



Brazo Telescópico Articulado y Rotador para el Ensamblaje Ergonómico de Tanques de Pulverizadoras

**Nicolás Ignacio Seguenzia
Bautista Baraldi**

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2024

Brazo Telescópico Articulado y Rotador para el Ensamblaje Ergonómico de Tanques de Pulverizadoras

Nicolás Ignacio Seguenzia

Bautista Baraldi

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:

Ingeniero Mecánico

Director/a:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2024

Dedicatorias

Bautista Baraldi:

A mi familia por apoyarme, a mis amigos por acompañarme y a mi mismo por el esfuerzo y sacrificio durante todo este tiempo.

Un especial agradecimiento a mi compañero, y amigo, de proyecto por todos los momentos vividos a lo largo de todos estos años.

Nicolás Seguenzia:

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que han sido fundamentales en este logro tan importante de mi vida. A mi familia, por el apoyo incondicional durante todos estos años de mi carrera universitaria, y especialmente a mis padres, Gladis y Francisco, por su esfuerzo constante y diario, por motivarme, escucharme y acompañarme en cada paso, brindándome siempre su respaldo y aliento en los momentos en que más lo necesité. Gracias a ustedes, hoy puedo alcanzar este gran objetivo que tanto soñé.

A mi hermano Francisco, quien considero mi guía tanto en la trayectoria académica como personal, brindándome su apoyo en cada decisión de vida y en cada momento de duda, acompañándome con palabras de

aliento y motivándome a ser la mejor versión de mí mismo, siendo un pilar fundamental en mi vida y por eso le debo tanto, no solo como hermano, sino como una persona que me ha enseñado muchísimo en este camino.

A mi novia Sofía, por estar siempre a mi lado y compartir conmigo tanto los momentos buenos como los difíciles. Gracias por tu paciencia, apoyo constante, motivación y fortaleza. Gracias por brindarme comprensión y amor en cada paso de este recorrido que juntos hemos logrado, proyectando siempre el mejor futuro para los dos, empujando hacia el mismo lado y ayudándonos a sacar lo mejor de nosotros mismos.

A mis amigos, quienes llenaron este camino de recuerdos inolvidables y con quienes compartí risas, noches de estudio y desafíos que enfrentamos juntos. Gracias por su amistad, por estar siempre ahí y por apoyarnos mutuamente, siendo una parte esencial de este proceso.

Este logro no podría haber sido posible sin cada uno de ustedes. Sin duda, el mérito no es solo mío, sino también de quienes me acompañaron, me guiaron y me impulsaron a llegar hasta aquí. Gracias, de todo corazón.

Resumen

En una fábrica de máquinas agrícolas de la zona núcleo de Santa Fe, se detectó un problema en el proceso de montaje de racores en los tanques de solución, que afectaba tanto la seguridad como la eficiencia. Los operarios debían ingresar al interior del tanque a través de una tapa de 450 mm de diámetro, lo que representaba un riesgo laboral significativo, especialmente en condiciones de calor, donde se registraron temperaturas internas de hasta 60°C. Además, esto requería órdenes de trabajo en espacios confinados, lo que incrementa los tiempos de operación.

El objetivo de esta propuesta es diseñar un dispositivo rotador que permita la sujeción externa del tanque y facilite la instalación de los racores sin que los operarios deban ingresar al interior. Este dispositivo rotador se adapta a diferentes modelos de tanques y se complementa con un brazo telescópico articulado que incluye cabezales neumáticos, lo que permite realizar el posicionamiento y montaje de los racores desde el interior del tanque de manera más segura y ergonómica.

Este diseño integrado mejora los tiempos de montaje al eliminar la necesidad de trabajos en espacios confinados, aumentando así la productividad en la línea de ensamblaje. Además, asegura condiciones de higiene y seguridad óptimas, cumpliendo con las normativas laborales.

Palabras Clave: Tanques, Racores, Montaje, Eficiencia, Seguridad, Pulverizadora, Ergonomía.

Abstract

In an agricultural machinery factory located in the core area of Santa Fe, a problem was identified in the process of assembling fittings in sprayer solution tanks, affecting both safety and efficiency. Workers had to enter the inside of the tank through a 450 mm diameter opening, which posed a significant occupational risk, especially in hot conditions, where internal temperatures reached up to 60°C. Additionally, this required work orders for confined spaces, increasing operation times.

The goal of this proposal is to design a rotating device that allows for external support of the tank and facilitates the installation of the fittings without requiring workers to enter the inside. This rotating device adapts to different tank models and is complemented by an articulated telescopic arm with pneumatic heads, enabling the positioning and assembly of the fittings from inside the tank in a safer and more ergonomic manner.

This integrated design improves assembly times by eliminating the need for confined space work, thereby increasing productivity on the assembly line. Moreover, it ensures optimal hygiene and safety conditions, complying with labor regulations.

Keywords: Tanks, Fittings, Assembly, Efficiency, Safety, Sprayer, Ergonomics.

Contenido

Resumen.....	5
Abstract.....	6
Contenido.....	7
Introducción.....	9
Capítulo 1: Consideraciones y Fundamentos de Diseño.....	13
1.1 Objetivos.....	13
1.1.1 Objetivo primario (OP).....	13
1.1.2 Objetivo secundario (OS).....	13
1.2 Medición en campo de Fuerzas-Torques en Racores.....	24
Fuerzas y Torques máximos a límite elástico en racores.....	29
Torque Experimental vs Torques máximos a límite elásticos.....	31
1.4 Relevamiento de Tanque.....	33
1.4.1 Distancias medidas desde el centro de la tapa modelo 3600.....	33
Condición Límite Máxima.....	35
1.5 Propuestas.....	36
1.5.1 Propuesta 1: Imanes/Electroimanes.....	38
1.5.2 Propuesta 2: Vara con/sin articulación fija/telescópica.....	40
1.5.3 Propuesta 3: Bolsa neumática.....	41
1.5.4 Propuesta 4: Herramienta tipo arpón.....	42
1.5.5 Propuesta 5: Robot.....	43
1.6 Elección de la propuesta.....	45
Capítulo 2: Desarrollo de la solución seleccionada.....	46
2.1 Diseño y elección del sistema de vacío.....	46
2.1.1 Ventosas Neumáticas - Elección.....	47
2.1.2 Generador de vacío - Eyector.....	49
2.1.3 Accesorios del sistema de vacío.....	54
2.1.3.1 Articulaciones esféricas KGL.....	55
2.1.3.2 Valvulas de retencion de vacio.....	57
2.1.3.3 Racores rapidos.....	58
2.1.3.4 Mangueras.....	59
2.1.3.4 Adaptador Hembra G1/4".....	61
2.1.3.5 Acoples Rápidos.....	62
2.2 Cabezales neumáticos y brazo telescópico.....	63
2.2.1 Brazo telescópico articulado.....	65

1. Zona telescópica.....	65
2. Zona de conexión y desconexión Mecánica y Neumática.....	69
3. Zona de válvulas y empuñadura.....	73
2.2.2 Cabezales con cilindros neumáticos.....	77
2.2.2.1 Cabezal para Carga Tanque - Retorno a Tanque - Desagote.....	79
2.2.2.2 Cabezal Sensor de Nivel.....	82
2.2.2.3 Cabezal Lavantanque.....	88
2.2.2.4 Cabezal Válvula de retorno.....	90
2.2.3 Cabezales con pinzas.....	93
2.2.3.1 Cabezal Respiradores.....	102
2.2.3.2 Cabezal de Jet - Agitadores.....	104
2.2.3.3 Cabezal Antitorbellino.....	113
2.2.3 Conos centradores de cabezales.....	117
2.2.4 Resumen.....	118
2.3 Dispositivo rotador.....	118
2.3.1 Cálculo del eje rotador.....	120
2.3.2 Horquilla sostiene tanque.....	122
2.3.3 Perno ajuste de altura.....	124
2.3.4 Selección del motorreductor.....	125
2.3.5 Selección de Chavetas.....	127
2.3.6 Base estructural del dispositivo.....	130
2.3.7 Ensamble final.....	131
Conclusión.....	133
Bibliografía.....	134

Introducción

Una de las etapas en la línea de producción de la empresa bajo estudio es el ensamblaje de los tanques de solución con sus racores e implementos, que posteriormente se montan en el chasis de las pulverizadoras. Actualmente, los tanques se colocan sobre una cama estática utilizando un puente grúa, donde se ensamblan los distintos racores. Una vez completo este proceso, el puente grúa eleva el tanque para su montaje en el chasis.

No obstante, para instalar los racores, un operario debe ingresar al interior del tanque, lo cual presenta varios desafíos:

- **Acceso al tanque:** El ingreso se realiza con la ayuda de una escalera móvil que se apoya sobre el tanque. El operario debe maniobrar para sentarse en la parte superior y luego introducirse al interior a través de un orificio de 450 mm de diámetro.
- **Espacio confinado:** Dependiendo del modelo de los tanques, el rango de altura varía entre 1550 mm y 1715 mm, el ancho entre 1610 mm y 1629 mm, el largo entre 2375 mm y 2807 mm, lo que convierte el espacio interior en un ambiente confinado.
- **Posturas incómodas:** El operario debe aplicar fuerza de torsión con llaves de apriete en posiciones incómodas, lo que provoca una sobrecarga en la espalda y la zona lumbar.
- **Altas temperaturas:** Durante los días calurosos, la temperatura interior del tanque puede alcanzar hasta 60°C. Por lo que el operario se ve obligado a salir del tanque cada 15 minutos para regular su temperatura corporal.

A pesar de estas difíciles condiciones laborales, es fundamental que los racores se ajusten correctamente para garantizar su funcionamiento sin pérdidas de líquido una vez que estén operativos. Además de la problemática ergonómica, se observa una falta de procedimientos que aseguren la calidad adecuada de los implementos. Estos procedimientos deberían establecer la secuencia de montaje de cada uno de los

racores, así como la forma correcta de realizar el torque, lo que garantiza un trabajo saludable a largo plazo.

Este proyecto se centra en la ergonomía del operario y en cumplir con las condiciones laborales necesarias para asegurar la calidad del torque en cada uno de los racores. Para lograr esto, es fundamental retirar al operario del espacio interior y proporcionarle las herramientas necesarias para que realice su trabajo desde el exterior, facilitando maniobras de torque a una altura y posición adecuada. Por ello, en una primera instancia, se planteó una solución integrada que incluya un dispositivo externo para sujetar el contenedor, complementado por otro dispositivo que actúe sobre los implementos desde dentro.

Con el objetivo de desarrollar un dispositivo que funcione tanto en el exterior como en el interior, se llevó a cabo un estudio de campo y un análisis del ensamblaje del tanque. Este análisis permitió identificar todas las variables relevantes que deben considerarse al momento de diseñar la solución. A continuación, se enumeran estas variables:

- **Presión de agarre del tanque:** Verificar que la presión aplicada sea la correcta para prevenir daños o deformaciones en el tanque durante el proceso de montaje al dispositivo de sujeción externo.
- **Fijación de los racores:** Comprobar que la fuerza ejercida sobre los racores sea la apropiada, evitando así posibles daños o deformaciones.
- **Altura de elevación del tanque:** La altura de elevación del tanque es fundamental para garantizar que se puedan colocar los accesorios y finalmente el tanque sobre el chasis de la pulverizadora sin que el operario se exponga al riesgo de daño o accidente.

Basándonos en normas internas de la empresa, la altura recomendada de trabajo se establece entre **1.2 m a 1.5 m**.

- **Geometrías y dimensiones de los tanques:** Considerar las diferentes formas y tamaños de los tanques, ya que existen tres modelos diferentes. Es esencial tener en cuenta estas variaciones para definir correctamente tanto el diseño como así como los puntos de agarre o apoyo.

- **Peso del tanque:** Conocer el peso de los tanques es fundamental para determinar los requisitos de capacidad de carga y resistencia del dispositivo.

Peso según modelos:

- “Tanque 2900 L”: 150 kg
- “Tanque 3300 L”: 170 kg
- “Tanque 3600 L”: 200 kg
- **Material de los tanques y los racores:** Los tanques de solución de 2900, 3300 y 3600 litros están fabricados mediante el proceso de rotomoldeo en polietileno de alta densidad mientras que los racores están fabricados en polipropileno. Esto es importante para seleccionar los materiales adecuados para el diseño de la solución, asegurando la compatibilidad y durabilidad del sistema.

Tabla 1: Propiedades mecánicas de los materiales del tanque y racores [1].

Material	Límite elástico (MPa)	Tensión de rotura (MPa)	Densidad (g/cm ³)
Polietileno de alta densidad (HDPE)	26-33	37	0,95
Polipropileno	12-43	19.7-80	0,91

- **Posición de los implementos/accesorios:** Es importante considerar la orientación de los racores para evitar un apoyo incorrecto, lo cual podría dificultar el proceso de montaje.

Torque y alineación para el ajuste de accesorios: Esta variable contempla la fuerza de apriete y la posición requeridas para lograr un ajuste seguro y confiable entre el racor y el tanque, lo cual garantiza la estabilidad del montaje entre ambas piezas. Según las mediciones realizadas en campo, el torque de apriete requerido es de **12.000 N·mm**.

- **Dimensiones de los accesorios:** Hace referencia a las dimensiones físicas de éstos. Es importante que el diseño de la solución sea capaz de adaptarse y manipular eficientemente los accesorios de diferentes tamaños y formas.

- **Secuencia de operaciones en el proceso de montaje de accesorios:** Esta variable nos permite ajustar el diseño de la solución al orden específico en el que se ensamblan los accesorios en los tanques. Al considerar este orden, podemos diseñar el dispositivo de sujeción de manera que facilite y optimice el proceso de montaje, garantizando una operación eficiente y sin contratiempos.
- **Tecnología disponible en el espacio de trabajo:** En la estación de trabajo, se cuenta con una línea neumática con una presión manométrica de 6 bares.

Por otra parte, se han establecido condiciones límites que se presentan en la estación de trabajo de la línea de montaje de los tanques. Estas condiciones se han tenido en cuenta al momento de desarrollar una solución para el problema. A continuación se detallan las condiciones límites identificadas:

- **Espacio de trabajo:** Se consideran las dimensiones físicas de la estación de trabajo donde se desarrollan las tareas de los tanques, ya que el diseño del dispositivo deberá adaptarse a estas dimensiones para garantizar su funcionalidad y eficacia en el espacio disponible.

Espacio de trabajo: Largo 3000 mm x Ancho 2300 mm

- **Costo y Disponibilidad de Materiales:** El costo y la disponibilidad de los materiales necesarios para construir la solución, asegurando que sea rentable y fácil de adquirir.
- **Facilidad de operación:** La solución debe ser fácil de implementar para el operario, de modo que no necesite entrenamiento adicional, ya que debería estar familiarizado con la tecnología utilizada.
- **Mantenimiento del equipo:** La solución debe contemplar que ante una rotura o reemplazo de alguna pieza, sea de fácil recambio o de una fabricación sencilla con máquinas y herramientas convencionales.

Capítulo 1: Consideraciones y Fundamentos de Diseño

Una vez que se han detallado cualitativa y cuantitativamente las variables y las condiciones límites, se presentan exclusivamente los objetivos planteados para abordar el diseño de la solución. Estos objetivos servirán como base y lineamiento de este proyecto, con el fin de alcanzar resultados satisfactorios.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo primario (OP)

Realizar el correcto posicionamiento y montaje de los distintos racores en los tres modelos de tanques considerando que el trabajo del operario debe realizarse desde el exterior del tanque de forma ergonómica y segura.

1.1.2 Objetivo secundario (OS)

OS1: Asegurar que el diseño de la solución sea el correcto para cumplir con la adaptabilidad a los tres modelos de tanques, teniendo en cuenta las variaciones en dimensiones y geometrías. Las dimensiones de los tres tipos de tanque son:

Tabla 1-1: Dimensiones de tanques.

Modelo	Largo [mm]	Ancho [mm]	Alto [mm]
2900 L	2375	1610	1700
3300 L	2800	1629	1550
3600 L	2807	1629	1715

OS2: Considerando que el operario debe ajustar la tuerca hembra al macho roscado desde el interior o exterior del tanque, según el racor a montar, es necesario garantizar que los implementos puedan ser apretados con un torque de entre 10.000 N.mm y 12.000 N.mm en el diseño de la solución. Además, deben ser diseñados para ser introducidos fácilmente en el tanque desde el exterior y posicionados correctamente en el orificio correspondiente al racor.

OS3: Cada racor a montar se considera un objetivo, ya que presentan diferentes geometrías y tuercas, ya sean hexagonales u octogonales en pulgadas. Estos racores deben instalarse en distintos puntos del tanque, donde los espacios de trabajo varían. A continuación, se detallan cada uno con su geometría, nombre y una imagen que muestra su ubicación específica.

OS3-1: Conjunto válvulas Respiraderos

Parte interna del tanque:

- Tuerca hexagonal - Rosca BSP 2 ½"



Figura 1-1: Ilustración Respiraderos.

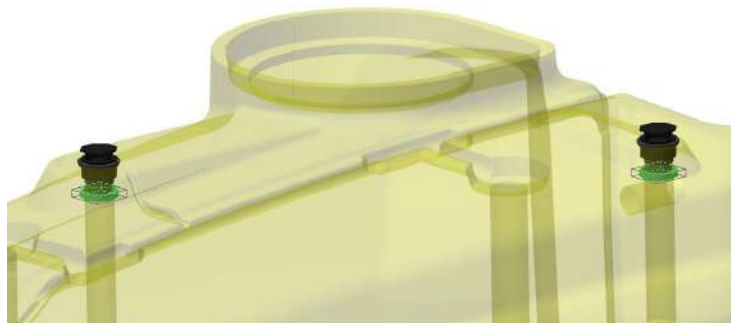


Figura 1-2: Ubicación Respiraderos.

OS3-2: Conjunto Lavatanque

- Altura total del conjunto armado lavatanque: 150 mm

Parte exterior del tanque:

Despiece de conjunto armado:

- Gris: Racor curvo - - Rosca BSP $\frac{1}{2}$ "
- Verde: Conector Rosca Macho - Rosca BSP $\frac{3}{4}$ "
- Violeta: Tapa - Rosca BSP 2 $\frac{1}{2}$ "
- Celeste: Rosca con tuerca - Rosca BSP 2 $\frac{1}{2}$ "
- Negro: Jet giratorio

Parte interior:

- Tuerca - Rosca BSP 2 $\frac{1}{2}$ "



Figura 1-3: Ilustración Lavatanque.



Figura 1-4: Ubicación Lavatanques.

OS3-3: Conjunto Carga Tanque

Parte Exterior:

Despiece de conjunto armado:

- Pasapared rosca macho
- Junta plana
- Racor curvo
-

Parte Interior:

Despiece de conjunto armado:

- Contratuerca - Rosca BSP 2"
- Tuerca - Rosca BSP 2"
- Racor curvo 2"
- Manguera con abrazadera

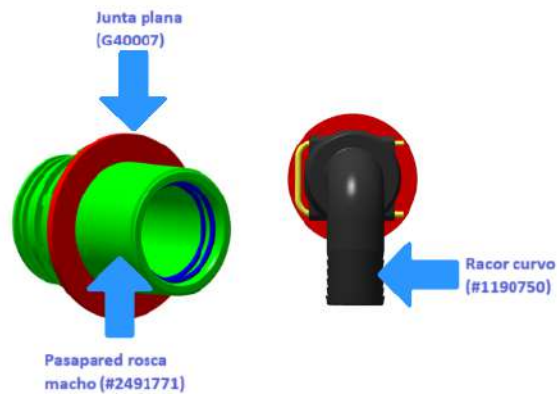


Figura 1-5: Ilustración Carga Tanque.



Figura 1-6: Ubicación Carga Tanque.

OS3-4: Conjunto Retorno Tanque

Conjunto Retorno Tanque - Parte exterior

Despiece de conjunto armado:

- Pasapared Rosca Macho - Rosca BSP 1½"
- Racor Curvo
- Junta separadora



Figura 1-7: Ilustración Retorno Tanque.

Conjunto Retorno Tanque - Parte interior

Despiece de conjunto armado:

- Contratuerca - Rosca BSP 1 ½ "
- Tuerca - Rosca BSP 1 ½ "
- Racor curvo 1 ½ "
- Manguera y abrazadera



Figura 1-8: Ubicación Retorno Tanque.

OS3-5: Conjunto Desagote

Despiece del conjunto armado:

- Racor curvo + tuerca - Rosca BSP ¾"
- Junta Plana

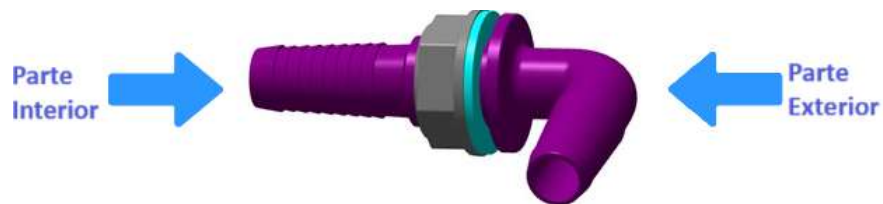


Figura 1-9: Ilustración Desagote.



Figura 1-10: Ubicación Desagote.

