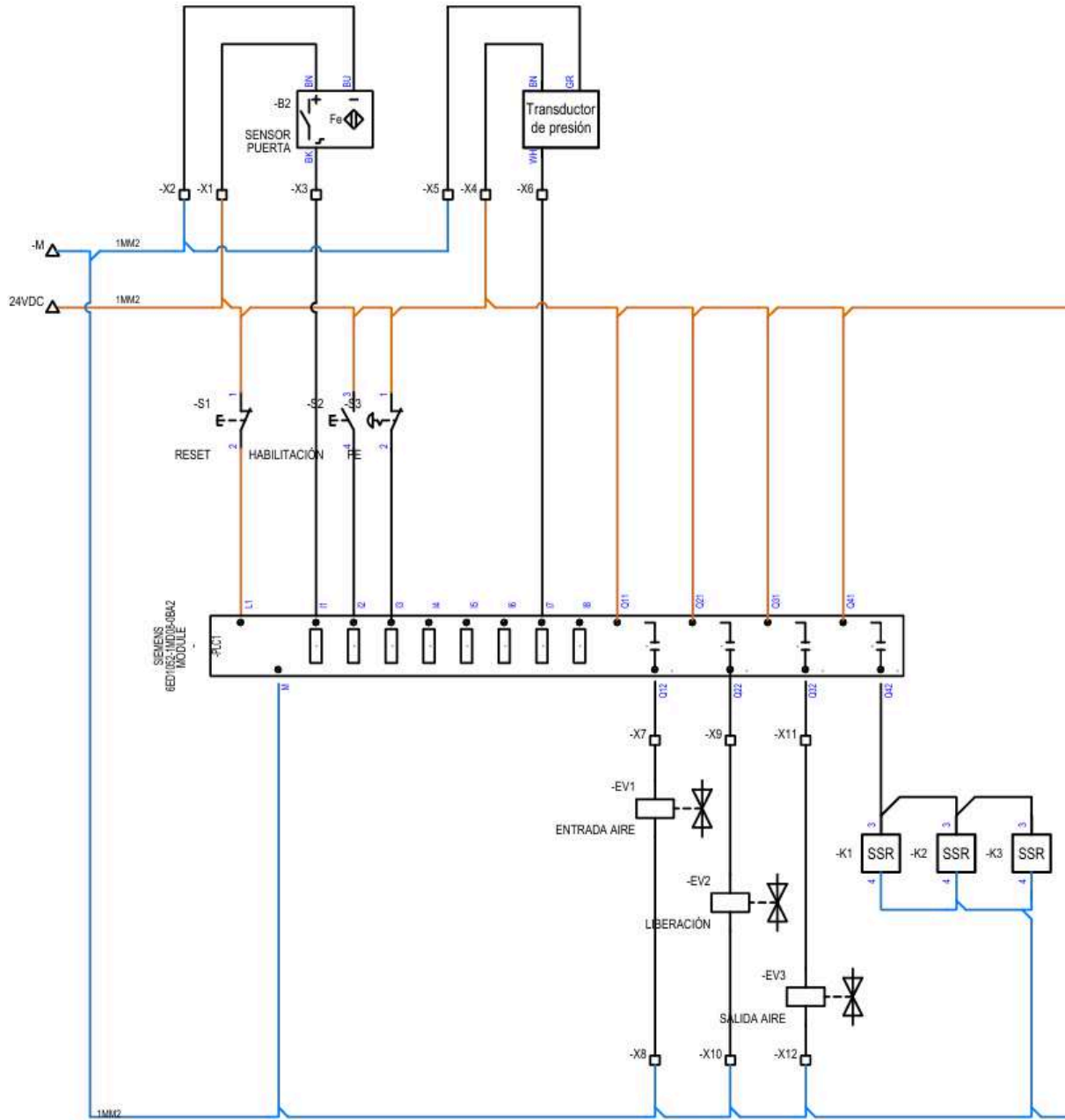


Figura A3.6: Esquema funcional (detalle 1).