OS3-6: Conjunto Desagüe

Conjunto armado:

- Pasamuros - Rosca BSP 1"1/4"
- Junta Plana 1"1/4"
- Contratuerca - Rosca BSP 1"1/4"
- Tuerca - Rosca BSP 1"1/4"
- Racor Recto 1"1/4" con reducción 3/4"



Figura 1-11: Ilustración Desagüe.

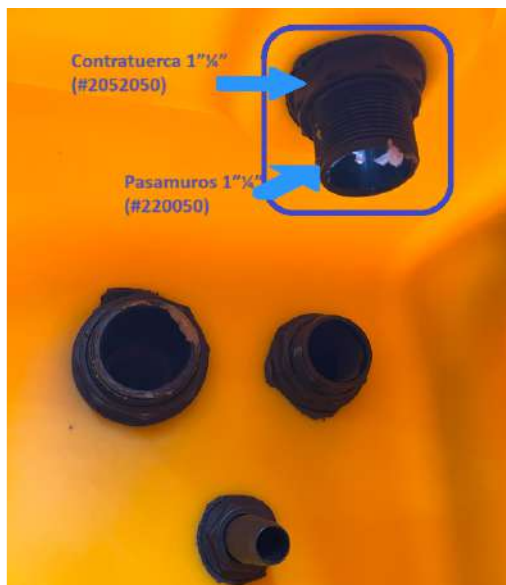


Figura 1-12: Vista inferior Desagüe.

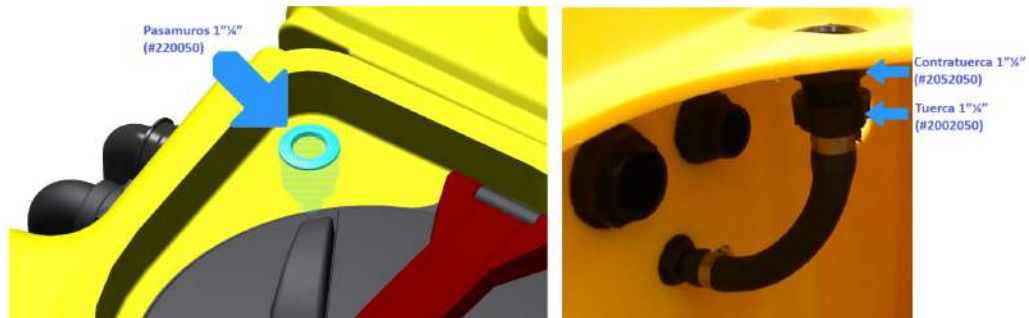


Figura 1-13: Ubicación en la tapa del Desagüe.

OS3-7: Sensores de nivel

Despiece del conjunto:

- Junta Plana
- Contratuerca - Rosca BSP 2"
- Sensor de nivel



Figura 1-14: Ubicación de los sensores de nivel.

OS3-8: Antitorbellino

Parte interior:

- Antitorbellino - Rosca BSP 2"

Parte exterior:

- Junta Plana

- Tuerca - Rosca BSP 2"

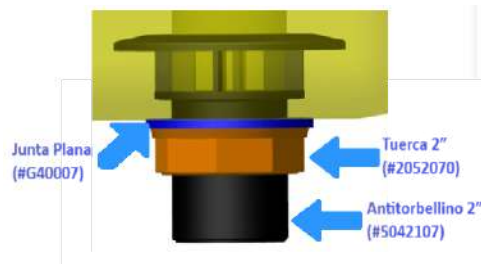


Figura 1-15: Ilustración del Antitorbellino.

OS3-9: Agitadores

Despiece del conjunto de Agitadores

Parte interna:

- Agitador con boquilla de 5mm

Parte externa:

- Junta plana
- Contratuerca - Rosca BSP 1" 1/4"
- Tuerca - Rosca BSP 1" 1/4"

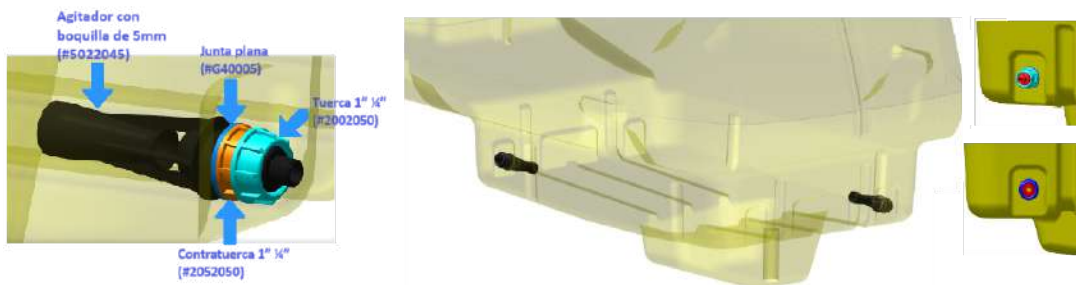


Figura 1-16: Ubicación de los Agitadores.

OS3-10: Válvulas de retorno

Despiece del conjunto armado

Parte externa:

- Válvula de 2 vías
- Racor hembra de horquilla

- Pasamuros - Rosca BSP 1"1/4"

Parte interna:

- Junta plana 1"1/4"
- Tuerca - Rosca BSP 1"1/4"

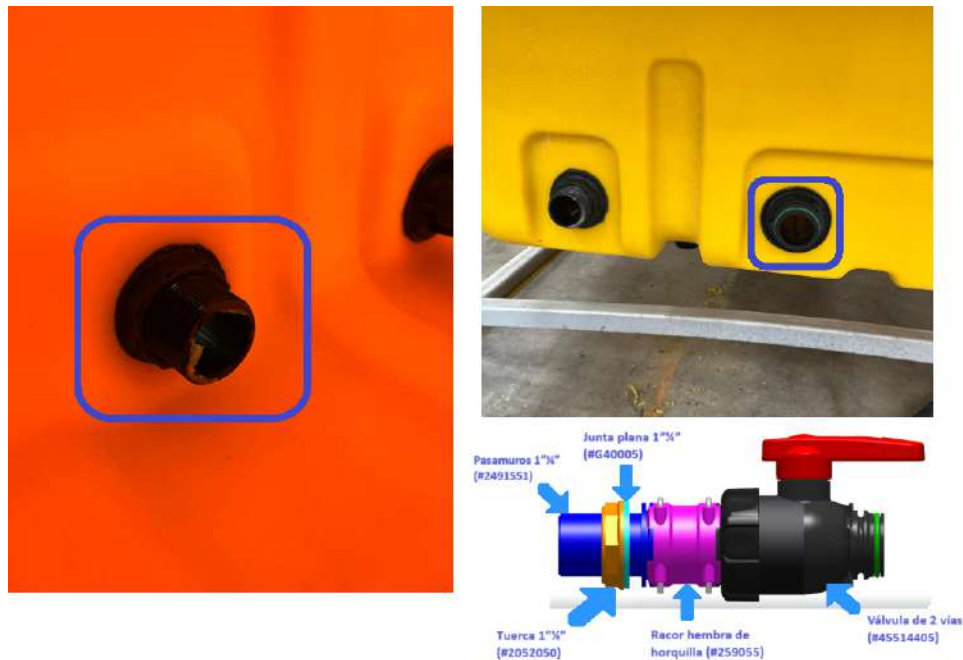


Figura 1-17: Ilustración de la válvula de retorno.

OS4: Consideraciones generales de posicionamiento y montaje de los accesorios tanto para la zona superior como la zona inferior del tanque. Esto incluye el montaje de las conexiones exteriores de mangueras, niples, codos, etc.

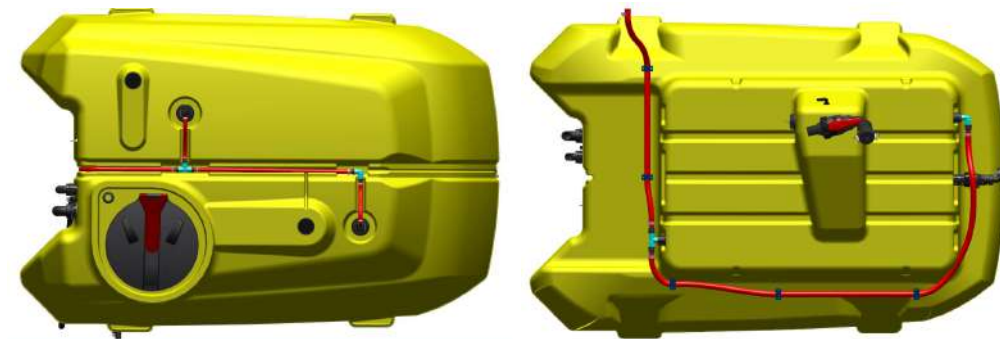


Figura 1-18: Posición de las mangueras y niples a colocar en la parte superior e inferior de los tanques.

OS5: Asegurar el acceso a la colocación de las etiquetas del logo a ambos lados del tanque.



Figura 1-19: Ubicación de calcomanía.

OS6: Asegurar la integridad del tanque durante la manipulación, evitando abolladuras o roturas durante el proceso, garantizando la correcta sujeción del dispositivo.

OS7: Garantizar la rigidez, resistencia y estabilidad del dispositivo sin descuidar la complejidad del mismo.

OS8: Garantizar que el dispositivo permita realizar el trabajo de manera ergonómica para prevenir lesiones, esto se traduce en cumplir con la altura reglamentaria de trabajar entre 1.2 a 1.5 metros con respecto al suelo.

OS9: Priorizar la sencillez de la solución, minimizando la complejidad. Se busca que el dispositivo sea fácil de utilizar por parte del operario.

OS10: Facilitar el mantenimiento y la reparación del dispositivo mediante componentes que sean accesibles y fáciles de sustituir en caso de fallos o desgaste, lo que reducirá los tiempos de inactividad y mejorará la disponibilidad del equipo.

OS11: Facilitar la manipulación y movilidad del dispositivo, asegurando que pueda ser trasladado con facilidad dentro de las instalaciones de la empresa.

1.2 Medición en campo de Fuerzas-Torques en Racores.

Para determinar el valor de torque necesario para el apriete entre el racor y el tanque, se realizaron mediciones en campo. Durante estas pruebas, se solicitó al operario que efectuara sus tareas rutinarias de ensamblaje utilizando las herramientas habituales.

Adicionalmente, se evaluaron las mediciones en racores con las tuercas de mayor tamaño, lo que permitió analizar los torques y fuerzas de apriete involucrados.

Para llevar a cabo el estudio y la medición de las fuerzas generadas durante el ajuste, se utilizó un dispositivo de medición acoplado a la pinza de apriete empleada por el operario, lo cual, permitió registrar las fuerzas instantáneas a lo largo de todo el proceso de ajuste. A continuación, se presentan imágenes de la toma de fuerzas.



Figura 1-20: Medidas en campo.

Una vez obtenidas las fuerzas instantáneas a lo largo del proceso de apriete, se realizó un postproceso donde se trazaron las curvas de fuerzas y torques ejercidos, tomando en cuenta el punto de apoyo y el punto de aplicación de la fuerza. De esta manera, se pudo determinar el torque máximo y la fuerza máxima de apriete.

Para calcular estos torques de apriete, se utiliza la siguiente ecuación:

$$T = F \cdot r \quad ; \quad [N \cdot mm] \quad (1.1)$$

Siendo:

T: Torque

F = Fuerza aplicada por el operario

$r =$ Radio total al punto de apoyo

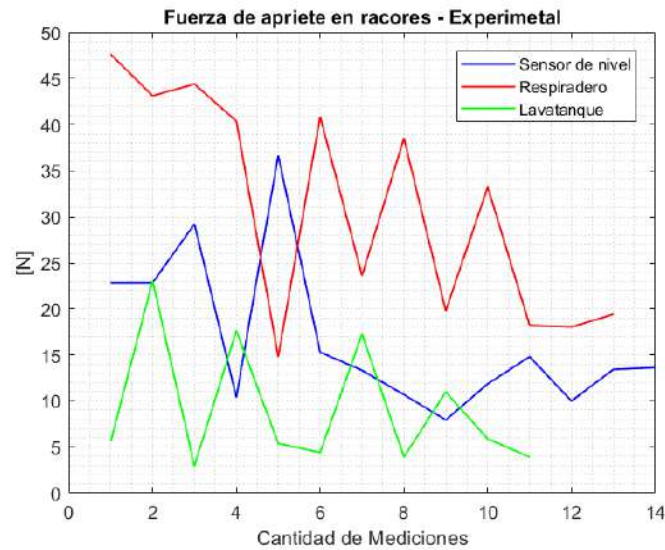


Figura 1-21: Mediciones experimentales de la fuerza de apriete realizada por el operario.

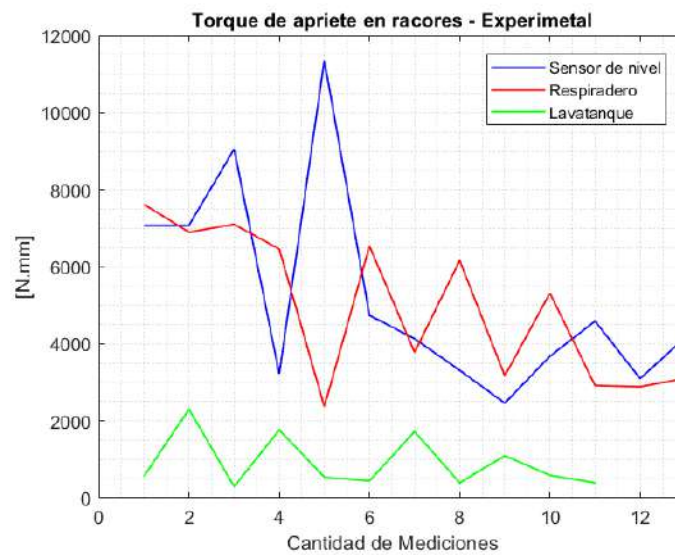


Figura 1-22: Resultados de los torques calculados por la Ecuación (1).

Realizando un estudio detallado de los torques máximos en cada uno de los racores analizados, se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 1-2: Torque máximo por racores medidos.

Racor	Radio de aplicación [mm]	Fuerza Máx. [N]	Torque Máx [N.mm]
Sensor de Nivel - Rosca BSP 2"	310	36,65	11362,12
Respiradero - Rosca BSP 2 ½"	160	47,63	7620,48
Lavatanque - Rosca BSP 2 ½"	100	23,03	2303

Como se puede observar en la tabla, el torque máximo instantáneo experimental se obtuvo en el racor del Sensor de Nivel, con un valor de 11,362.12 N·mm.

Al observar los torques de la Figura 1-22, se aprecia que no siguen una tendencia definida, sino que muestran un comportamiento en forma de picos. Por esta razón, al promediar los torques instantáneos medidos en cada caso, se podrá obtener una mayor precisión en la medición.

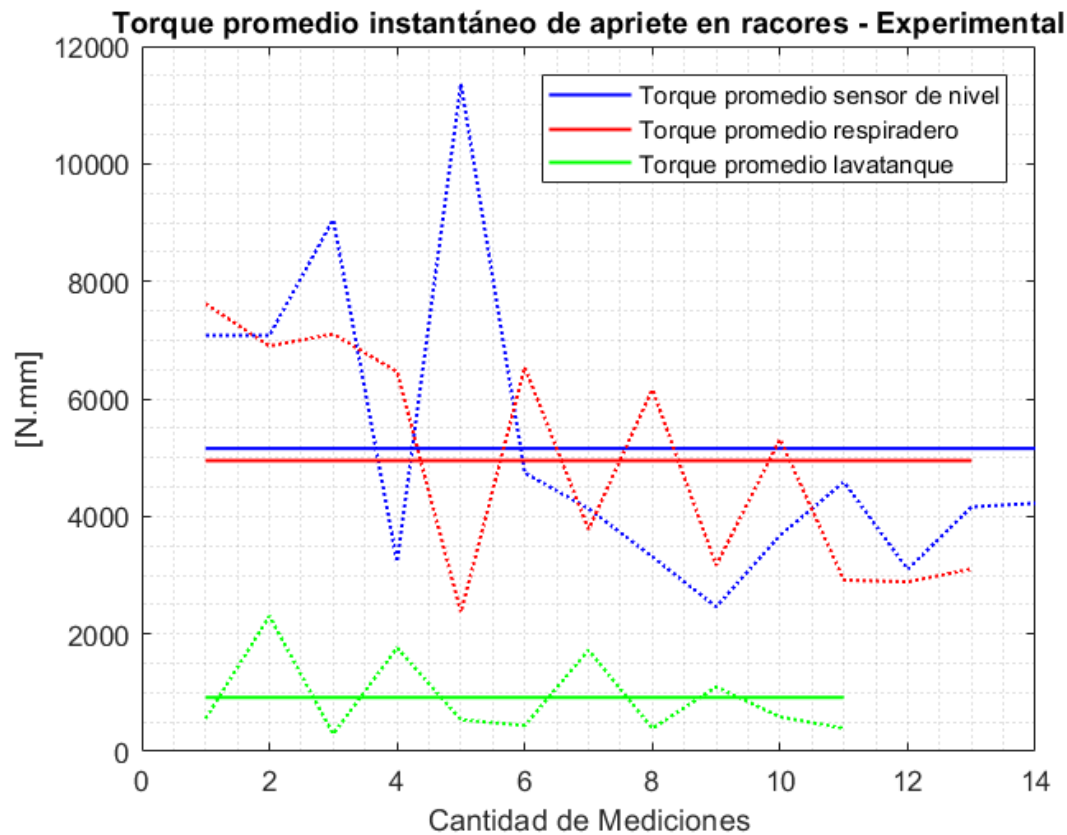


Figura 1-23: Promedios de los torque calculados.

Tabla 1-3: Torque promedio por racores medidos.

Racor	Fuerza Promedio [N]	Torque Promedio [N.mm]
Sensor de Nivel - Rosca BSP 2"	16.632	5155.92
Respiradero - Rosca BSP 2 ½"	30.923	4947.64
Lavatanque - Rosca BSP 2 ½"	9.18	917.64

Como se observa en la Tabla 1-3, el racor del Sensor de Nivel genera el mayor torque promedio instantáneo experimental, con un valor de 5,155 N·mm.

Debido a los torques instantáneos experimentales que se han obtenido se adopta un criterio conservador para el diseño, definiendo un torque máximo de **12,000 N·mm**, el cual deberá ser soportado por cada racor para resistir la reacción opuesta a la ejercida por el operario.

Tabla 1-4: Comparación de los torques máximo y promedio.

Racord	Fuerza Promedio [N]	Torque Promedio [N.mm]	Torque máximo adoptado [N.mm]	Factor de seg.
Sensor de Nivel	16.632	5155.92	12000	2,33
Respiradero	30.92	4947.64	12000	2,43
Lavatanque	9.18	917.64	12000	13,08

Este valor, que es superior al torque máximo medido experimentalmente, garantiza que el diseño podrá soportar dicho torque sin dañar o romper los racores durante el montaje con un factor de seguridad (FS) de 2,33 comparando con el torque promedio.

Fuerzas y Torques máximos a límite elástico en racores

Dado que se han obtenido las fuerzas y torques ejercidos en los racores, es necesario determinar hasta qué punto estos componentes pueden resistir dichas solicitaciones antes de deformarse o romperse. Considerando que los racores están fabricados en polipropileno, con un límite elástico de 12 a 43 MPa (ver Tabla 1), podemos calcular el torque máximo de rotura y la fuerza máxima que el operario debería aplicar para causar la deformación o ruptura del racor.

Siguiendo el mismo enfoque para los tres racores previamente estudiados, que cuentan con roscas BSP, se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 1-5: Roscas de los racores analizados.

Racor	Tipo de Rosca	ØExt. [mm]	ØInt [mm]	Radio de aplicación [mm]
Sensor de Nivel	BSP 2"	59.614	56.656	310
Respiradero	BSP 2 ½"	75.184	72.226	160
Lavatanque				100

Cabe destacar que los diámetros exteriores e interiores de los racores fueron obtenidos siguiendo la norma British Standard Pipe (BSP), que integra las normas ISO 7-1:1994, ISO 7-2:2000, ISO 228-1:2000 e ISO 228-2:1987.

Designation of thread	Number of threads in 25,4 mm	Pitch <i>P</i>	Height of thread <i>h</i>	Diameters		
				major <i>d = D</i>	pitch <i>d₂ = D₂</i>	minor <i>d₁ = D₁</i>
1	2	3	4	5	6	7
1/16	28	0,907	0,581	7,723	7,142	6,561
1/8	28	0,907	0,581	9,728	9,147	8,566
1/4	19	1,337	0,856	13,157	12,301	11,445
3/8	19	1,337	0,856	16,662	15,806	14,950
1/2	14	1,814	1,162	20,955	19,793	18,631
5/8	14	1,814	1,162	22,911	21,749	20,587
3/4	14	1,814	1,162	26,441	25,279	24,117
7/8	14	1,814	1,162	30,201	29,039	27,877
1	11	2,309	1,479	33,249	31,770	30,291
1 1/8	11	2,309	1,479	37,897	36,418	34,939
1 1/4	11	2,309	1,479	41,910	40,431	38,952
1 1/2	11	2,309	1,479	47,803	46,324	44,845
1 3/4	11	2,309	1,479	53,746	52,267	50,788
2	11	2,309	1,479	59,614	58,135	56,656
2 1/4	11	2,309	1,479	65,710	64,231	62,752
2 1/2	11	2,309	1,479	75,184	73,705	72,226
2 3/4	11	2,309	1,479	81,534	80,055	78,576

Figura 1-24: Dimensiones de las roscas.

Torque Experimental vs Torques máximos a límite elásticos

Considerando que el apriete en los racores se produce por la fuerza de tracción entre el vástago roscado y la tuerca, se utiliza el momento de inercia polar del área de la sección transversal de un anillo con radio interno r_1 y radio externo r_2 , el cual está dado por la Ecuación 1.2:

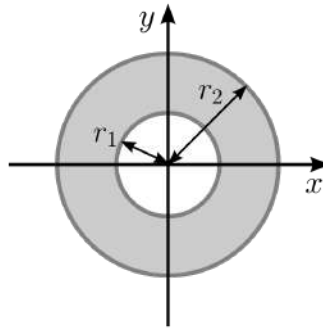


Figura 1-25: Momento de inercia de un anillo.

$$I_{p-z} = \frac{\pi}{2} (r_2^4 - r_1^4) \quad (1.2)$$

El esfuerzo cortante máximo en el vástago roscado se produce en la superficie externa, y puede expresarse como:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T \cdot c}{I_{p-z}} \quad (1.3)$$

Siendo:

$\tau_{m\acute{a}x}$ = *esfuerzo cortante máximo en el vástago*

T = *torque interno que actúa en la sección transversal*

c = *radio exterior del vástago*

I_{p-z} = *Momento de inercia polar del área de la sección transversal*

Para los cálculos, se adopta un enfoque conservador utilizando un límite elástico de 12 MPa, el valor mínimo según la tabla. Esto permite estimar el torque y la fuerza máximos

necesarios para deformar el racor. A continuación, se presentan los resultados en Tabla 1-6,

Tabla 1-6: Torque y fuerzas máximas por racor.

Racor	Inercia Polar [mm ⁴]	Torque máximo a límite elástico [N.mm]	Fuerza máxima a límite elástico [N]
Sensor de Nivel	228376.8	91942.2	302.6
Respiradero	465290	148528.4	947.2
Lavatanque	465290	148528.4	1515.6

Los torques máximos calculados utilizando el límite elástico inferior de 12 MPa son considerablemente mayores que los torques que el operario puede aplicar. Esto garantiza que los racores no sufrirán deformación ni rotura bajo las fuerzas aplicadas durante el apriete manual

A modo de resumen, se podrá apreciar la comparación porcentual entre los mismos.

Tabla 1-7: Comparación porcentual de torque máximo y torque a límite elástico.

Racor	Torque Máx [N.mm]	Torque máximo a límite elástico [N.mm]	% Torque Operario vs Torque Máximo a límite elástico
Sensor de Nivel	11362.12	91942.2	12.36 %
Respiradero	7620.48	148528.4	5.13 %
Lavatanque	2303.00	148528.4	1.55 %

En el racor del Sensor de Nivel, que presentó el mayor torque experimental medido, solo se utiliza el **12.36%** del torque disponible antes de que ocurra la deformación. Esto confirma que el diseño es adecuado para soportar el torque aplicado sin riesgo de daño.

1.4 Relevamiento de Tanque

1.4.1 Distancias medidas desde el centro de la tapa modelo 3600.

La empresa analizada nos ha permitido acceder a los archivos CAD y a los planos de los tanques, lo que nos facilitó el examen detallado de las posiciones exactas donde se colocan los racores, así como también las dimensiones de los mismos mediante software. Es sumamente importante resaltar que los planos entregados de los tres modelos de tanques carecían de cotas esenciales para desarrollar correctamente el diseño de la solución.

Es por ello que se realizaron mediciones utilizando los archivos CAD y se verificaron en campo las distancias desde el centro de la tapa del tanque que será el método de ingreso al tanque del diseño hasta cada uno de los racores. Estas mediciones son fundamentales para definir las condiciones límite en función de la distancia desde el centro de la tapa hasta cada racor, la cual determinará el alcance que debe tener el dispositivo a diseñar.



Figura 1-26: Medidas desde el interior del tanque 3600 L.

Cabe destacar que estas mediciones se llevaron a cabo en el tanque de 3600 L, dado que presenta las mayores dimensiones. Esto nos permite establecer la cota superior de nuestro diseño; si el dispositivo cumple con las distancias requeridas para el tanque más grande, también será adecuado para los demás tanques, ya que sus distancias son menores.

Tabla 1-8: Coordenadas de los racores vs distancia medida.

Tanque Modelo 3600 Litros - Distancias desde el centro de la tapa a cada racord						
		Software (Eje)				
Accesorio	Cant.	x	y	z	Vector Resultante	Experimenta l
Respiradero	1	800	0	100	806.2	750
	2	80	0	930	933.4	700
Lavatanque	1	640	0	160	659.7	650
	2	80	0	1290	1292.5	1300
Carga tanque	1	91	200	373	432.9	400
Retorno tanque	1	301	198	374	519.3	450
Regla visual		198	320	374	530.5	420
Desagote	1	62	1544	870	1773.3	1800
Conjunto desagüe	1	191	0	204.5	279.8	300
Sensores de nivel	1	530	205	374	680.3	650
	2	408	1566	840	1823.3	1700
Antitorbellino	1	48	1625	1223	2034.4	1900
Agitadores	1	715	1369	192	1556.4	1450
	2	715	1375	1780	2360.1	2200
Válvula de retorno	1	236	1375	1780	2261.6	2200

Se observa que los valores experimentales de las distancias son consistentes en gran medida con los datos obtenidos del software, considerando que las medidas se realizaron con una cinta métrica en el experimento y que se estimó de modo aproximado el centro de la tapa. Esto refuerza la validez de las mediciones.

Adicionalmente, las distancias establecidas servirán como referencia segura para los otros modelos de tanque, asegurando que el diseño se mantenga dentro de las especificaciones necesarias para su implementación.

Condición Límite Máxima

La condición límite máxima se define como la distancia desde el centro de la tapa del tanque hasta el racor más alejado, que determina el alcance necesario del dispositivo a diseñar. Para el tanque modelo 3600 litros, la medición más crítica es la siguiente:

- Agitador: **2360.1 mm (vector resultante)**

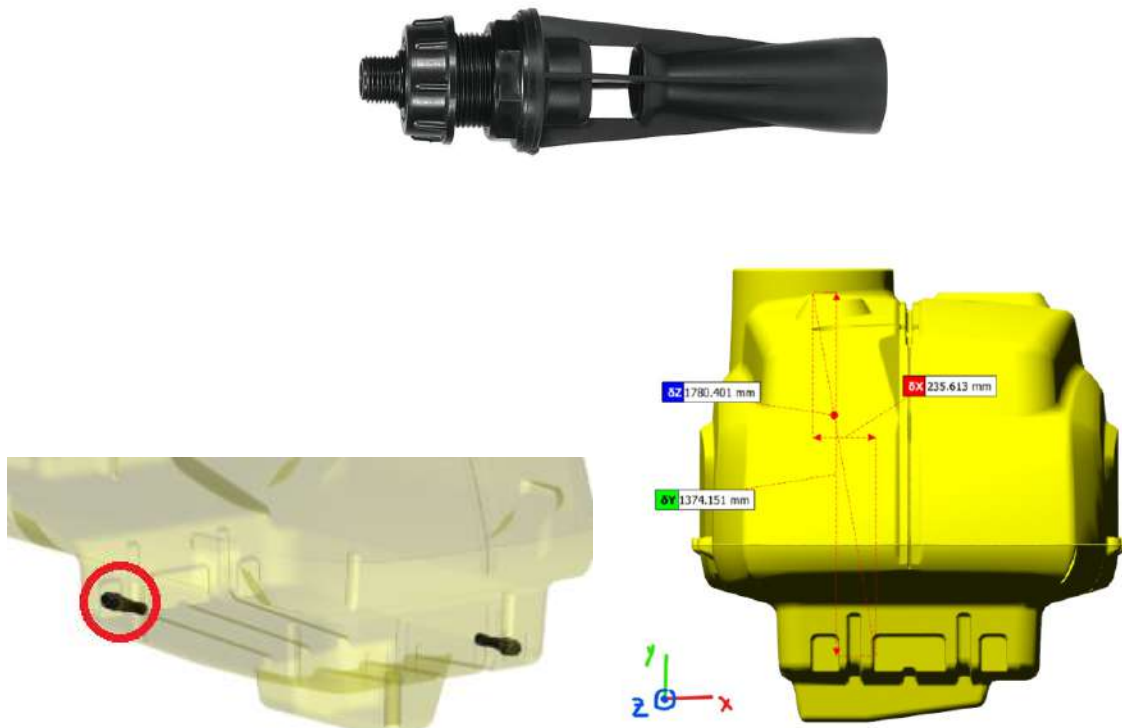


Figura 1-27: Condición límite agitador.

Esta distancia indica que el dispositivo a diseñar debe ser capaz de extenderse como mínimo **2360.1 mm** desde el centro de la tapa del tanque para alcanzar y manipular adecuadamente el racor del agitador. Esto asegura que el diseño permitirá un acceso

eficiente a todos los racores necesarios en el tanque, incluso en el caso de los otros tanques de menores dimensiones.

1.5 Propuestas

Para todas las propuestas, es necesario contar con un dispositivo externo que facilite el movimiento del tanque de manera que el operario pueda trabajar en la tapa a una altura de entre 1,2 m y 1,5 m con respecto al suelo. Esto es fundamental para satisfacer las necesidades ergonómicas del operario y garantizar una correcta posición de trabajo.

Debido a que el torque máximo a considerar para el ajuste de los racores es de 12.000 N.mm, y dado que dicho torque será soportado por dos puntos de apoyo en el dispositivo a diseñar, podremos calcular la fuerza de apriete correspondiente para distintos racores de diversas dimensiones.

A continuación, se ha realizado un relevamiento de las tuercas a roscar en cada uno de los racores, midiendo la distancia entre las caras opuestas donde el operario aplicará el torque con la llave de apriete. Por ello, se presenta una tabla que muestra las fuerzas tangenciales que se generan en los puntos de apoyo al aplicar un torque máximo de 12.000 N.mm.

Tabla 1-9: Medidas de las tuercas a ajustar y sus respectivas fuerzas de apoyo.

Tuerca BSP - Racor	Distancia entre caras opuestas [mm]	Fuerza a soportar por apoyo [N]	Fuerza a soportar por apoyo [Kgf]
2 ½"	86	279.07	28.48
2"	72	333.33	34.01
1 ½"	57	421.05	42.96
1 ¼"	52	461.54	47.10
¾"	34	705.88	72.03

El racor con la tuerca BSP más pequeña, de ¾", es el que presenta la mayor solicitación de fuerza tangencial en sus apoyos, con un total de 705,88 N o 72,02 kgf. Este valor se

tomará como referencia para los cálculos de las propuestas, con el objetivo de garantizar que se están considerando las condiciones más exigentes. Si este racor cumple con los requisitos de torque y seguridad, se asegurará que las demás opciones también lo harán. Además, dichas fuerzas se evaluarán para verificar si las propuestas siguientes tienen la capacidad de soportarlas, según su tipo y la tecnología asociada

A modo de aclaración conceptual sobre la distancia entre las caras opuestas de un hexágono/octógono, se presenta una imagen que ilustra dicha distancia en la tuerca con rosca BSP 2", la cual está representada en la tabla. Esta referencia indica el punto exacto de la tuerca donde se aplica la fuerza y el torque.

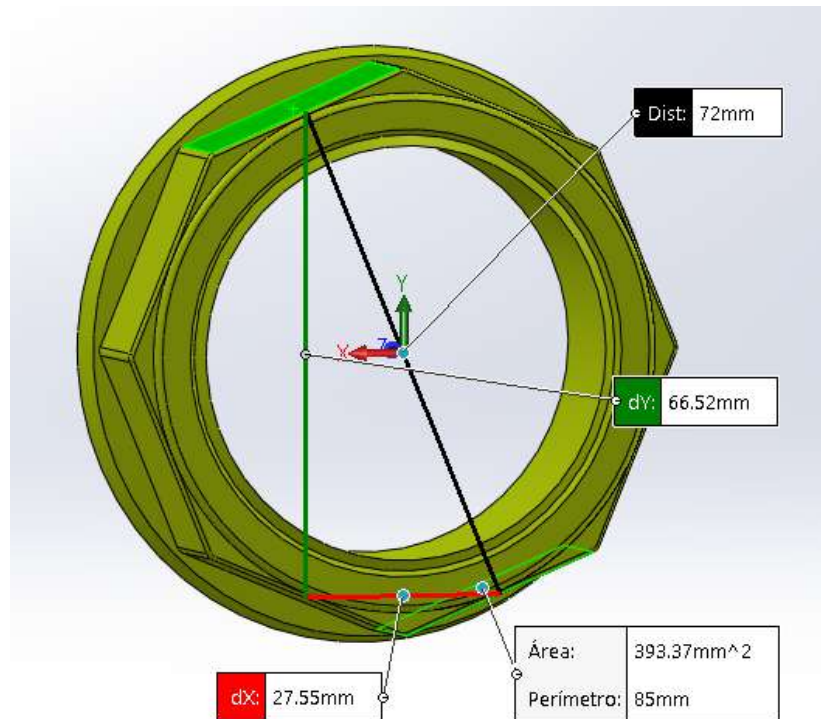


Figura 1-28: Superficies donde se aplica la cupla resistente al momento realizado por el operario.

1.5.1 Propuesta 1: Imanes/Electroimanes

Para sostener los implementos, montados en una placa ferromagnética, se utilizarán electroimanes o imanes permanentes. El operario, desde el exterior, manejará estos imanes para guiar la placa con el implemento hasta el orificio correspondiente. De esta manera, el operario podrá asegurar el montaje desde el exterior, permitiendo que los electroimanes o imanes permanentes proporcionen la fuerza requerida para soportar el torque aplicado.

Considerando que la fuerza tangencial a soportar es de 72 kg, se propone utilizar electroimanes para sujetar el implemento. La corriente requerida en el electroimán se calculará en función de la fuerza ejercida por el campo electromagnético sobre el soporte metálico que sujeta el implemento, utilizando el cálculo de la fuerza de Lorentz.

Utilizando la expresión de la fuerza magnética sobre un conductor con corriente en un campo magnético, que se deriva de la fuerza de Lorentz:

$$F = BIL\sin\theta \quad (1.4)$$

Siendo:

- *F: magnitud de la fuerza requerida*
- *B: el intensidad de campo magnético*
- *I: corriente a través del conductor*
- *L: longitud del conductor en el campo magnético*
- *θ : ángulo entre el conductor y el campo magnético*

Centrándose en la peor condición donde $\theta = 90^\circ$, se obtiene la expresión de fuerza magnética:

$$F = BIL \quad (1.5)$$

De esta manera, se podrá realizar el cálculo de la corriente, considerando que, para asegurar la seguridad de las personas que trabajan con este tipo de dispositivos, la intensidad del campo magnético debe ser como máximo de 100 microTeslas [2].

En base a la expresión obtenida anteriormente, la fórmula para calcular la corriente requerida queda definida de la siguiente forma:

$$F = BIL \Rightarrow I = \frac{F}{BL} = \frac{705.88 \text{ N}}{0,0001 \text{ T} * 1 \text{ m}} = 7058823.53 \text{ A} = 7058.82 \text{ kA}$$

La primera conclusión de esta propuesta es que requiere una corriente exorbitante para ejercer la fuerza de apriete requerida, sin afectar al operario con el campo magnético.

Por otra parte, para calcular el área necesaria del electroimán que cumpla con la fuerza requerida, se puede utilizar la expresión de la fuerza máxima para materiales ferromagnéticos. Esta describe la fuerza de atracción entre dos superficies planas en presencia de un campo magnético uniforme, de la siguiente manera:

$$F = \frac{B^2 * A}{2 * \mu_o} \quad (1.6)$$

Siendo:

- F : Fuerza requerida
- B : Intensidad del campo magnético
- μ_o : permeabilidad magnética del espacio libre = $4\pi * 10^{-7} \frac{\text{H}}{\text{m}}$

Finalmente, despejando el área de la ecuación anterior, se obtiene:

$$A = \frac{2 * \mu_o * F}{B^2} = \frac{2 * 4\pi * 10^{-7} \frac{\text{H}}{\text{m}} * 7058823.529 \text{ N}}{(0,0001 \text{ T})^2} = 177407.59 \text{ m}^2$$

De esta forma, podemos concluir que esta propuesta requiere el uso de una gran corriente de 7058,82 kA y un área de electroimán de 177407,59 m² para poder cumplir

con la fuerza de apriete requerida. Estos valores son extremadamente grandes y poco prácticos, haciendo que **esta propuesta sea inviable**.

1.5.2 Propuesta 2: Vara con/sin articulación fija/telescópica

Utilizar un sistema de barras con la posibilidad de sostener los implementos que se pueda maniobrar desde el ingreso del tanque (la tapa). El sistema de barras puede ser con o sin articulación, dependiendo del diseño a adquirir, y con la posibilidad de ser o no telescópico. Para sujetar el racor en la posición final se utiliza un sistema de succión.

Utilizando un dispositivo que incluye una vara telescópica con articulaciones en sí misma, es posible alcanzar y sujetar los implementos en áreas de difícil acceso dentro del tanque. Esto es esencial para este tipo de tanques con geometrías irregulares, siempre contemplando las posiciones extremas y más alejadas del tanque a cumplir. En este caso, como se muestra en la figura de la propuesta, dicha vara ingresa por la tapa del tanque para luego ser maniobrada por el operador hasta llegar con el cabezal que sostiene el implemento a la posición deseada.

Este dispositivo presenta en su cabeza un sistema de acople al tanque para realizar la fijación del mismo, dejando en la posición correcta al implemento. Además, para ayudar al operador a centrar el implemento contra la perforación donde se montará, se colocarán conos postizos en el cabezal que actuarán de guías. Cuando el cono ingresa en la perforación del tanque, el operador realiza la sujeción del cabezal neumático, fijándose contra el tanque. Luego, se retira el cono postizo desde el exterior del tanque, ya que este irá enroscado con la tuerca que carga el cabezal. Esta tuerca será la que luego se instalará en el racor. Por lo tanto, la tuerca, una vez fijada en el cabezal, será tanto el implemento objetivo a roscar como el centrador para el cono postizo.

En conclusión, aunque requiere habilidad para operar, es más intuitivo y fácil de aprender en comparación con sistemas más complejos como los robots. Este tipo de dispositivo puede diseñarse con diferentes longitudes y tipos de articulaciones para adaptarse a diferentes tamaños de tanques, ya que se poseen tres modelos de los mismos y configuraciones específicas. Aunque requiere más mantenimiento que una

“simple pinza”, los sistemas telescópicos y de articulación pueden diseñarse para un mantenimiento relativamente fácil y accesible.

1.5.3 Propuesta 3: Bolsa neumática

Una vez colocados los implementos con ayuda de una barra guía o alambre y habiendolos acomodados con morsas tipo "G" (o postizos) desde afuera, se infla un "globo de goma" con un ventilador o compresor desde la tapa para sostener los accesorios desde dentro y poder ajustar desde fuera.

Sabiendo que la fuerza a soportar es de 72 kg y tomando como referencia el área frontal de la tuerca de 2" ½" (A), se calcula la presión necesaria para sostener este implemento.

$$P = \frac{F}{A} = \frac{72.03 \text{ kg}}{4687 \text{ mm}^2} = 0.15 \text{ MPa} = 1.51 \text{ bar}$$

Es decir que para poder ajustar de manera segura el racor con la tuerca de 2" ½" se necesita una presión de 1.5 bar.

A su vez, teniendo en cuenta que la mayor capacidad de los tanques es de 3600 litros, debemos contar con un compresor capaz de llenar dicho espacio en un tiempo razonable, no mayor a 5 minutos.

De acuerdo a catálogos de referencia de la marca Atlas Copco, un compresor es capaz de entregar un caudal de 31 litros por segundo a una presión máxima de trabajo de 10 bar, por lo que se tardaría un poco menos de 2 minutos en rellenar la totalidad del tanque.

La propuesta de utilizar una bolsa neumática presenta diversas limitaciones que dificultan su viabilidad para el montaje de implementos en tanques. La complejidad asociada con el sistema de inflado, ya sea por medio de un ventilador o un compresor, el riesgo de fallas o fugas que se pueden dar debido al sellado de la misma bolsa, la poca practicidad y eficiencia del proceso debido al tiempo de llenado, hacen que esta

opción no sea adecuada para nuestras necesidades. Por lo tanto, **se descarta la propuesta de la bolsa neumática** en favor de alternativas más eficientes.

1.5.4 Propuesta 4: Herramienta tipo arpón

Utilizar un sistema de gancho que permita sostener desde fuera el accesorio que va en el interior mientras se ajusta el resto del implemento.

Para la herramienta tipo arpón, es fundamental tener en cuenta la geometría interna de cada implemento específico. Se ha realizado un exhaustivo relevamiento de cada uno de ellos para identificar aquellos donde el arpón puede operar sin dificultades. Su función es sostener la tuerca o contratuerca interna desde el exterior, facilitando así el ajuste del implemento a dicha pieza. Al mismo tiempo, se han identificado aquellos implementos donde la herramienta no podrá acceder ni cumplir con su función, lo que implica que no podrán ser montados utilizando esta herramienta.