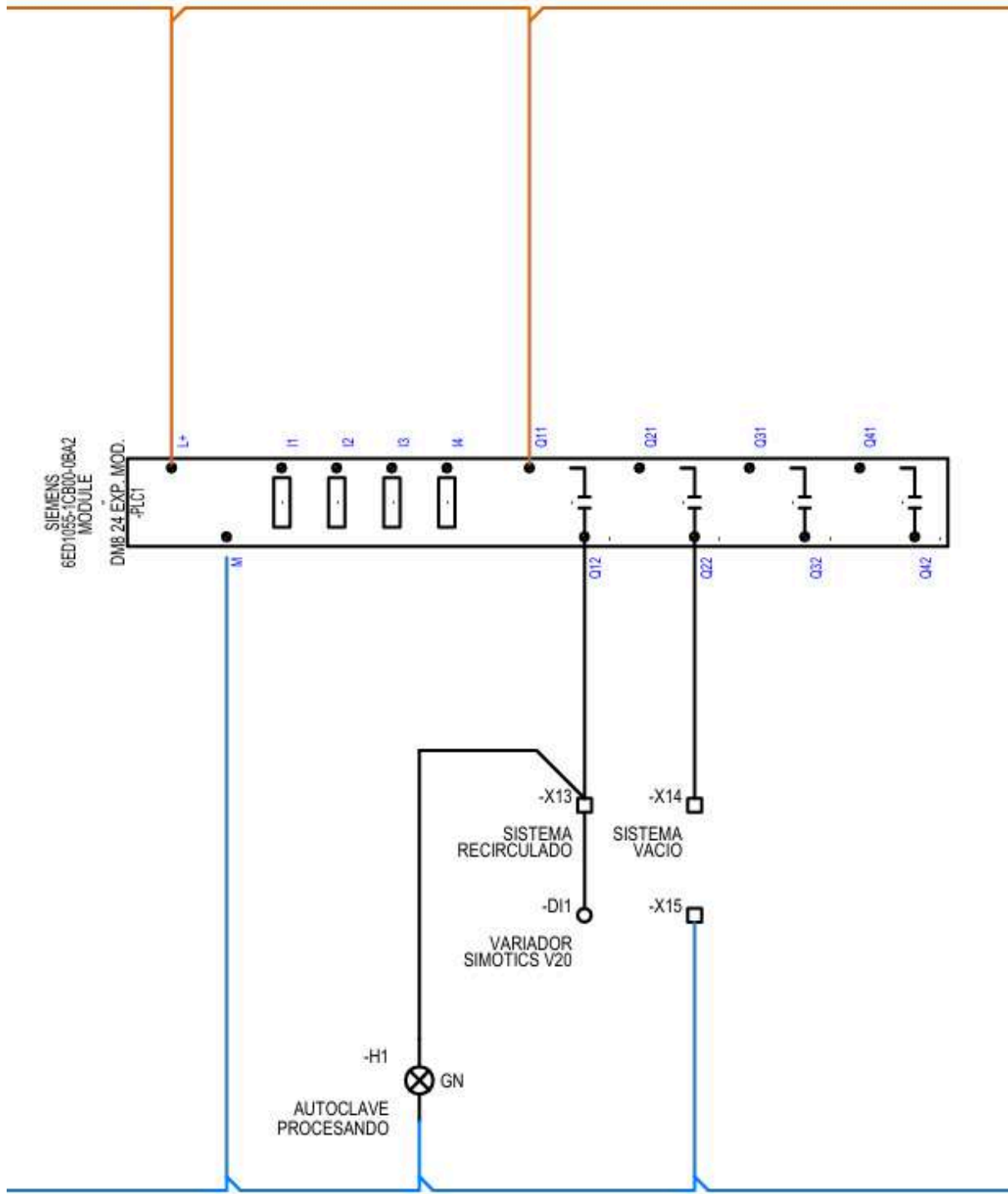


Figura A3.7: Esquema funcional (detalle 2).