Tabla 1-10: Verificación de cumplimiento de propuesta 4.

N°	Accesorio/Implemento	¿Posibilidad de introducir Arpón?
1	Respiradero	NO
2	Lava Tanques	NO
3	Carga tanque	NO
4	Retorno tanque	NO
5	Regla visual	NO
6	Desagote	NO
7	Conjunto desagüe	SI
8	Sensores de nivel	NO
9	Antitorbellino	NO
10	Agitadores	NO
11	Válvula de retorno	SI
Totales de "SI"		2
Totales de "NO"		9

La propuesta de utilizar herramientas tipo arpón para la sujeción y el montaje de los implementos en el tanque se vuelve prácticamente inviable. Esto se debe a que no todos los implementos son huecos, lo que impide que el arpón pueda actuar una vez que el implemento esté posicionado. Aunque a primera vista podría parecer una solución viable, esta opción requiere que todos los implementos tengan la capacidad de ser huecos en su interior para que el arpón pueda actuar y sujetar la tuerca. Por estas limitaciones y consideraciones, **se concluye que esta propuesta** para el montaje de implementos en el tanque **será descartada** debido a que sólo será efectiva para dos de ellos.

1.5.5 Propuesta 5: Robot

Utilizar un robot automatizado para poder realizar el montaje de los implementos. Este robot consistiría en un brazo autónomo que logre introducirse en el tanque y posicionar el implemento para que un operario desde fuera rosque el resto del racor.

La propuesta de utilizar un robot automatizado ofrece numerosas ventajas para el montaje de los implementos. Equipado con una pinza rotulada, brazos articulados y una programación específica para cada uno de los implementos en su espacio tridimensional de trabajo, el robot puede alcanzar cualquier punto del tanque con la precisión y automatización adecuadas. Sin embargo, esta solución, aunque eficiente en términos de tiempo de producción, resulta costosa y demanda un mantenimiento considerable.

Además, es crucial considerar que la programación del robot se basa en coordenadas en un espacio tridimensional, lo que presenta un desafío ya que no todos los tanques tienen la misma geometría interna. Debido a las variaciones geométricas generadas durante el proceso de rotomoldeo, cuyas variaciones son considerables (verdadera posición $\pm 0,4$ mm, dimensiones lineales ± 1 mm y dimensiones radiales $+1,5$ mm a -1 mm), el robot podría enfrentar dificultades para montar los implementos en los orificios, con el riesgo de posibles choques.

A continuación, se presenta una serie de relevamientos en campo sobre las distintas perforaciones del tanque, donde posteriormente se montarán los implementos. Las medidas fueron realizadas con un calibre pie de rey con una apreciación de 0,02 mm.

Tabla 1-11: Variación diametral por agujero donde se coloca cada racor.

Distancias medidas desde el centro de la tapa del tanque Modelo 3600					
Accesorio	Cant	1era Medición [mm]	2da Medición [mm]	3ra Medición [mm]	Mayor variación Diametral [mm]
Respiradero	1	60.22	61.26	62.34	2.12
	2	60.42	62.18	61.4	1.76
Lavatanque	1	76.62	76.84	75.26	1.58
	2	76.5	74.32	74.72	2.18
Carga tanque	1	61.42	60.38	61.68	1.3
Retorno tanque	1	50.2	48.78	49.54	1.42
Regla visual	1	27.7	27.82	27.54	0.28
Desagote	1	27.3	26.28	27.54	1.26
Conjunto desagüe	1	44			-
Sensores de nivel	1	60.5	60.5	61	0.5
	2	61.8	59.82	61.92	2.1
Antitorbellino	1	60.8	60	60.48	0.8
Agitadores	1				-
	2	41.9	42	41.5	0.5
Válvula de retorno	1	42.12	41.9	41.6	0.52

Como se puede observar en la Tabla 1-11, se presentan variaciones en los diámetros de hasta 2.18 mm entre las mediciones realizadas para una misma perforación en distintos tanques. Esto denota los grandes rangos de variación que se provocan en la fabricación del tanque, lo cual verifica que **el robot no podría ser utilizado para esta solución**.

Por último, la adquisición de estos robots, capaces de soportar el torque necesario para cada implemento, conlleva una inversión inicial considerable (de unos U\$D 40000 como mínimo), que incluye el soporte técnico requerido.

1.6 Elección de la propuesta.

Habiendo analizado cada propuesta y teniendo en cuenta que:

- Para la propuesta 1 se requiere un alto nivel de corriente y un área de electroimán excesiva;
- La propuesta 3 no resulta práctica ni tampoco se define una forma de posicionar en el lugar correcto cada tuerca/contratuerca de los implementos;
- No es posible aplicar la propuesta 4 dado que la mayoría de los componentes no cumplen con las condiciones necesarias;
- La propuesta 5 requiere un alto nivel de precisión de fabricación del tanque para cumplir con tolerancias geométricas y dimensionales, lo cual no se cumple en este caso;

Se decide optar por la propuesta 2 como mejor solución para el problema de ensamblar el tanque de solución con los implementos debido a los puntos fuertes que la misma posee, tanto de agarre de los implementos con el cabezal como también el hecho de poder llegar a la ubicación de los mismos correctamente. Además, es menos costosa que soluciones automatizadas o robotizadas, ofreciendo un buen balance entre costo y funcionalidad.

Capítulo 2: Desarrollo de la solución seleccionada

Este proyecto tiene como objetivo ofrecer una solución integral, que incluye el diseño de una nueva cama de apoyo para la sujeción y rotación de los tanques, colocándolos en una postura de trabajo cómoda y conforme a las normas de seguridad y ergonomía. Dado que los racores a montar en el tanque poseen distintas geometrías, y muchos de ellos deben instalarse desde el interior hacia afuera, se ha diseñado un brazo telescópico articulado. Este brazo se adaptará en su extremo mediante cabezales neumáticos, diseñados tanto para el agarre del racor como para fijarse a la superficie del tanque, considerando que los diferentes modelos de tanques presentan geometrías diversas.

El diseño de este proyecto se organiza en tres grandes secciones: el dispositivo rotador, el brazo telescópico articulado y los cabezales neumáticos. A continuación, se describen cada una de estas secciones, detallando las condiciones y fundamentos de diseño que se han tenido en cuenta para llegar a las soluciones propuestas.

2.1 Diseño y elección del sistema de vacío

Una de las principales cuestiones planteadas a lo largo de este proyecto fue cómo soportar el torque generado por el operario al ajustar los racores con el tanque, que alcanza los 12.000 N·mm. La pregunta clave fue qué tipo de mecanismo podría soportar dicho torque desde el interior del tanque y con qué tecnología se podría lograr.

Al relevar la estación de trabajo, se descubrió que cuenta con una línea de red de aire comprimido disponible, con una presión manométrica de 6 bares. Dado que el tanque tiene una superficie limpia, seca, de baja rugosidad, sin aceites ni residuos de otros productos, se decidió que la mejor solución para generar el par de reacción ante el torque máximo de 12.000 N·mm sería utilizar ventosas neumáticas.

2.1.1 Ventosas Neumáticas - Elección

Las ventosas seleccionadas para el tanque se utilizan como elementos de sujeción dentro del tanque. Dado que la superficie del tanque es lisa, limpia y libre de aceites, pero con algunas geometrías regulares, estas ventosas deben tener características específicas que les permitan adaptarse a ciertas geometrías irregulares. Es esencial considerar la fuerza de arranque que la ventosa puede soportar, y que su diámetro sea adecuado para acoplarse tanto a los cabezales neumáticos como a las zonas de agarre en las paredes del tanque. Estos parámetros serán los principales criterios de selección para garantizar el correcto funcionamiento del sistema.

Para la elección de las ventosas neumáticas, se adoptó un mismo tipo y serie para todos los cabezales neumáticos. Esto facilita la estandarización del equipo, simplifica el proceso de mantenimiento, reduce el stock de repuestos necesario y asegura que se mantengan las mismas especificaciones de sujeción en cada operación.

Las ventosas neumáticas seleccionadas son de la marca Micro, modelo "Ventosas de fuelle FSG 2,5 pliegues", las cuales presentan las siguientes características:

- Ventosa universal para piezas muy desiguales o con necesidad de compensación de altura.
- Diseño con fuelle de 2,5 pliegues, permitiendo un efecto amortiguador óptimo al colocar la ventosa sobre la pieza.
- Pliegues suaves y adaptables que otorgan una elevada carrera a la ventosa.
- Labio sellador suave que se adapta bien a superficies abombadas o con desniveles.
- Materiales: caucho nitrílico (NBR), caucho de silicona (SI) y material para alta temperatura (HT1).

Estas ventosas están fabricadas con elastómeros sintéticos, lo que garantiza su resistencia frente a las condiciones normales del entorno de trabajo y asegura una durabilidad a largo plazo.

La selección de ventosas neumáticas debe considerar que, dado que su función es únicamente adherirse al tanque y soportar el torque generado por el ajuste del racor, sin necesidad de mover ni trasladar piezas, la fuerza de arranque constituye el parámetro más relevante. Esta fuerza asegura que, una vez adherida la ventosa al tanque, no se desprenda ni se desplace, incluso bajo el esfuerzo mecánico del torque. Si bien la fuerza de succión es importante para la adhesión inicial, lo crítico es que las ventosas mantengan una sujeción firme con el tanque durante la operación para evitar cualquier despegue.

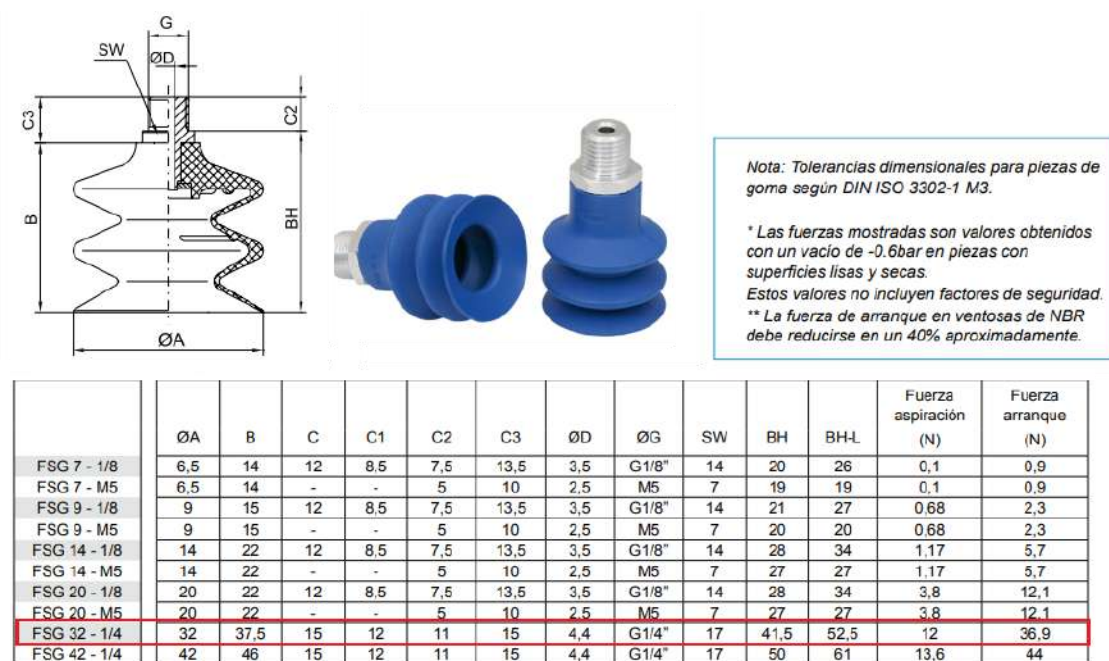


Figura 2-1: Ventosa neumática seleccionada.

Observando la Figura 2-1, podemos identificar que la ventosa neumática FSG con un diámetro de 32 mm ofrece una **fuerza de arranque de 36,9 N**. Este modelo de ventosa será utilizado en todos los cabezales del sistema.

Es importante destacar que este valor de fuerza de arranque corresponde a una presión de vacío específica de **-0,6 bar**, según las especificaciones del catálogo. Sin embargo, dado que el sistema está conectado a una red neumática con una **presión**

manométrica de 6 bares, es necesario considerar cómo se puede generar el vacío a partir de esta presión de entrada.

Por lo tanto, la **fuerza de arranque** proporcionada por las ventosas deberá ser recalculada, teniendo en cuenta la presión de vacío efectiva que se puede obtener utilizando el **generador de vacío** adecuado. El cálculo exacto de la fuerza de arranque será ajustado según las características del generador de vacío que se adopte para el sistema.

2.1.2 Generador de vacío - Eyector

Actualmente existen diversas opciones para crear vacío, como las bombas de vacío, los sopladores y los eyectores neumáticos. Dado que el vacío máximo requerido para las ventosas neumáticas es de -0.9 bar de presión manométrica, se ha optado por los eyectores, que permiten generar vacío utilizando aire comprimido como fluido motor y resultan preferibles por su bajo peso, ausencia de partes móviles y menor costo en comparación con las bombas de vacío, además de aprovechar la línea neumática disponible. Otra ventaja de los eyectores es su respuesta rápida y facilidad de control, permitiendo activar y desactivar el vacío de inmediato al regular el flujo de aire comprimido, lo que es ideal para aplicaciones de manipulación y sujeción que requieren ciclos rápidos y precisos. Los eyectores operan según el principio Venturi, en el cual el aire comprimido pasa a alta velocidad por una tobera o difusor, generando vacío en la sección más estrecha.

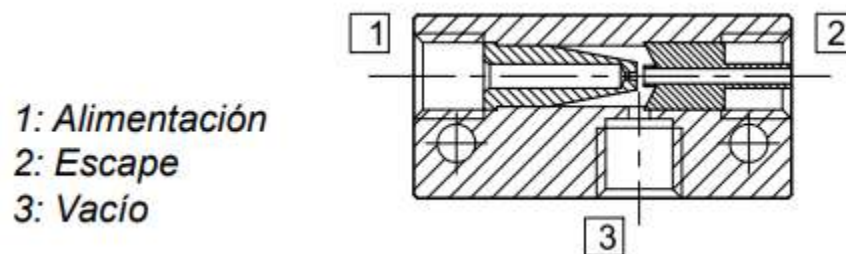


Figura 2-2: Esquema del eyector.

Para seleccionar el eyector adecuado, es fundamental tener en cuenta tanto la presión de trabajo, que en este caso es de 6 bares, como el caudal que consumirán las ventosas, ya que se desea utilizar un solo eyector para alimentar a todas las ventosas.

Dado que el fabricante Micro de las ventosas neumáticas proporciona el caudal consumido por cada ventosa, se podrá realizar una selección correcta del caudal máximo que puede succionar el eyector a elegir. A continuación, se muestra la tabla con los datos proporcionados por el fabricante, obtenidos a partir de resultados experimentales.

Rango de succión requerido como una función del diametro de la ventosa

Ventosa requerido $\varnothing$	Rango de succión Vs	
hasta 20 mm	0,17 m ³ /h	2,83 l/min
hasta 40 mm	0,35 m ³ /h	5,83 l/min
hasta 60 mm	0,5 m ³ /h	8,3 l/min
hasta 90 mm	0,75 m ³ /h	12,7 l/min
hasta 120 mm	1 m ³ /h	16,6 l/min

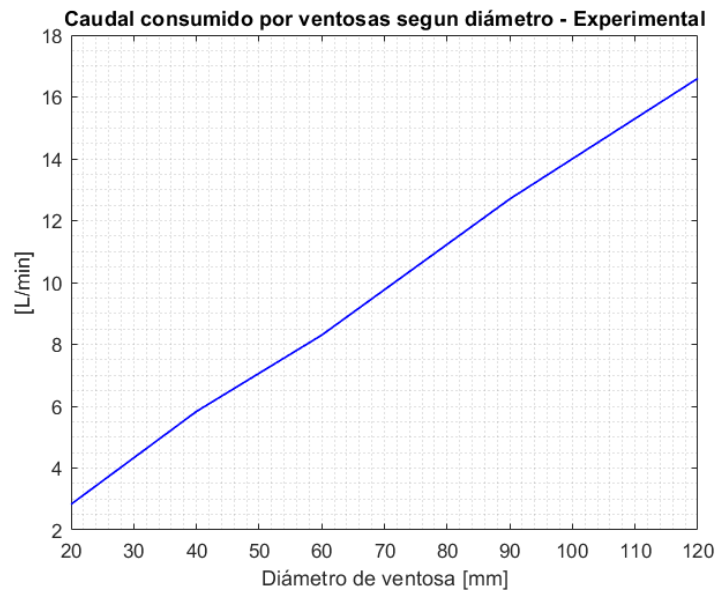


Figura 2-3: Caudal de consumo de las ventosas neumáticas.

Al analizar la figura resultante, se concluye que el caudal consumido por las ventosas neumáticas aumenta de forma lineal conforme incrementa su diámetro. Por esta razón,

se utiliza la semejanza de triángulos para determinar exactamente el valor que tendrían las ventosas neumáticas seleccionadas de 32 mm.

$$\frac{5,83-2,83}{40-20} = \frac{5,83-x}{40-32}$$

$$x = - \left\{ \left[\frac{5,83-2,83}{40-20} \cdot (40 - 32) \right] - 5,83 \right\} \Rightarrow x = 4,63 \frac{L}{min}$$

Este valor obtenido para las ventosas neumáticas de 32 mm es considerando que la superficie es totalmente lisa y compacta. Es por ello, que debemos considerar un factor de seguridad que considere el material del tanque. Debido a que el tanque es fabricado en polietileno de alta densidad, podremos afectar al valor conseguido de la siguiente forma:

$$x = f_s \cdot 4,63 \frac{L}{min} = 1,5 \cdot 4,63 \frac{L}{min} = 6,945 \frac{L}{min}$$

De esta manera, podremos seleccionar un eyector de pequeño calibre de la marca Festo considerando que otorgue un caudal suficiente para poder abastecer a varias ventosas neumáticas y de esta manera también para poder conocer el valor del caudal máximo que pueda suministrar dicho eyector lo que definirá la cantidad máxima de ventosas neumáticas a utilizar. De esta manera, se toma el eyector Festo VN-14-H-T4-PQ2-VA5-RQ3 en el cual posee una anchura de la tobera laval de 1,4 mm lo que genera un caudal de aspiración máxima de 51,6 L/min a una presión de 5 bares.

Especificaciones técnicas generales: estándar

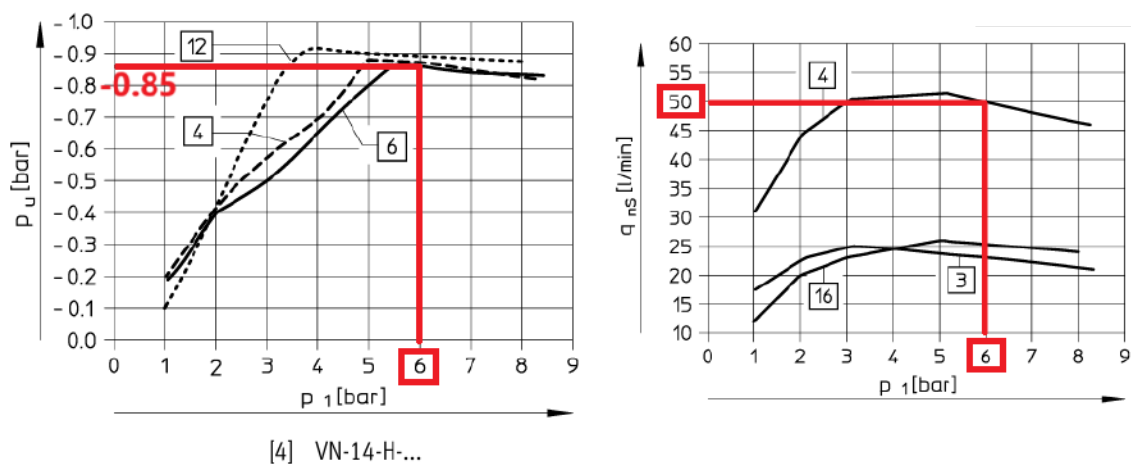
Forma constructiva	Forma en T						
Código de producto	VN-05		VN-07		VN-10		VN-14
Patrón uniforme	[mm]	10	14	10	14	14	18
Anchura nominal de la tobera Laval	[mm]	0,45		0,7		0,95	1,4
Característica del eyector	Alto vacío H						

Datos de rendimiento: alto vacío

Característica del eyector		Estándar H			
Anchura nominal de la tobera Laval	[mm]	0,45	0,7	0,95	1,4
Vacío máx.	[%]	88	88	89	88
Presión de funcionamiento para vacío máx.	[bar]	4,5	4,7	4,5	5,0
Caudal de aspiración máx. contra la atmósfera	[l/min]	6,2	16	25	51,6
Presión de funcionamiento para caudal de aspiración máx.	[bar]	2,1	2,1	3,1	5,1
Tiempo de alimentación de aire con presión nominal de funcionamiento de 6 bar (para 1 l de volumen) ¹⁾	[s]	4,8	1,9	1,1	0,5
Nivel de presión sonora con presión nominal de funcionamiento de 6 bar	[db (A)]	53	64	74 (RO1) 71 (RO2)	69


Figura 2-4: Selección de eyector.

Debido a que el caudal máximo se encuentra a una presión de 5 bares, como se tiene una presión de alimentación de 6 bares en la estación de trabajo, se debe corregir dicho valor de caudal máximo. Es por ello que el fabricante brinda cómo se comporta dicho eyector a distintas presiones y el caudal máximo que podría otorgar. A continuación podemos observar dichas gráficas que otorga el fabricante.


Figura 2-5: Gráficas del eyector.

Observando las gráficas que otorga el fabricante y considerando la presión de alimentación de entrada de 6 bares, se obtuvieron los siguientes resultados:

- Presión manométrica de vacío: **0.85 bar**
- Caudal de aspiración máximo contra presión de trabajo (6 bar): **50 L/min**

Con dicho caudal de aspiración máxima versus presión de trabajo y conociendo el valor de caudal por ventosa, podremos definir el límite superior de ventosas neumáticas a utilizar en los cabezales.

$$Q_{ey.} = n \cdot Q_v \quad (2.1)$$

Siendo:

$Q_{ey.}$ = Caudal de aspiración máxima versus presión de trabajo

n = Cantidad de ventosas neumáticas

Q_s = Caudal consumido por una ventosa neumatica

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$Q_{ey.} = n \cdot Q_v \Rightarrow n = \frac{Q_{ey.}}{Q_v} = \frac{50 \frac{L}{min}}{6,945 \frac{L}{min}} = 7,2 \text{ ventosas} \rightarrow 7 \text{ ventosas máximas por cabezal}$$

Ahora bien, sabiendo que el eyector será sometido a una presión de trabajo de 6 bar y la presión de vacío es de -0.85 bar, se decide por calcular una nueva fuerza de arranque teórica de acuerdo con las dimensiones de la pieza. Para ello se considera el diámetro de la ventosa de 32 mm y dicha presión de vacío.

Tabla 2-1: Fuerza de arranque de la ventosa neumática seleccionada.

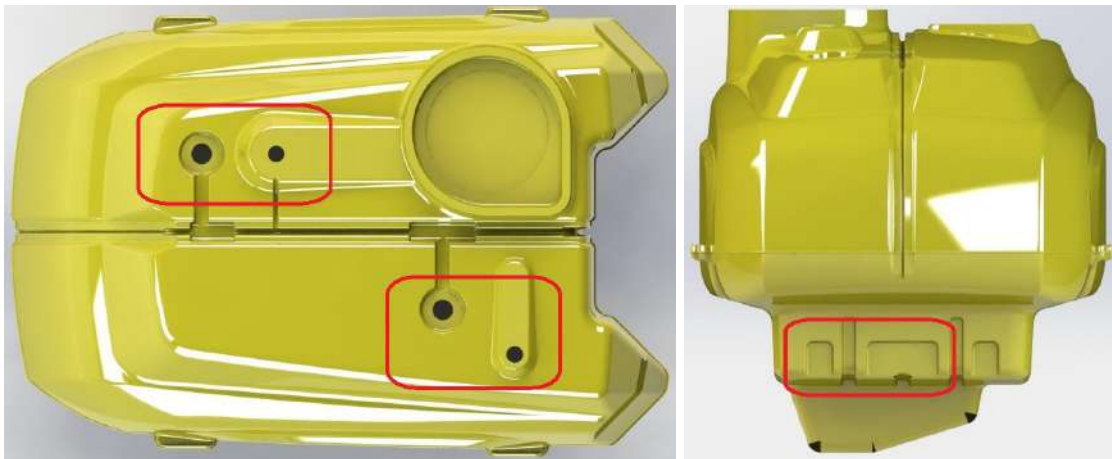
Ventosas neumáticas FSG 32 - 1/4		
Diámetro de la ventosa neumática	0.032	m
Área	0.00080	m ²
Presión de vacío	-85000	N/m ²
Fuerza de arranque	68.36	N

Realizando los cálculos tenemos una nueva fuerza de arranque teórica de unos 68 N, aplicando un factor de seguridad conservador debido a rendimiento y posibles fugas de 0.5, obtenemos una fuerza de arranque real de 34 N.

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow F = P \cdot A \cdot f = 85000 \frac{N}{m^2} \cdot 0,0008 m^2 \cdot 0,5 = 34,18 N \Rightarrow \text{Fuerza arranque} = 34 N$$

2.1.3 Accesorios del sistema de vacío

Para comenzar con el diseño conceptual de los cabezales, es fundamental considerar las zonas de trabajo donde estos se apoyarán en la parte interna del tanque mediante ventosas neumáticas. A continuación, se muestran dichas zonas, marcadas con un rectángulo rojo

**Figura 2-6:** Secciones no uniformes del tanque donde van montados los racores.

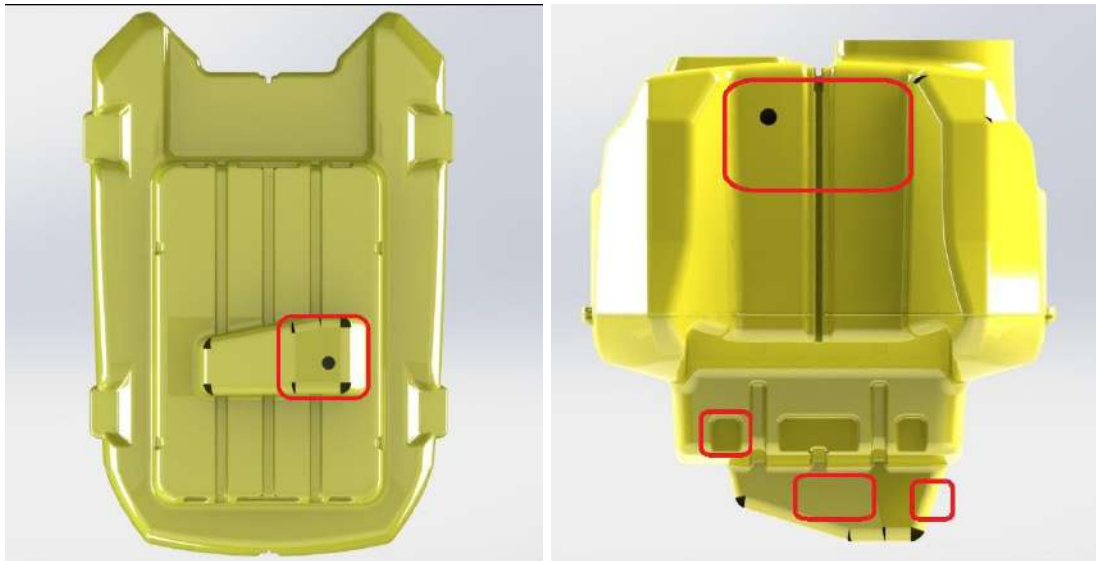


Figura 2-7: Secciones no uniformes del tanque donde van montados los racores.

Como se observa en las figuras 2-6 y 2-7, el tanque presenta irregularidades en las áreas de apoyo para los cabezales y ventosas, lo cual motivó la selección de las ventosas neumáticas FSG de 2.5 pliegues de la marca Micro. Además de esta geometría irregular, notamos que las distintas regiones en las que los cabezales deben trabajar varían y, en muchos casos, los planos de apoyo de las ventosas se encuentran inclinados

2.1.3.1 Articulaciones esféricas KGL

Dado que algunos planos de apoyo de las ventosas neumáticas se encuentran inclinados, es necesario considerar los grados de inclinación en aquellos casos donde el ángulo es mayor a 0° . De lo contrario, al apoyar las ventosas y realizar la succión, el cabezal copiará dicha inclinación, quedando perpendicular (90°) a la superficie. Esto dificultaría el montaje del racor y el agujero correspondiente.

A continuación, se presentan todos los planos inclinados con ángulos superiores a 0° sobre los cuales se apoyarán las ventosas neumáticas.

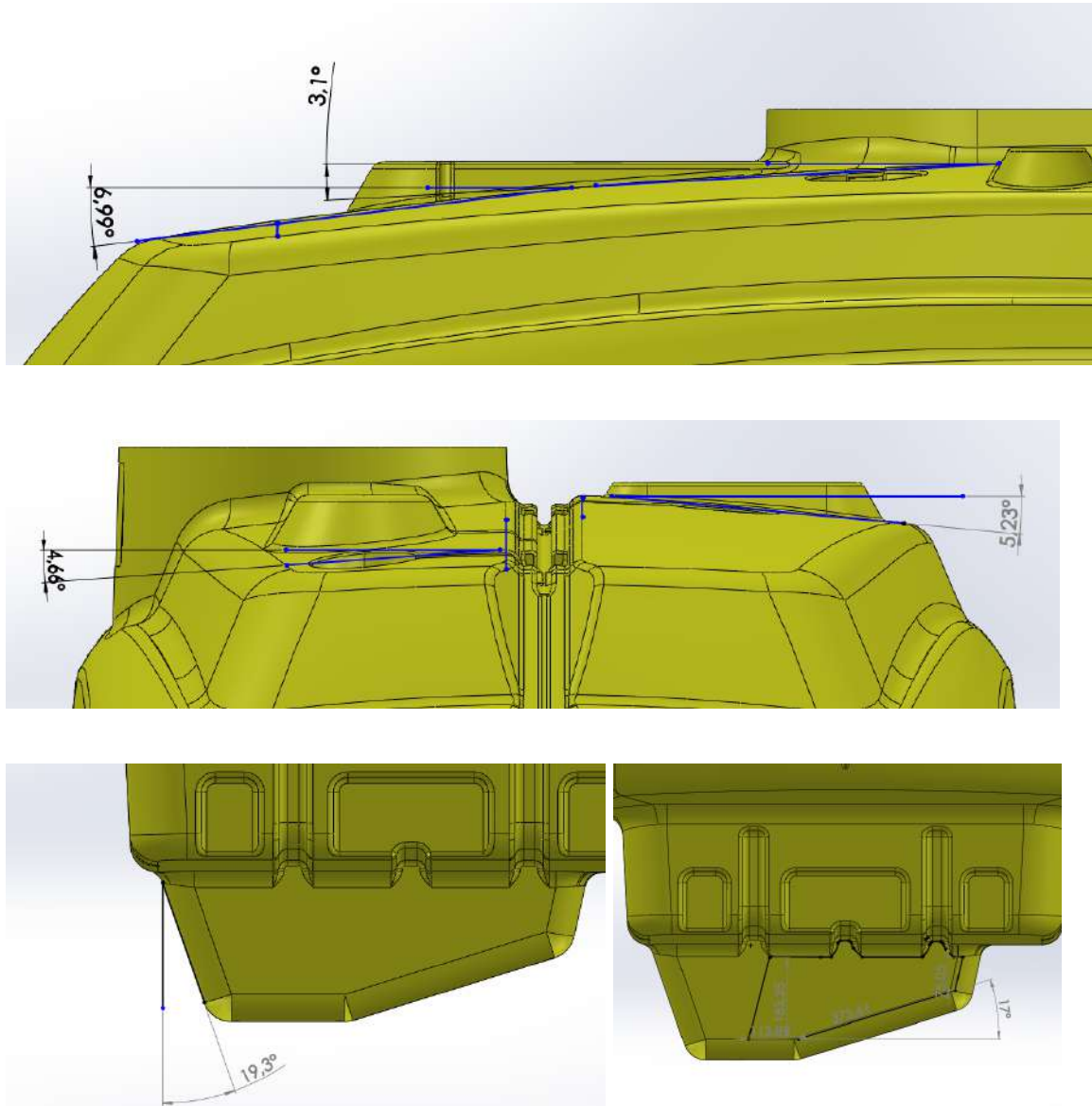


Figura 2-8: Ángulos de los planos inclinados.

Por esta razón, se ha decidido utilizar articulaciones esféricas de la marca Micro, serie KGL, las cuales permiten funcionar con una inclinación de hasta 15 grados. Esta inclinación es suficiente para corregir el ángulo tanto en la zona superior del tanque, donde se instalarán los racores respiraderos y lavatanques, como en la parte inferior, donde se montará el racor antitorbellino.



Figura 2-9: Articulación neumática seleccionada.

En los casos en que se requiera una inclinación mayor debido al diseño, se considerará en la elaboración de las placas o del cuerpo de los cabezales para asegurar una correcta posición de montaje de los accesorios.

Además de los racores mencionados anteriormente, aunque los planos de fabricación y los archivos CAD de los tanques puedan indicar superficies sin inclinación en el diseño, estas articulaciones esféricas serán adecuadas para corregir cualquier desviación de inclinación que pueda surgir en la fabricación, garantizando así que las roscas de los racores queden adecuadamente alineadas y roscadas.

2.1.3.2 Válvulas de retención de vacío

Para el sistema de ventosas se implementaron válvulas antirretorno, debido a que un solo eyector alimentará varias ventosas de forma simultánea. Estas válvulas aseguran que, en caso de que alguna ventosa no se adhiera completamente a la superficie del tanque, la pérdida de vacío en esa ventosa no afecte el nivel de vacío general del sistema. Esto es esencial para mantener una succión constante en las demás ventosas, garantizando la estabilidad y eficacia en el proceso de sujeción y evitando interrupciones o variaciones en el funcionamiento del conjunto.

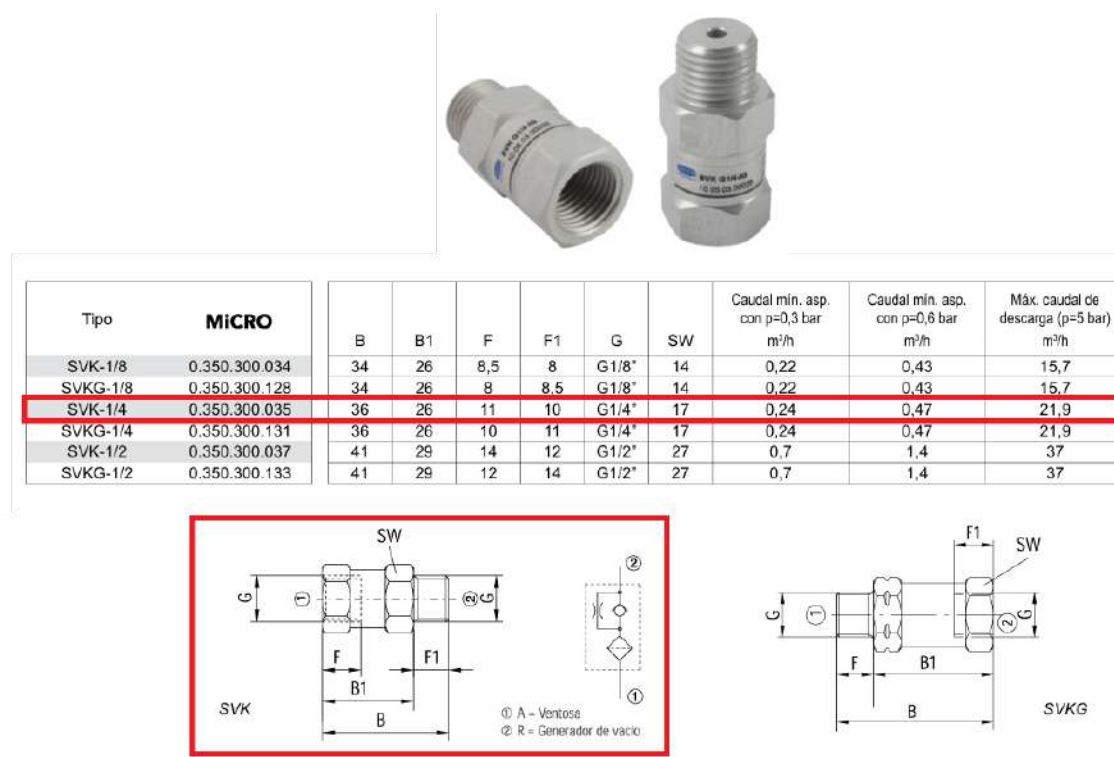


Figura 2-10: Válvula antirretorno seleccionada.

2.1.3.3 Racores rápidos

Se seleccionaron racores rápidos rectos de la marca Micro para la conexión de las ventosas, diseñados específicamente para mangueras con un diámetro exterior de 10 mm. Al ser de tipo rápido, estos racores permiten una conexión y desconexión ágil y segura, lo cual facilita el mantenimiento y ajuste del sistema sin requerir herramientas adicionales. Los racores cuentan con una rosca macho G 1/4".

Conector recto rosca G



Conex.	Tubo	x1	x10	x50	x100
M 3	4	0.451.010.409	0.451.010.409/010	0.451.010.409/050	0.451.010.409/100
M 5	4	0.451.010.419	0.451.010.419/010	0.451.010.419/050	0.451.010.419/100
M 5	6	0.451.010.619	0.451.010.619/010	0.451.010.619/050	0.451.010.619/100
G 1/8"	4	0.441.010.410	0.441.010.410/010	0.441.010.410/050	0.441.010.410/100
G 1/8"	6	0.441.010.610	0.441.010.610/010	0.441.010.610/050	0.441.010.610/100
G 1/8"	8	0.441.010.810	0.441.010.810/010	0.441.010.810/050	0.441.010.810/100
G 1/8"	10	0.441.011.010	0.441.011.010/010	0.441.011.010/050	0.441.011.010/100
G 1/4"	4	0.441.010.413	0.441.010.413/010	0.441.010.413/050	0.441.010.413/100
G 1/4"	6	0.441.010.613	0.441.010.613/010	0.441.010.613/050	0.441.010.613/100
G 1/4"	8	0.441.010.813	0.441.010.813/010	0.441.010.813/050	0.441.010.813/100
G 1/4"	10	0.441.011.013	0.441.011.013/010	0.441.011.013/050	0.441.011.013/100
G 1/4"	12	0.441.011.213	0.441.011.213/010	0.441.011.213/050	0.441.011.213/100
G 3/8"	8	0.441.010.817	0.441.010.817/010	0.441.010.817/050	0.441.010.817/100
G 3/8"	10	0.441.011.017	0.441.011.017/010	0.441.011.017/050	0.441.011.017/100
G 3/8"	12	0.441.011.217	0.441.011.217/010	0.441.011.217/050	0.441.011.217/100
G 1/2"	12	0.441.011.221	0.441.011.221/010	0.441.011.221/050	0.441.011.221/100
G 1/2"	14	0.441.011.421	0.441.011.421/010	0.441.011.421/050	0.441.011.421/100
G 1/2"	16	0.441.011.621	0.441.011.621/010	0.441.011.621/050	0.441.011.621/100

Figura 2-11: Acople rápido para conectar mangueras seleccionado.

2.1.3.4 Mangueras

Para las conexiones de vacío, se optó por mangueras de poliuretano (PU) de uso general de la marca Micro ya que es de aplicación general para sistemas de vacío debido a sus propiedades clave. Estas mangueras presentan una excelente flexibilidad y un pequeño radio de curvatura, aspectos fundamentales en el diseño de los cabezales, ya que facilitan su adaptación a espacios reducidos y configuraciones específicas sin comprometer la eficiencia del flujo.

Compatibilidad de los tubos para distintos usos

	Tubos Standard		Tubos Especiales									
	PU	PA12	PUR	PE	FEP	PUA	PAB	PUM	PUH	CU	Auto retráctil	Goma
Uso general	●	●	○	○	○	○	○	○	●	○	○	●
Homologación industria alimenticia	○	○	○	●	●	○	-	-	○	○	○	-
Antichispas UL-94-V0	-	-	-	-	-	-	●	●	-	●	●	-
Antestático	-	-	-	-	-	●	-	-	-	-	-	-
Flexibilidad	●	○	●	○	○	●	○	●	●	-	○	○
Resistencia a la humedad	○	●	●	●	●	○	○	●	○	●	○	○
Resistencia a agentes químicos (1)	○	○	○	●	●	○	○	○	○	●	○	○
Resistencia a micro-organismos	-	○	●	○	○	-	-	-	-	●	-	-
Resistencia a UV según ISO 4892 (2)	○	●	○	○	●	●	○	○	○	●	○	●
Resistencia a altas temperaturas	○	○	○	○	●	○	○	○	○	●	○	○
Resistencia a bajas temperaturas	○	○	○	●	●	○	○	○	○	●	○	○
Sin sílice	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	-

● Apropriado
 ○ Apropiado con limitaciones
 - Desaconsejado

(1) Consulte por la tabla de compatibilidades para agentes específicos.
 (2) Mejora en tubos de color negro

Figura 2-12: Propiedades de las mangueras de poliuretano.

Se seleccionaron mangueras con un diámetro exterior de 10 mm y un diámetro interior de 7 mm, con el objetivo de minimizar las pérdidas de carga.

Tubo de poliuretano (PU)

Códigos en **Negrita**: entrega inmediata, salvo ventas.

- Recomendados para aplicaciones generales.
- Formulación en base **poliéster**.
- Tolerancias conforme NFE 49101.
- Pequeño radio de curvatura.
- Excelente flexibilidad en frío.
- Buena resistencia a la humedad.
- Resiste la acción de la luz.
- Buena absorción de las vibraciones.
- Buena tolerancia a la compresión.
- Excelente resistencia al desgarro.
- Muy resistente a la abrasión.
- Posible elección de colores para identificar circuitos.
- Unidad de venta: Rollos de 1, 25 y 100m.