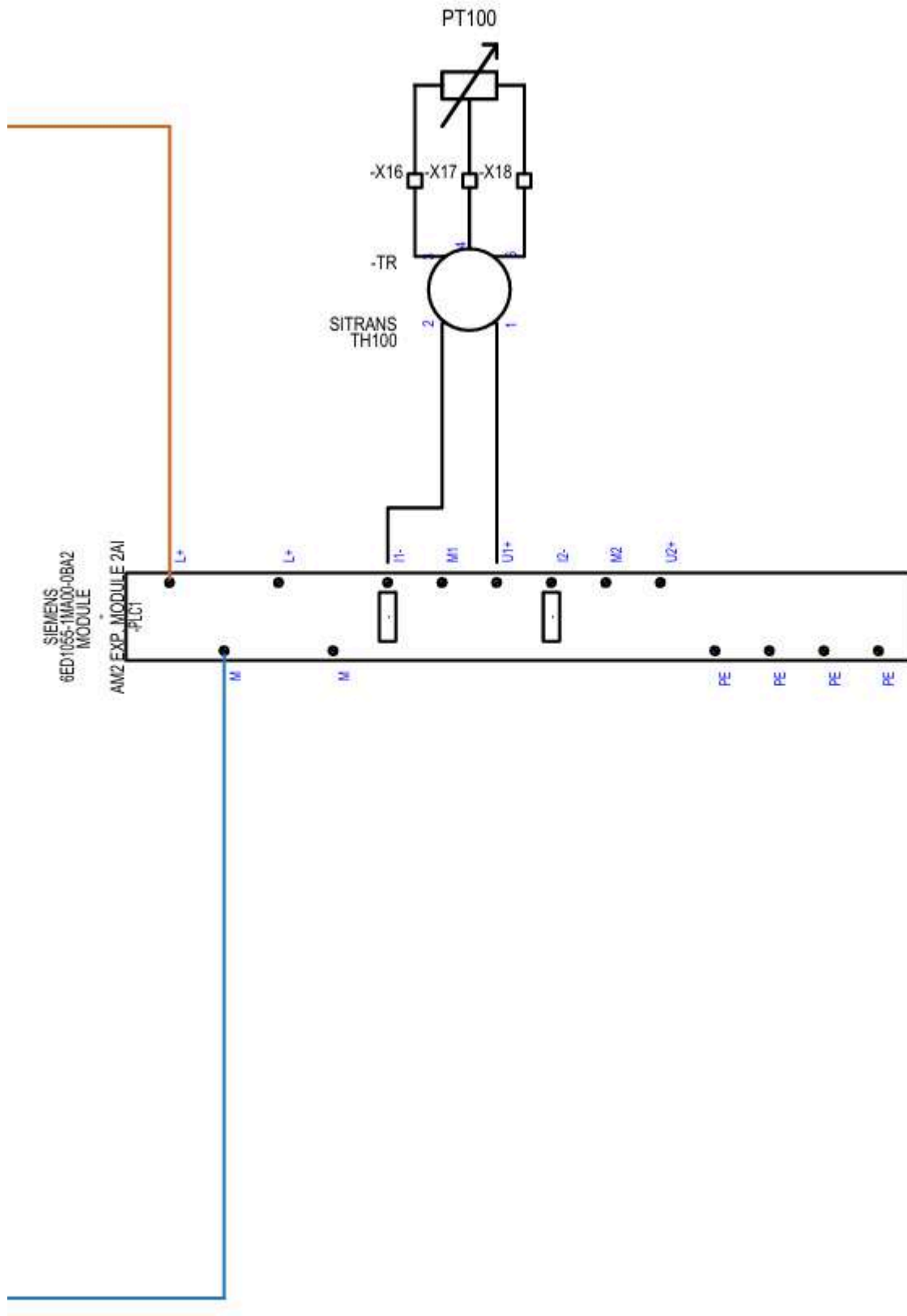


Figura A3.8: Esquema funcional (detalle 3).