ØD (mm)	ØD i (mm)	Azul	Rojo	Verde	Amarillo	Negro
4	2,5	0.000.012.528	0.403.000.110	0.403.000.111	0.403.000.112	0.403.000.113
6	4	0.000.012.529	0.403.000.114	0.403.000.115	0.403.000.116	0.403.000.117
8	5,5	0.000.012.530	0.403.000.118	0.403.000.119	0.403.000.120	0.403.000.121
10	7	0.000.012.531	0.403.000.122	0.403.000.123	0.403.000.124	0.403.000.125
12	8	0.000.012.532	0.403.000.126	0.403.000.127	0.403.000.128	0.403.000.129
14	9,5	0.000.026.226				
16	12	0.900.004.800				

Aplicaciones generales:

- Aire comprimido
- Lubricantes
- Combustibles
- Aceites hidráulicos
- **Vacío**
- Productos químicos (consultar)

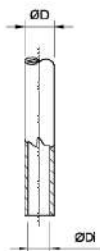


Figura 2-13: Mangueras de poliuretano.

Dado que el sistema operará con una succión de -0.85 bar, fue esencial contar con un diámetro interno adecuado que redujera al máximo las pérdidas de vacío, asegurando así un desempeño óptimo en el sistema de sujeción de las ventosas.

2.1.3.4 Adaptador Hembra G1/4"

Como aclaración, dado que los accesorios de la marca Micro se presentan en su forma estándar de fabricación con roscas macho o hembra, y considerando la disposición de los mismos en el diseño, se decidió incluir un adaptador con rosca hembra G1/4" entre el racor rápido y la válvula de retención de vacío

Cupla



Figura 2-14: Acople adaptador.

A continuación, se presenta el ensamble que abarca desde el racor rápido hasta la ventosa neumática.

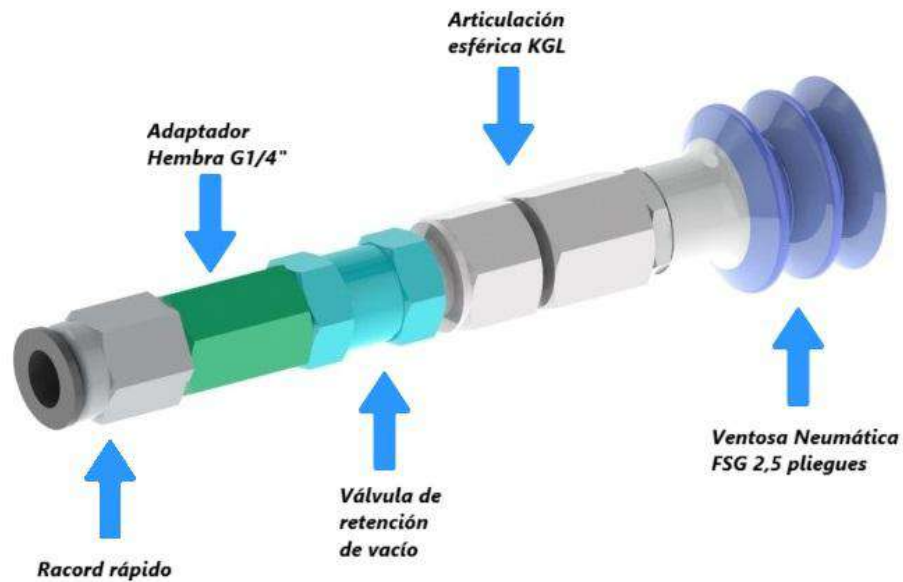


Figura 2-15: Ensamblaje de ventosa neumática.

2.1.3.5 Acoples Rápidos

Se seleccionaron acoples neumáticos rápidos hembra de 1/4" y 1/8" con códigos de fabricante KD3-1/4-I y KD3-1/8-I, respectivamente, junto con sus correspondientes acoples neumáticos rápidos macho, modelos KS3-1/4-I para 1/4" y KS3-1/8-I para 1/8". Los acoples de 1/4" se emplean para alimentar la línea neumática de accionamiento de los cilindros o pinzas, mientras que los de 1/8" se destinan a conectar las líneas de las ventosas. Los acoples hembra están instalados en la brida del brazo telescópico y los acoples macho se encuentran en los cabezales. Estos acoples rápidos permiten una conexión y desconexión ágil y segura, facilitando el mantenimiento y ajuste del sistema sin necesidad de herramientas adicionales.



Figura 2-16: Imagen ilustrativa de los racores rápidos hembra (izquierda) y macho (derecha).

2.2 Cabezales neumáticos y brazo telescópico

Una vez seleccionado el sistema de vacío, se procede a diseñar los cabezales neumáticos que lo integrarán. Para todos los cabezales neumáticos, se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones de diseño:

1. **Dimensiones adecuadas:** Los cabezales deben ser lo suficientemente pequeños para acceder a través de la tapa superior del tanque, que tiene un diámetro de 450 mm.
2. **Ubicación óptima de ventosas neumáticas:** Es fundamental que las ventosas se coloquen en planos con superficies lisas y lo más planas posible para maximizar la fuerza de agarre.
3. **Peso liviano:** Para facilitar la manipulación manual por parte del operario, los cabezales están contruidos en aluminio 6061 [3 , 4], un material resistente y liviano que permite un traslado sencillo hacia el punto de instalación del racor. Esto es crucial, ya que los cabezales serán llevados manualmente hasta la posición del racor mediante un brazo telescópico, lo cual requiere que sean lo más livianos posible y, al mismo tiempo, suficientemente resistentes para soportar la operación.

4. **Estructura robusta:** Los cabezales, de un espesor de 10 mm y cortados con precisión mediante tecnología láser, están diseñados para soportar el torque de 12,000 N·mm en los puntos de apoyo de las ventosas neumáticas, garantizando la robustez necesaria en el montaje.
5. **Distribución del torque:** Se ha considerado que el torque máximo de 12,000 N·mm sea distribuido lo más uniformemente posible entre las ventosas neumáticas para asegurar que se alcance y supere la carga máxima sin comprometer la estabilidad del cabezal.
6. **Distancia de seguridad:** Al accionar las ventosas neumáticas y fijar estas al tanque, el cabezal debe mantener una distancia adecuada para evitar golpear el tanque, permitiendo así un montaje seguro y preciso del racor.
7. **Alineación hacia la tapa:** El sistema de agarre del cabezal está orientado hacia la tapa del tanque a modo de facilitar la inserción en la posición de montaje, evitando desalineaciones que pudieran dificultar el proceso.
8. **Sistema de conexión con el eyector:** El diseño incluye un sistema de conexión rápido y sencillo que permite al cabezal acoplar y desacoplar fácilmente del eyector. Esto facilita su instalación y desmontaje, optimizando el tiempo de montaje y mantenimiento.
9. **Facilidad de fabricación y mantenimiento:** Los cabezales están diseñados para ser cortados con tecnología láser, lo que garantiza alta precisión en sus dimensiones y minimiza irregularidades en el ensamblaje. Este método de fabricación también facilita su mantenimiento y reemplazo en caso de desgaste o daño.

Para verificar el torque total que el cabezal y las ventosas neumáticas pueden soportar debido a la distribución, se emplea la siguiente Ecuación 2.2 de torque:

$$T = F \cdot d \quad (2.2)$$

Donde:

F : Fuerza ejercida por el operario al momento del apriete.

d : Distancia de la ventosa neumática al punto de aplicación de la fuerza

2.2.1 Brazo telescópico articulado

Antes de proceder con la descripción de los cabezales neumáticos, es fundamental conocer el diseño del brazo telescópico articulado, ya que se emplea para todos ellos, a excepción del primero, el cabezal de para la carga del tanque, retorno al tanque y desagote. Este brazo telescópico tendrá la función de alcanzar todas las posiciones necesarias para montar los racores en el tanque y, además, permitirá acoplar y desacoplar rápidamente los cabezales tanto a nivel mecánico como neumático.

Este brazo se compone de tres grandes secciones, cada una con funciones específicas que, en conjunto, integran el mecanismo completo. Las secciones se dividen en:

1. Zona Telescópica
2. Zona de Conexión y Desconexión Mecánica y Neumática
3. Zona de Válvulas y Empuñadura

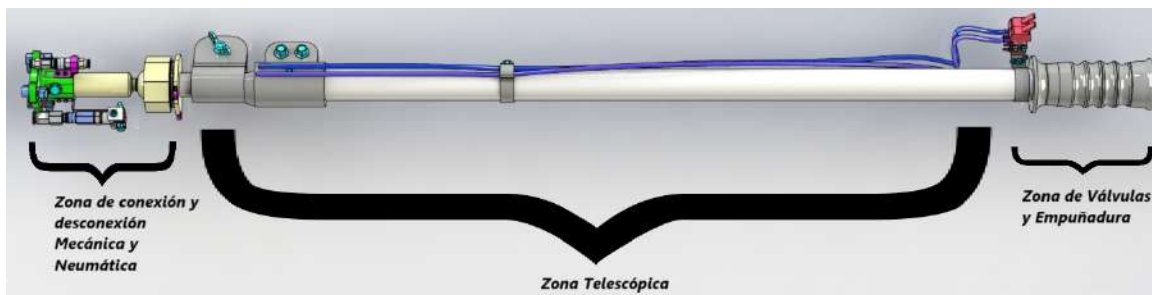


Figura 2-17: Ensamble de brazo telescópico con articulación en el extremo.

1. Zona telescópica

La zona telescópica consta de dos secciones que permiten modificar la longitud del brazo, ajustándose manualmente para alcanzar una longitud máxima de 2400 mm, necesaria para acceder a áreas de difícil acceso dentro del tanque. Esta sección está diseñada para proporcionar estabilidad y precisión al extenderse, sin comprometer la maniobrabilidad del conjunto.

Para facilitar su manipulación, el brazo está construido en aluminio 6063, un material de alta resistencia y bajo peso, adecuado para soportar el peso de los cabezales y los esfuerzos de flexión generados durante la operación de montaje debido al peso de los cabezales en su extremo. Para definir los diámetros de los tubos redondos, se considera la norma interna de la empresa, que especifica que el diámetro mínimo para sujeción manual de los tubos es de 30 mm, mientras que el máximo es de 50 mm. Por lo tanto, tanto la sección telescópica móvil como la fija deben cumplir con estos diámetros para garantizar la seguridad y ergonomía del operario. Por esta razón, se decide verificar la resistencia a la flexión de estos tubos redondos, considerando el espesor disponible en los proveedores.

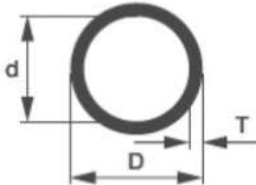
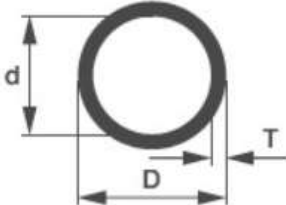
Cálculo de flexión zona telescópica

Para verificar de manera conservadora que el brazo articulado puede soportar el cabezal ubicado en el extremo, y considerando que el cabezal más alejado se encuentra en el tanque Modelo 3600L (específicamente el racor agitador, situado a 2360.1 mm desde su posición hasta el centro de la tapa), se establece una distancia de verificación de flexión de 2500 mm.

Para realizar el cálculo de flexión de los tubos, se considera el tubo de menor diámetro. Esto implica que el cálculo se realizará para la zona telescópica móvil.

Los diámetros comerciales adoptados fueron seleccionados de la marca Gabrian, que ofrece tubos de aluminio redondos con las siguientes dimensiones.

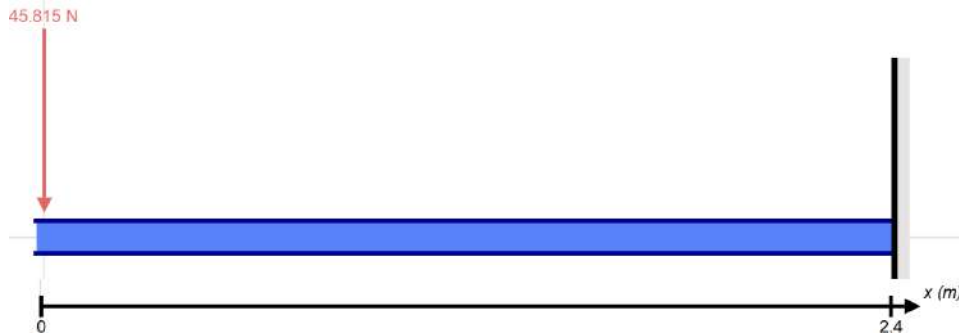
Tabla 2-2: Tubos de aluminio seleccionados para el brazo telescópico.

Tubos de Aluminio redondos - Marca GABRIAN														
Parte móvil														
Diámetro exterior		35	mm											
Diámetro interior		26	mm											
Espesor		4.5	mm											
¿Verifica la norma interna de la empresa?		VERIFICA												
														
<table><tr><th>SL. No. ⬇</th><th>Sec. No. ⬇</th><th>D ⬇</th><th>d ⬇</th><th>T ⬇</th></tr><tr><td>+ 72</td><td>8401</td><td>35.00</td><td>26.00</td><td>4.50</td></tr></table>					SL. No. ⬇	Sec. No. ⬇	D ⬇	d ⬇	T ⬇	+ 72	8401	35.00	26.00	4.50
SL. No. ⬇	Sec. No. ⬇	D ⬇	d ⬇	T ⬇										
+ 72	8401	35.00	26.00	4.50										
Parte Fija														
Diámetro exterior		46	mm											
Diámetro interior		36	mm											
Espesor		5	mm											
¿Verifica la norma interna de la empresa?		VERIFICA												
														
<table><tr><th>SL. No. ⬇</th><th>Sec. No. ⬇</th><th>D ⬇</th><th>d ⬇</th><th>T ⬇</th></tr><tr><td>+ 99</td><td>1379</td><td>46.00</td><td>36.00</td><td>5.00</td></tr></table>					SL. No. ⬇	Sec. No. ⬇	D ⬇	d ⬇	T ⬇	+ 99	1379	46.00	36.00	5.00
SL. No. ⬇	Sec. No. ⬇	D ⬇	d ⬇	T ⬇										
+ 99	1379	46.00	36.00	5.00										

Utilizando los datos de la parte móvil del telescópico, se procede a realizar el cálculo de flexión, asumiendo de manera conservadora que el operario actuará como un empotramiento, mientras que el cabezal neumático y el peso de los tubos redondos de aluminio se encuentran en el extremo del tubo. Bajo esta consideración, se puede realizar el cálculo de flexión de la siguiente forma:

Tabla 2-3: Verificación de cálculo de flexión del brazo articulado.

Cálculo de flexión del brazo articulado			
Datos			
			Comentario
Distancia a considerar en cálculo	2500	mm	
Peso de cabezal + Sujeción de cabezal	1.5	kg	Valor promedio del peso de los cabezales
Peso de los tubos redondos de aluminio 6063	3.175	kg	Peso por metro (fabricante): 1.27 kg/m
Tensión de fluencia Aluminio 6063	110	MPa	Dato fabricante



$$M_{flector\ máx.} = F \cdot d = (1,5\ kg + 3,175\ kg) \cdot 2500\ mm = 11687,5\ kg \cdot mm$$

$$Mx_{inercia\ área.} = \frac{\pi}{4} * (r_2^4 - r_1^4) = \frac{\pi}{4} * \left(\left(\frac{35\ mm}{2} \right)^4 - \left(\frac{26\ mm}{2} \right)^4 \right) = 51230\ mm^4$$

$$\sigma_{máx.} = \frac{M_{flector\ máx.} \cdot C}{Mx_{inercia\ área.}} = \frac{11687,5\ kg \cdot mm \cdot 17,5\ mm}{51230\ mm^4} = 3,99\ \frac{kg}{mm^2} = 39,13\ MPa$$

$$\sigma_{máx.} \leq \sigma_{fluencia} = 39,13\ MPa \leq 110\ MPa \Rightarrow Verifica\ en\ peor\ condición$$

Por lo tanto, considerando la peor condición, en la que todo el brazo estaría construido con la parte móvil (que tiene los menores diámetros) y suponiendo que tanto el peso del cabezal como el de los 2500 mm de aluminio también se encuentran en el extremo del brazo, se concluye que, con estos diámetros y espesores, el aluminio 6063 cumple ampliamente con los esfuerzos solicitados. Además, cumple con la norma interna de la empresa respecto a los diámetros que el operario debe manipular para garantizar seguridad y ergonomía.

A continuación, se puede observar la construcción final del brazo telescópico en su posición completamente retraída y en su posición completamente extendida.

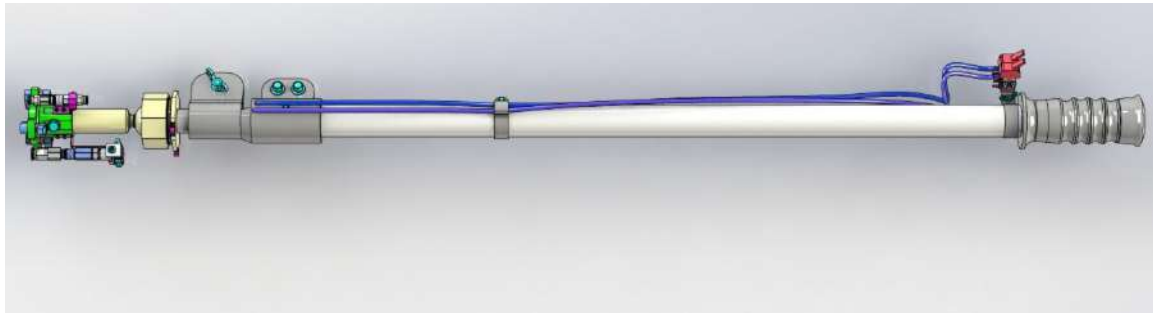


Figura 2-17: Ensamble de brazo telescópico con articulación completamente retraído.

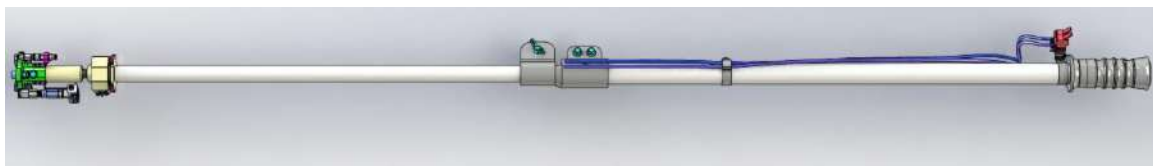


Figura 2-18: Ensamble de brazo telescópico con articulación completamente extendido.

2. Zona de conexión y desconexión Mecánica y Neumática

Con el objetivo de facilitar el uso del brazo articulado telescópico y asegurar una rápida conexión y desconexión, se decide colocar el eyector en esta zona. Esto permitirá al operario utilizar acoples rápidos de conexión neumática, facilitando el trabajo secuencial entre cabezales y conectando rápidamente los distintos cabezales con la zona de

conexión neumática, sin necesidad de tornillos ni esfuerzo adicional. Además, al reducir la distancia entre el eyector y las ventosas neumáticas, se minimizan las pérdidas de carga en la presión de vacío generada por el eyector

Por otra parte, se colocará otro acople rápido destinado a los cilindros o las pinzas (angulares o paralelas) que se utilizarán en los cabezales. Este tipo de acople no estará vinculado al eyector, ya que los cilindros y las pinzas requieren una presión de línea de 6 bares.

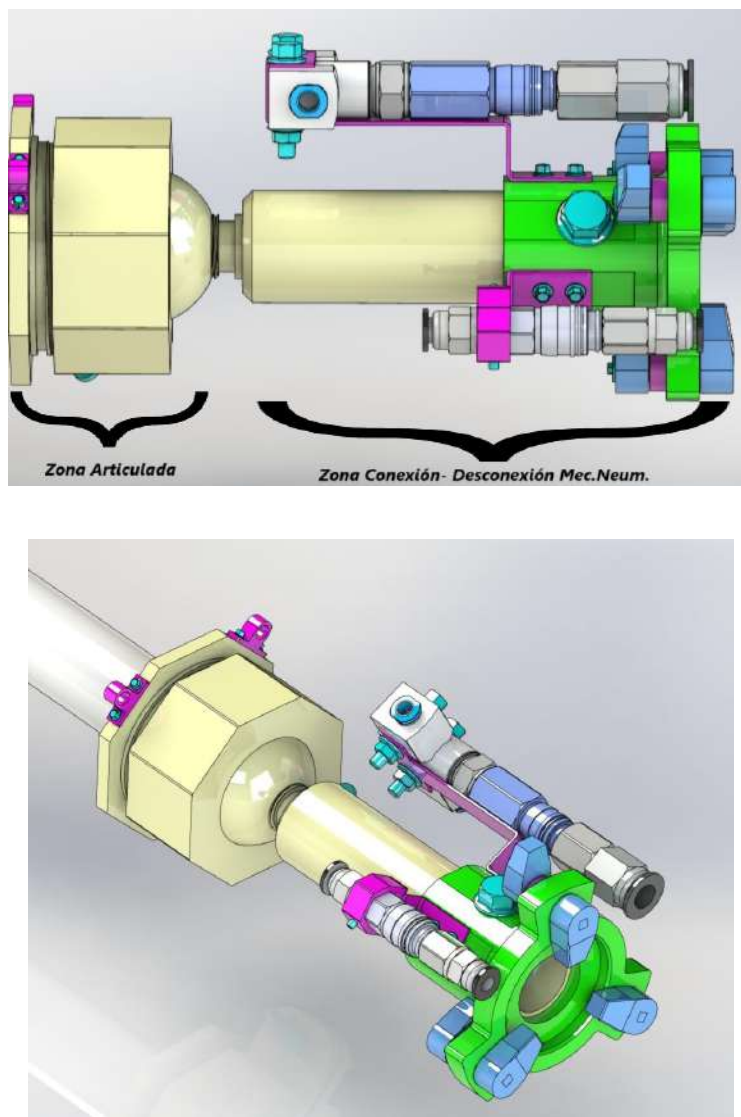


Figura 2-19: Ensamble articulación del extremo del brazo telescópico.

Tanto el eyector como el acople rápido para los cilindros o pinzas irán montados en una chapa plegada, la cual estará atornillada a la brida de conexión mecánica. Esta brida es la encargada de realizar la conexión rápida mecánica entre el cabezal y el brazo articulado telescópico, utilizando manijas de acción rápida que el operario accionará para fijar el cabezal. De esta forma, se asegura el acople mecánico firme entre el cabezal y el brazo telescópico. A continuación, se presenta un ejemplo de acople entre el brazo articulado telescópico con uno de los cabezales mediante las bridas de conexiones.

Por otra parte, debido a la necesidad de cierta articulación para realizar maniobras angulares entre los tubos de aluminio redondos y el posicionamiento final del cabezal neumático, se diseñó una articulación tipo rótula o ball joint. El principio básico de esta articulación permite el movimiento angular mediante una rótula que cuenta con un alojamiento lubricado de polímero (pieza que se desgasta) y un buje que conecta el tubo de aluminio redondo con dicho alojamiento. A continuación, se presenta el despiece de una rótula comercial del mercado junto con el diseño realizado.



Figura 2-20: El diseño se basa en las rótulas de automóviles.

Una particularidad de este diseño es la inclusión de una tuerca partida con un ajuste mariposa. Esta tuerca se ajusta en una porción de la rótula, lo que permite comprimirla hacia el alojamiento de polímero y asegurar que la rótula permanezca en su lugar. Con esta mariposa, la tuerca puede ajustarse y desajustarse, permitiendo al operario preestablecer la angularidad deseada entre el cabezal y el tubo de aluminio redondo.

Esto proporciona la posibilidad de regular la fuerza necesaria para vencer la angularidad preestablecida, facilitando que el cabezal se acomode al tocar las paredes del tanque con las ventosas neumáticas.

A continuación, se presentan dos imágenes que ilustran esta tuerca con el ajuste mariposa, así como un corte que muestra cómo la tuerca apoya en la rótula o esfera y cómo realiza la fuerza de sostén hacia el alojamiento.

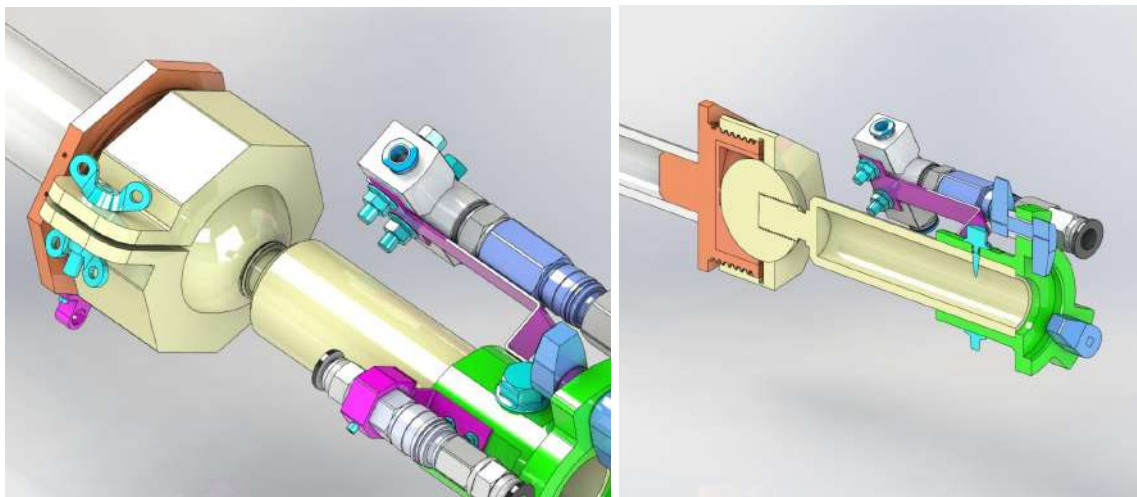


Figura 2-21: Vista en corte de la rótula-articulación.

Esta rótula permite un grado de libertad angular total de aproximadamente $37,5^\circ$, considerando que la tuerca no debe golpear el vástago roscado del eje, el cual actúa como limitante de angularidad. Aunque estos $37,5^\circ$ no corresponden al extremo total de la tuerca, podemos considerarlos como una aproximación segura, ya que garantizan que el vástago roscado no choque contra la tuerca. Por lo tanto, se toma como el máximo ángulo válido.

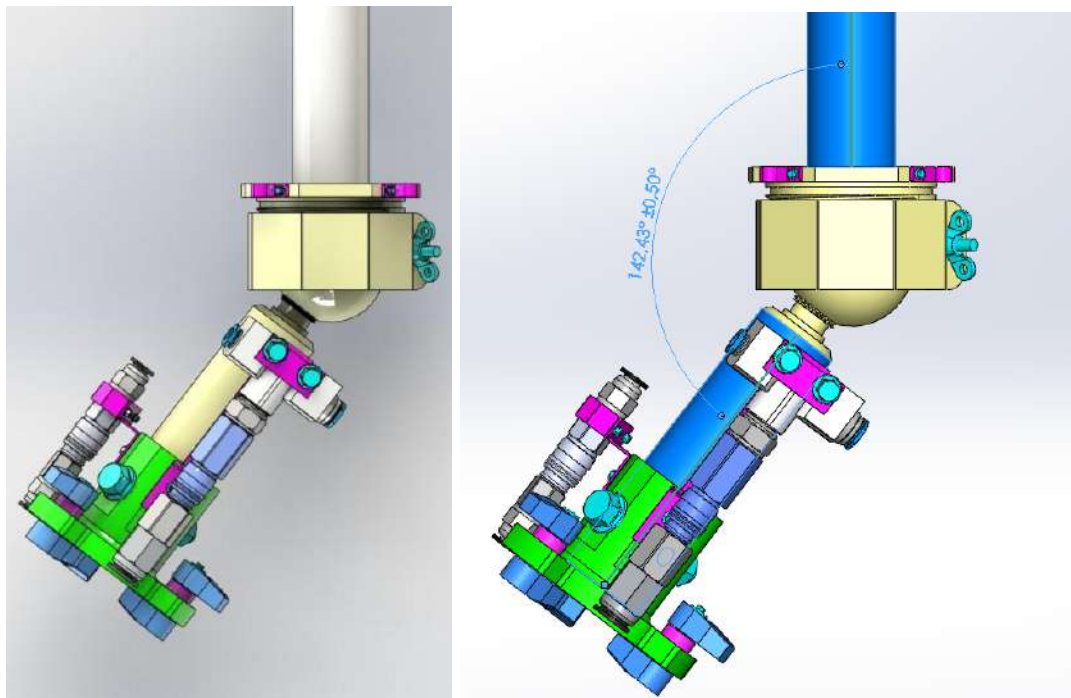


Figura 2-22: Ángulo máximo de la rótula-articulación.

A continuación, se podrá observar la rótula en su punto máximo válido de angularidad, donde podemos realizar un cálculo, ya que el ángulo otorgado por el software es relativo a los ejes del mismo:

$$Angulo_{Máx.} = 180^{\circ} - 142,5^{\circ} = 37,5^{\circ}$$

3. Zona de válvulas y empuñadura

El accionamiento de las ventosas neumáticas y de los cilindros o pinzas (angulares o paralelas) ha sido diseñado con la intención de emplear dispositivos de simple efecto en el caso de los cilindros y las pinzas, mientras que las ventosas neumáticas funcionan en modo ON/OFF. Por esta razón, se seleccionarán dos válvulas 3/2 vías de tipo monoestable (abierta/cerrada) que cumplan con las especificaciones de diseño y que proporcionen el caudal adecuado: una válvula abastecerá a los cilindros y pinzas, mientras que la otra controlará las ventosas neumáticas.

Para dimensionar correctamente las válvulas, es necesario calcular el caudal de consumo de los cilindros y pinzas neumáticas¹ para una de las válvulas. En el caso de la segunda válvula, que operará las ventosas, se considera un caudal máximo de consumo de $50 \frac{L}{min}$, en función de las 7 ventosas neumáticas máximas por cabezal y el caudal de absorción del eyector a una presión de alimentación de 6 bares.

Caudales de consumo por componentes neumáticos

Tanto los cilindros neumáticos como las pinzas, ya sean paralelas o angulares, funcionan con un émbolo que se desplaza dentro de una cámara, donde el desplazamiento se realiza mediante la presión de alimentación de la línea de 6 bares. Esta presión permite la extensión o retracción del émbolo de acuerdo con el diseño de cada componente. En las pinzas, el movimiento del émbolo se traduce en el cierre o apertura de las mordazas, mientras que en los cilindros provoca el avance o retroceso del vástago. Por lo tanto, para calcular el caudal necesario para el accionamiento del émbolo, utilizamos la siguiente fórmula:

$$Q_{consumo\ aire} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot c \cdot n \cdot P \cdot N \cdot 10^{-6} \quad (2.3)$$

Donde:

$$Q_{consumido\ aire} = \text{Consumo de aire (NL/min)}$$

$$d = \text{Diámetro del cilindro (mm)}$$

$$c = \text{Carrera del cilindro (mm)}$$

$$n = \text{Número de ciclos completos por minuto}$$

$$P = \text{Presión absoluta} = \text{Presión relativa de trabajo} + 1 \text{ bar}$$

$$N = \text{Número de efectos del cilindro}$$

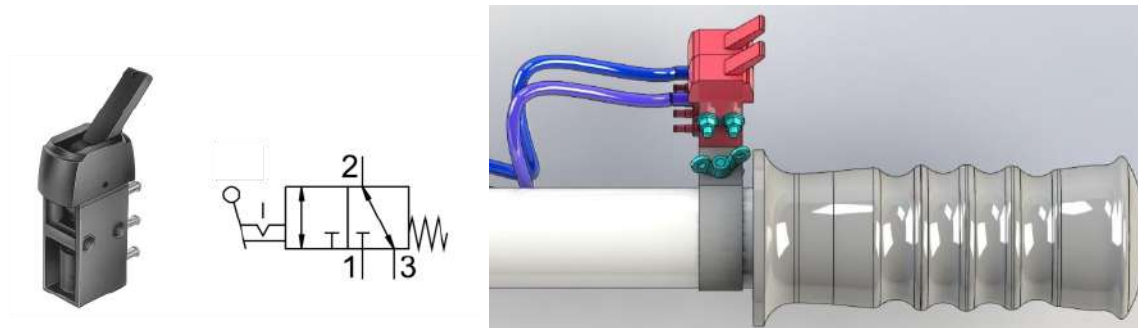
¹ Las pinzas angulares y paralelas serán seleccionadas y justificadas en los cabezales que se describirán a continuación. En esta sección, sólo se verificará el caudal de consumo de las unidades seleccionadas.

Tabla 2-4: Consumos de las distintas aplicaciones neumáticas.

Componente Neumatico	d [mm]	c [mm]	n	P [bar]	N	Cant. Máx	Caudal Consumido [NL/min]
Cilindro cartucho	10	15	1	7	1	3	0,025
Pinza paralela DHPS-25-A-NC	25	24,5	1	7	1	1	0,084
Pinza angular HGRT-40-A-G2	40	54,8	1	7	1	1	0,482
Ventosas Neumáticas	-	-	-	-	-	7	48,615
Eyector - Generador de Vacío	-	-	-	-	-	1	50

Se concluye que el consumo de caudal de las pinzas, tanto paralelas como angulares, y de los cilindros tipo cartucho son bajos, dado que estos componentes son estructuralmente pequeños y solo requieren ser accionados una vez para cumplir su función de posicionamiento y sujeción de los racores. En cambio, el sistema de ventosas y el generador de vacío presentan los mayores consumos de caudal, debido a que necesitan mantener una succión continua, lo que implica un consumo constante de aire comprimido.

Conociendo el caudal de consumo de cada componente neumático, es posible realizar una selección adecuada de válvulas 3/2 vías monoestables (abierta/cerrada) de la marca Festo que cumplan con la condición de que el caudal nominal de funcionamiento de la válvula sea superior al mayor consumo de caudal entre todos los componentes neumáticos.



Característica	Valor
Función de la válvula	3/2 vías, abierta/cerrada monoestable
Caudal nominal normal	80 l/min
Conexión neumática de utilización	PK-3
Presión de funcionamiento	0 bar...8 bar
Forma constructiva	Asiento del émbolo
Diámetro nominal	2.5 mm
Tipo de control	Directo
Conformidad PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Temperatura ambiente	-10 °C...60 °C
Fuerza de accionamiento con posición normal cerrada	7.5 N
Fuerza de funcionamiento con posición normal abierta	6.5 N
Peso del producto	20 g

Figura 2-23: Válvula 3/2 seleccionada.

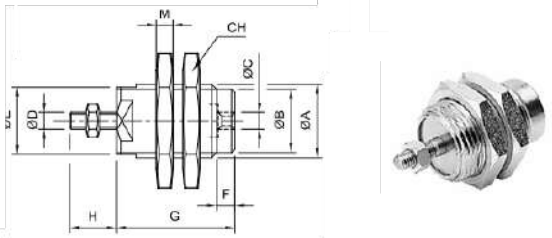
De esta manera, queda seleccionada dicha válvula 3/2 vías monoestable (abierta/cerrada) de la marca Festo, serie Válvula de palanca basculante KH/O-3-PK-3 que cumple con un caudal nominal normal de hasta $80 \frac{L}{min}$.

Aclaración: Si bien el cálculo del consumo de aire sería útil para seleccionar un compresor adecuado, en este caso se dispone de una red de aire comprimido de una planta industrial, la cual tiene capacidad suficiente para abastecer completamente este circuito.

2.2.2 Cabezales con cilindros neumáticos

Los cilindros neumáticos seleccionados para los cabezales deben ser compactos y robustos para no comprometer la zona de operación cuando el cabezal y las ventosas neumáticas están accionados. Estos cilindros, montados en el cabezal y operando entre las paredes del tanque y el mismo cabezal, también deben generar la fuerza necesaria para asegurar la sujeción en la camisa de apoyo. Su función es mantener las tuercas firmemente posicionadas en la camisa de apoyo durante todo el proceso de montaje.

Se han adoptado cilindros neumáticos de la marca Micro, en modelo de cartucho de simple efecto con resorte delantero, que cumple con los requisitos de tamaño compacto y robusto en cuanto a fuerza de empuje.



Ø Cil (mm)	ØA	ØB	ØC	ØD	ØE	F	G (°)			H	M	CH
							5 mm	10 mm	15 mm			
6	M 10x1	8,5	M 5	M 3	9	5	18,5	25,5	32,5	9	3	14
10	M 15x1,5	13	M 5	M 4	14	5	20,5	27	34	11,5	4	19
16	M 22x1,5	19	M 5	M 5	20	6	23,5	29,5	36	14	5	27

Figura 2-24: Cilindro de cartucho seleccionado.

En donde la fuerza de salida (teórica) de un cilindro neumático es el producto de la superficie útil del émbolo y la presión de aire aplicada.

$$F = P \cdot A \quad (2.4)$$

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 6 \text{ bar} \cdot \frac{100000 \text{ Pa}}{1 \text{ bar}} \cdot \frac{\pi \cdot \left(10 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}\right)^2}{4} = 47,12 \text{ N}$$

Este valor de fuerza de 47,12 N, ejercida por el cilindro a una presión de 6 bares, se puede verificar con la gráfica proporcionada por el fabricante Micro, que relaciona el diámetro del cilindro con la presión de trabajo.

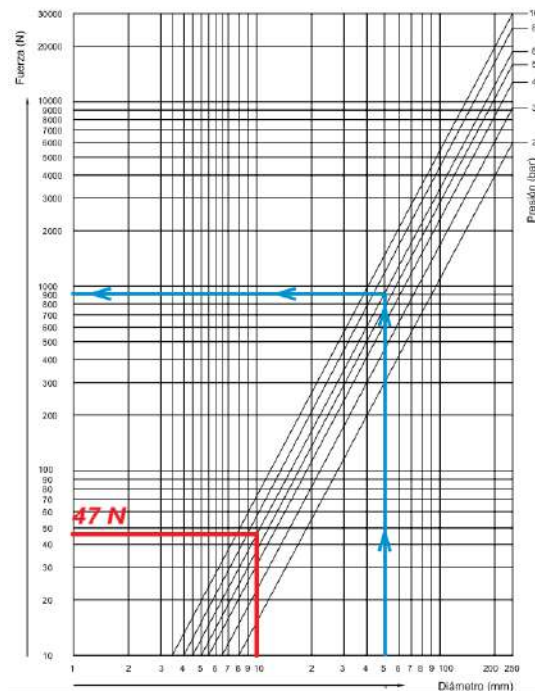


Figura 2-25: Fuerza ejercida por el cilindro de cartucho.

Por último, a esta fuerza teórica ejercida por el cilindro de cartucho, podemos aplicarle un factor que contemple las pérdidas por fricción y otros elementos, como la eficiencia del sistema y la alineación de los componentes, que pueden afectar la fuerza real disponible para el montaje.

$$F = 47,12 \text{ N} \cdot f = 47,12 \text{ N} \cdot 0.85 = 40,1 \text{ N} \approx 4,09 \text{ kgf}$$

Esto significa que cada uno de los cilindros ejercerá una fuerza de aproximadamente 40 N de posicionamiento sobre la tuerca con la camisa, lo que asegura un contacto adecuado y una sujeción efectiva durante el proceso de montaje.

Para cada cilindro se diseñaron las camisas correspondientes para fijar las tuercas a ser colocadas en los lugares que correspondan. Las mismas poseen un apoyo de goma

que se encuentra en el interior de las mismas con el objetivo de poder compensar la condición de verdadera posición en su peor situación , la cual, recordando la misma es de $\pm 0,4$ mm.

2.2.2.1 Cabezal para Carga Tanque - Retorno a Tanque - Desagote

Estos tres implementos se encuentran muy próximos entre sí, lo que permitió diseñar un cabezal que albergue los tres racores para optimizar la cantidad de cabezales necesarios. Cada racor está conectado a cilindros neumáticos que realizan el posicionamiento de las tuercas en las camisas correspondientes.

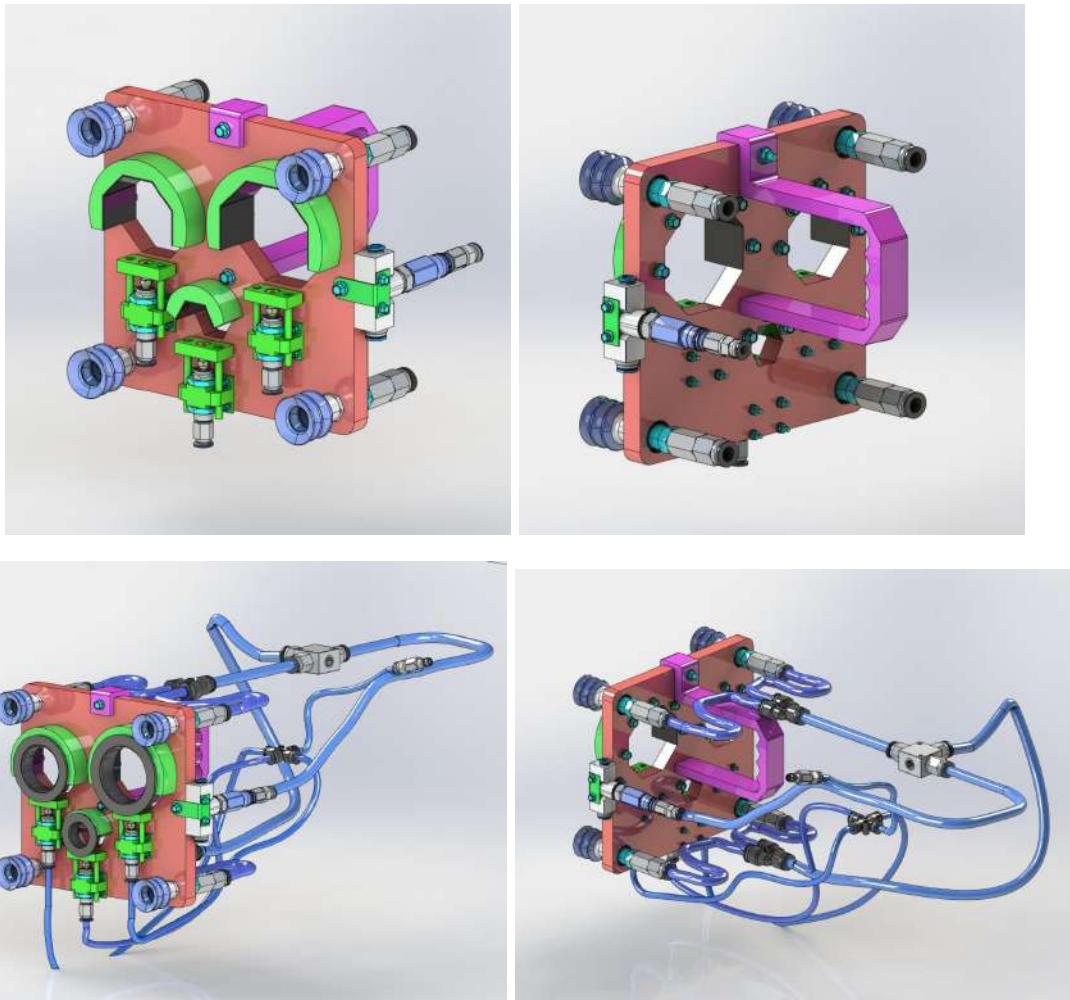


Figura 2-26: Cabezal para Carga Tanque - Retorno a Tanque - Desagote.