Bibliografía

- [1] Smith, W. F. (1998). *Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de los materiales*. McGraw Hill. [Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de los materiales](#)
 - [1-a] (Smith, 1998, 641)
 - [1-b] (Smith, 1998, 652)
- [2] Desconocido. (2013, Agosto 29). *Materiales compuestos*. Blogspot. <https://nicolpiedrahita.blogspot.com/2013/08/materiales-compuestos.html>
- [3] cabrera, r., & Jumper, C. (2011, September 13). *Capítulo 4. materiales compuestos | PPT*. SlideShare. Retrieved January 5, 2025, from <https://es.slideshare.net/slideshow/capitulo-4-materiales-compuestos-9247042/9247042>
- [4] Universidad de Málaga. (2004). *Tema 7: Materiales compuestos*. Ciencia de materiales. https://drive.google.com/file/d/17E5WCIkzi_danVAq3QaedIbD2rsGMSr0/view
- [5] Desconocido. (2022, Marzo 27). *Los Materiales Compuestos | Ciencia De Los Materiales*. Materiales Phemtycs. <https://materiales.phemtycs.com/los-materiales-compuestos/>
- [6] Desconocido. (2014, Julio 13). *PPT Materiales compuestos*. Slide Serve https://www.slideserve.com/zandra/materiales-compuestos#google_vignette
- [7] MrBird. (2021, Agosto 10). *Fabricación de materiales compuestos*. Creatup. <https://creatup.net/fabricacion-materiales-compuestos>
- [8] Esterilizadores México. (2020, Septiembre 15). *Tipos y modelos de autoclaves*. Noticias CEYE. <https://esterilizadores.com.mx/2020/09/15/tipos-y-modelos-de-autoclaves/>
- [9] Cis-Lab México. (-, - -). *Usos y aplicaciones de una autoclave*. Usos y aplicaciones de una autoclave. <https://www.cislab.com.mx/blog/el-blog-del-quimico-1/usos-y-aplicaciones-de-una-autoclave-1>
- [10] Aviación Argentina. (2017, Noviembre 14). *Boeing Autoclave*. Producción Boeing 777. https://aviacionenargentina.com.ar/arraco-la-produccion-boeing-777x/8999836_web1_l-boeing-autoclave-edh-171024/
- [11] Daxen. (2021, Mayo 1). *El autoclave Daxen*. Autoclaves composites. <https://daxen.fr/autoclaves/autoclave-composites/>
- [12] ASC Process Systems. (2024, Enero 1). *The Econoclave - Smart design leads to great things*. Autoclaves. <https://www.aschome.com/index.php/en/products/autoclaves>

- [13] Besednjak, A. (2009). Autoclave. In *Materiales compuestos* (pp. 121-123). Univ. Politèc. de Catalunya.
[Materiales Compuestos - Alejandro Besednjak - Google Libros](#)
- [13-a] (Besednjak, 2009, 122)
- [13-b] (Besednjak, 2009, 123)
- [14] Linde. (2023, Enero 10). *Autoclave molding*. Autoclave molding.
<https://drive.google.com/file/d/1IJEBy2LPvh9iP3XgaE40Iq2NO6nc5khQ/view>
- [15] Octal. (2018, September 6). *Tabla de Dimensiones de Tubos de Acero (Medidas para Tubos Cedula 40, 80)*. Octal.
<https://www.octalacero.com/dimensiones-de-tubos-cedula-40-80>
- [16] Stocco Hermanos. *Tipos de casquetes*. Casquetes y cilindros.
<https://stoccohnos.com.ar/casquetes-y-cilindros/>
- [17] Alvarez Maneiro, D. (2016, Enero 1). *Modelo analítico de un autoclave*. Modelo de Proyecto Fin de Máster.
https://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/handle/10651/43601/TFMDavid_Alvarez_ManeiroRUO.pdf
- [18] Trezpiecinski, T. (2020, Junio 1). *Strength Analysis of a Rib-Stiffened GLARE-Based Thin-Walled Structure*. Research Gate.
https://www.researchgate.net/figure/Autoclave-cure-cycle_fig2_342557806
- [19] ASME. (2001). *Sección 2 - Parte D - Subparte 1 - Tablas*.
- [20] Hopgood, M. (2017, Septiembre 15). *Joint Efficiency - Pressure Vessel Engineering*. PVEng.
<https://www.pveng.com/joint-efficiency/>
- [21] Argensold. *O-rings Standard (Serie AS-568)*. O-rings.
<https://www.o-ring.com.ar/familia/o-rings/>
- [22] C. Otto Gehrckens GmbH & Co. KG. (-, - -). *Sello de brida*. Calculador de O-rings.
<https://www.cog.de/es/productos/alrededor-las-juntas-toricas/o-ring-calculator/>
- [23] Hertz Jr., D. L. (1979). *O ring para servicios de baja presión*. Seals Eastern Inc.
[Libro de orings.pdf - Google Drive](#)
- [24] Çengel, Y. A. (2006). Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de Transmisión de Calor. In *Transferencia de calor*. McGraw Hill.
[Colección de tablas y gráficos TC](#)
- [25] ASCO. (2018). *Flow data, Flow factor and orifice size*. General & Engineering Information.
[ASCO - Information related to valve flow data](#)

- [26] Vanegas Useche, L. V. (2018). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Universidad tecnológica de Pereira.
[Diseño Elementos Maquinas.pdf - Google Drive](#)