Como se observa en la Figura 2-26, debido a la posición en la que van montados los racores, se ha implementado una manija para que el operario pueda posicionar el cabezal en el montaje. Dado que los racores están muy cerca de la tapa de ingreso, no es necesario utilizar un brazo articulado telescópico.

A continuación, se puede ver el cabezal montado en posición de trabajo en el tanque. Las ventosas neumáticas pueden retraer sus pliegues hasta una distancia máxima de 15 mm, lo que permite posicionar el cabezal a esa distancia y verificar que no haya interferencias entre las paredes internas del tanque y ninguna pieza del cabezal o de los cilindros neumáticos. Además, se asegura que las ventosas neumáticas se apoyen en superficies lisas y planas, evitando apoyos en aristas debido a cambios en la geometría del tanque.

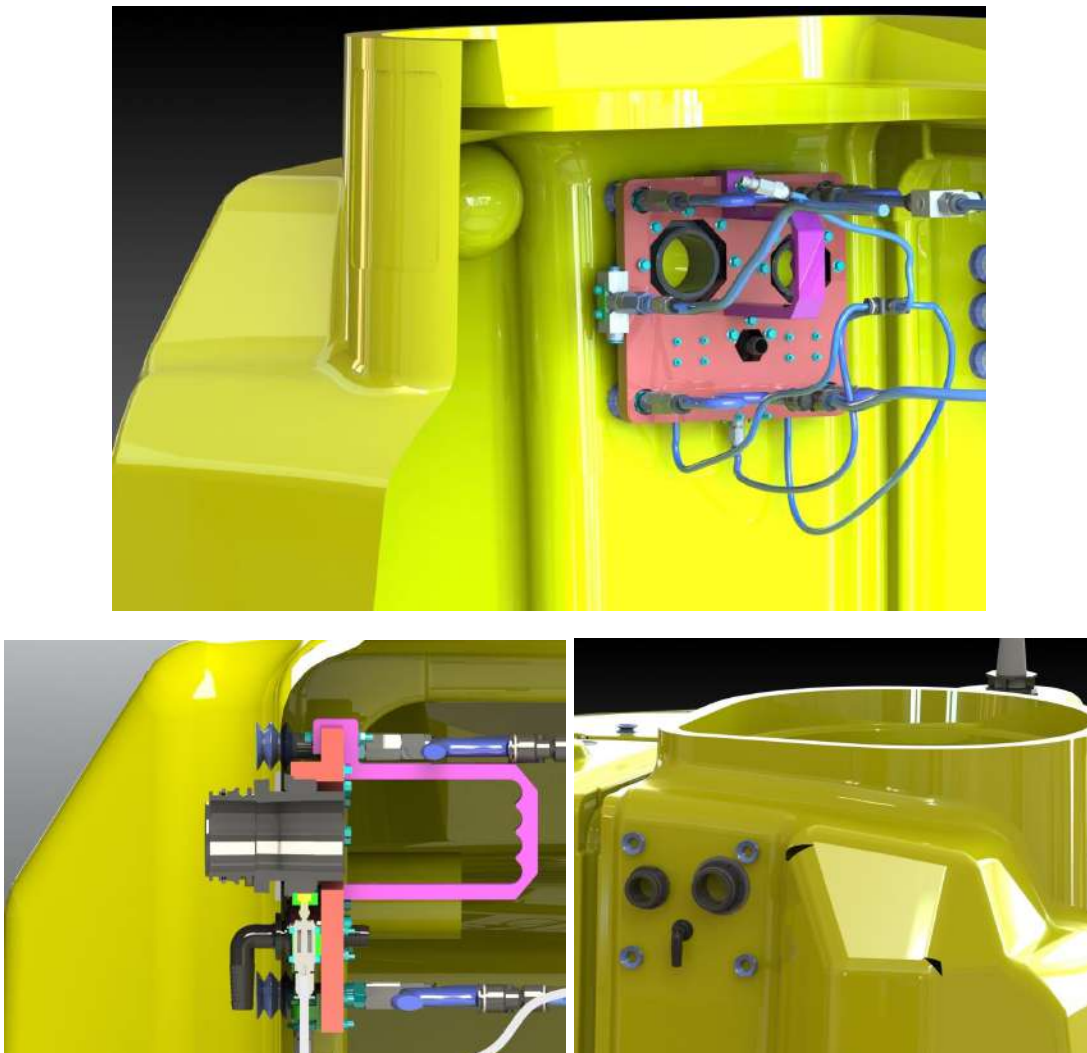


Figura 2-27: Cabezal para Carga Tanque - Retorno a Tanque - Desagote colocado en posición de montaje.

Verificación de Interferencias y Distancias de Ventosas

Una vez confirmado que no haya interferencias entre el cabezal y el tanque, que las tuercas montadas en el cabezal queden en el lado interno sin sobresalir, y que las ventosas neumáticas se apoyen correctamente en la superficie del tanque, se procede a verificar que las distancias de las ventosas al punto de aplicación de la fuerza sean suficientes para soportar el torque máximo experimental de 12.000 N·mm.

Tabla 2-5: Verificación de resistencia a torque de 12000 N.mm del cabezal.

	Distancias centro a Ventosas [mm]					
Racord	Ventosa 1	Ventosa 2	Ventosa 3	Ventosa 4	Torque Total [N.mm]	Verifica o No Verifica?
Retorno a tanque	65.59	158.76	181.33	109.45	17514.42	VERIFICA
Carga de tanque	141.92	67.82	120.39	173.3	17116.62	VERIFICA
Conjunto Desagüe	143.25	158.14	85.56	108.66	16850.74	VERIFICA

2.2.2.2 Cabezal Sensor de Nivel

Para desarrollar el cabezal del sensor de nivel, es importante tener en cuenta que el sensor posee cuatro agujeros diseñados para aplicar torque desde el interior del tanque. En dos de estos agujeros se colocan cilindros tipo cartucho, cada uno con un soporte que evita que los vástagos soporten el esfuerzo de corte cuando el operario aplica torque desde el exterior del tanque, de manera que los soportes absorban el esfuerzo en lugar de los vástagos. Además, los vástagos están reforzados con pines roscados que reciben el impacto del torque generado por el operario.

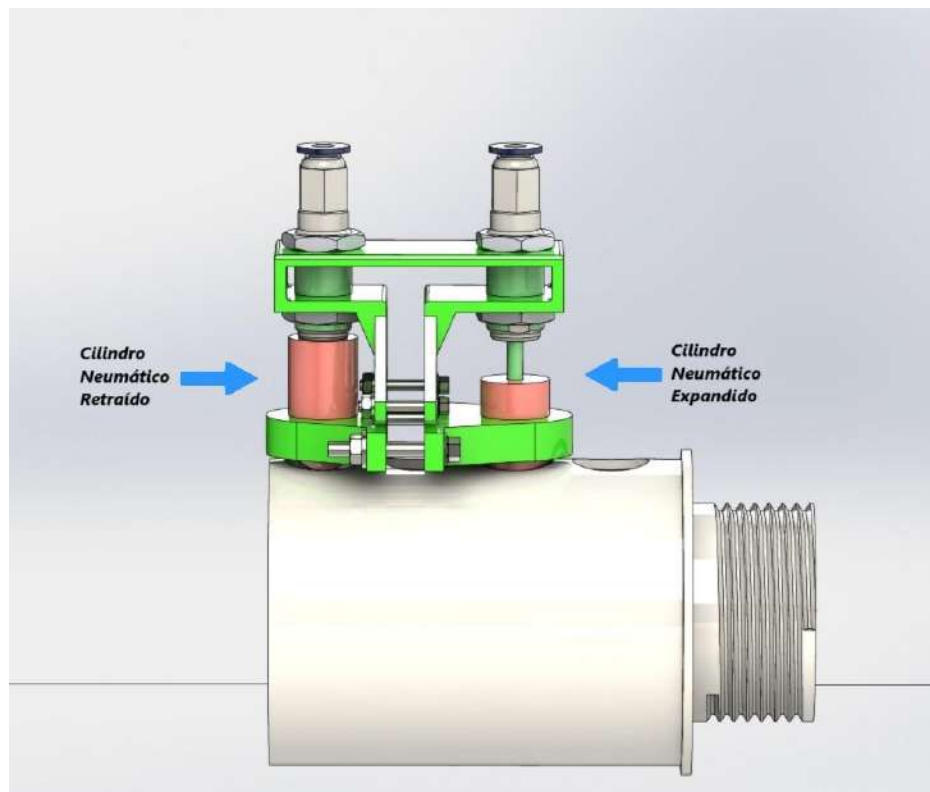


Figura 2-28: Cilindros de cartucho actuando sobre el racor a montar.

Dado que el sensor de nivel tiene dos posiciones distintas en el tanque, es necesario diseñar soportes de agarre diferentes para el brazo telescópico. Debido a la variación en su orientación respecto a la tapa, se requiere un soporte principal común para ambas posiciones, al cual se anexan soportes secundarios que orientan el sensor adecuadamente en cada caso, manteniendo el mismo principio de funcionamiento.

A continuación, se puede observar el soporte principal atornillado a la placa de aluminio, con los soportes secundarios fijados al soporte principal.

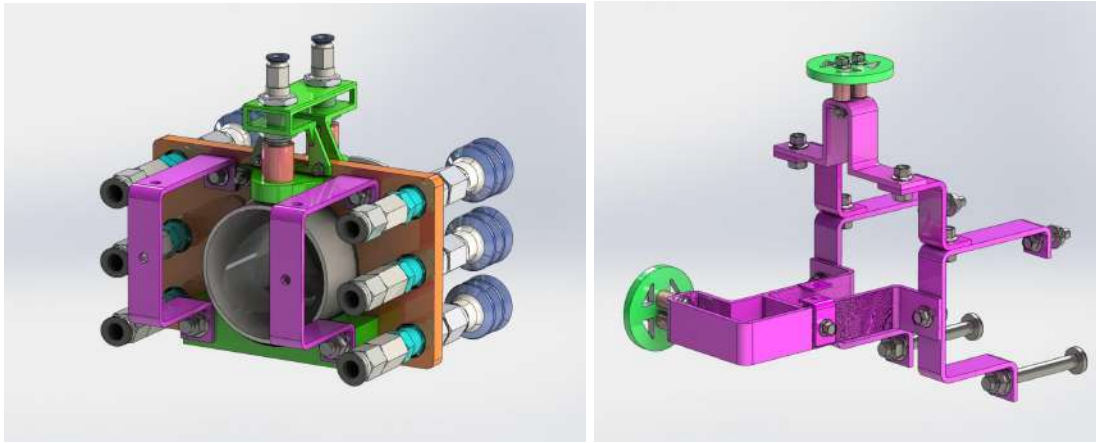
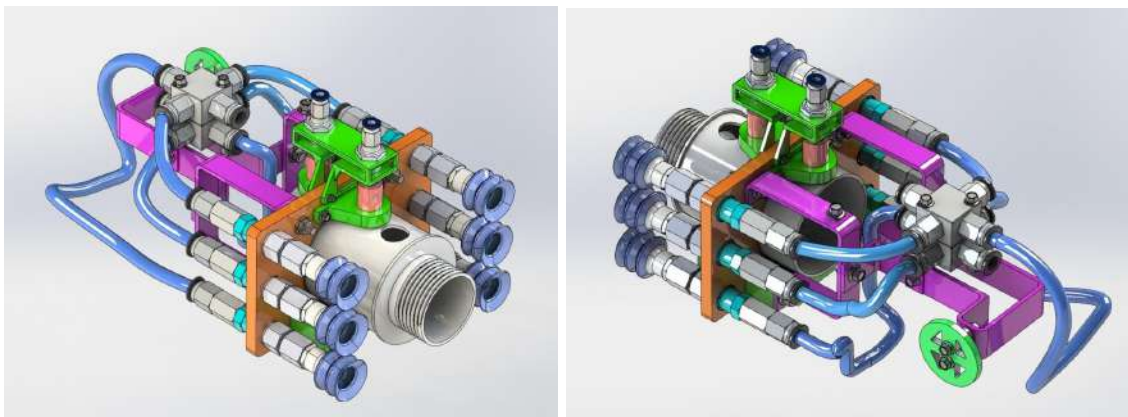


Figura 2-29: Configuración de los soportes del cabezal del sensor de nivel.

Luego, se presentan ambas posiciones con sus respectivos diseños de cabezales, donde los soportes secundarios se fijan a soportes de altura y, posteriormente, se atornilla la brida de conexión encargada de unirse al brazo telescópico articulado.

Posición 1 : Sensor de Nivel en pared Lateral del tanque.



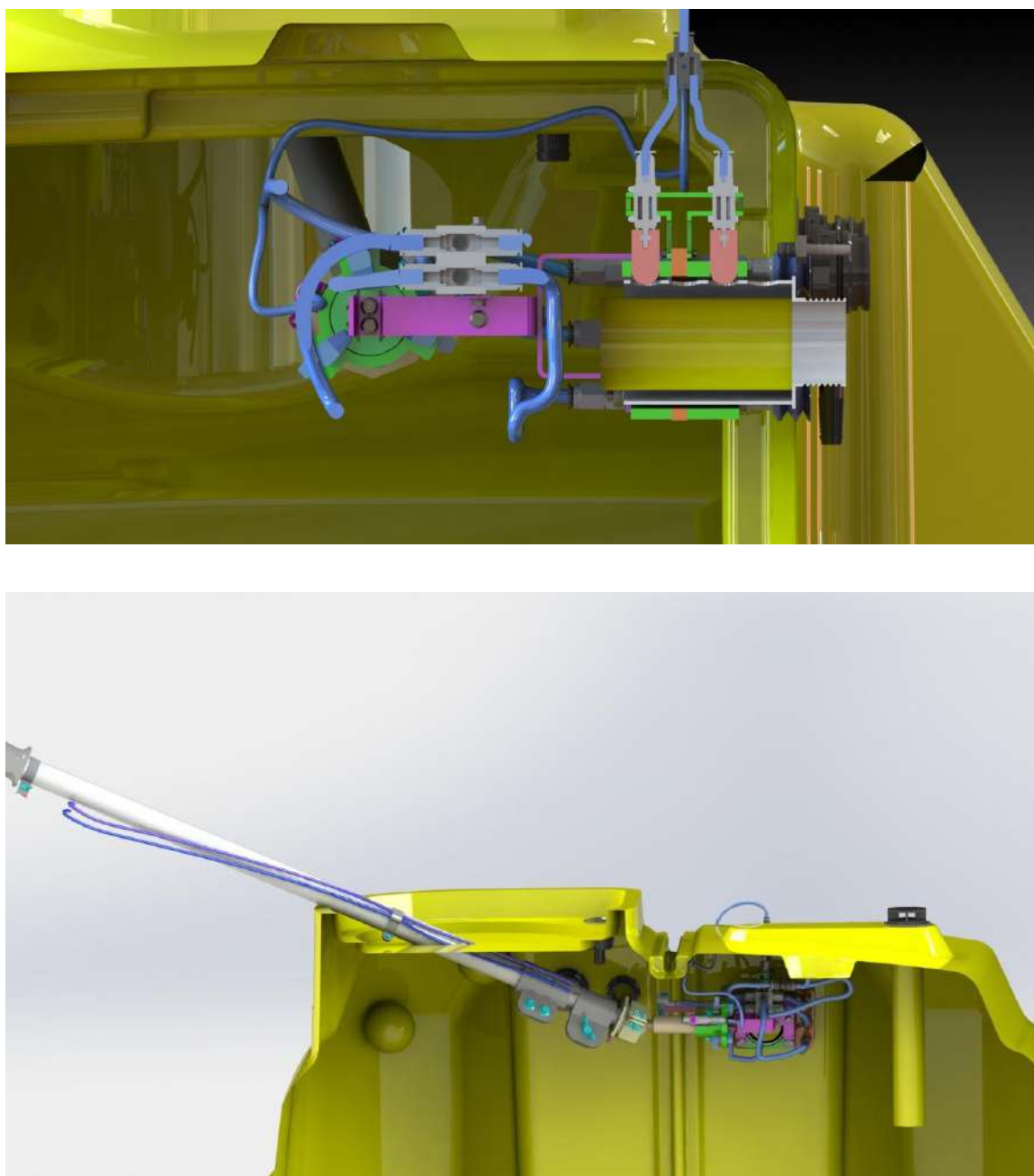
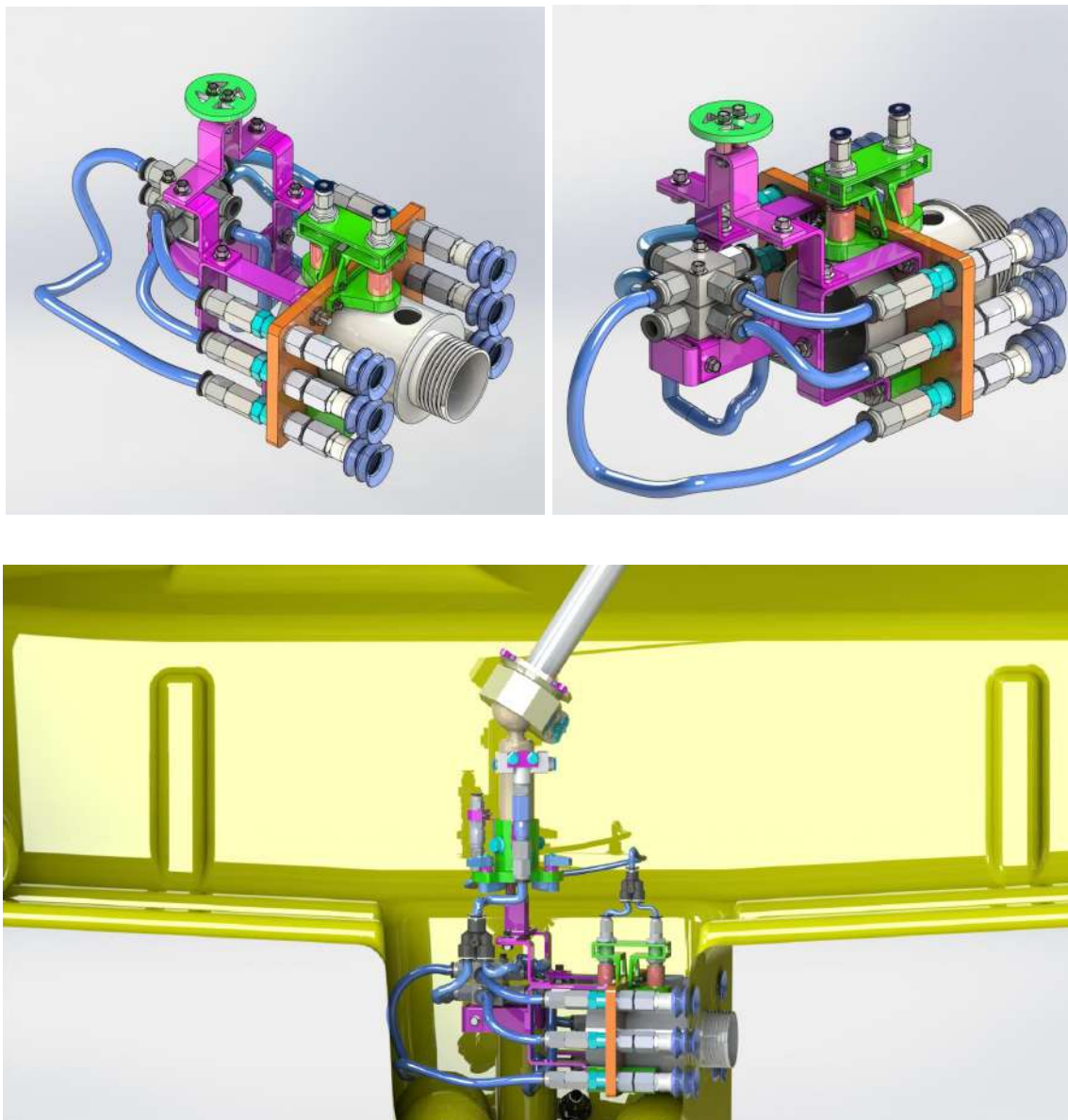


Figura 2-30: Cabezal del sensor de nivel superior.

Posición 2: Sensor de Nivel en pared inferior del tanque.



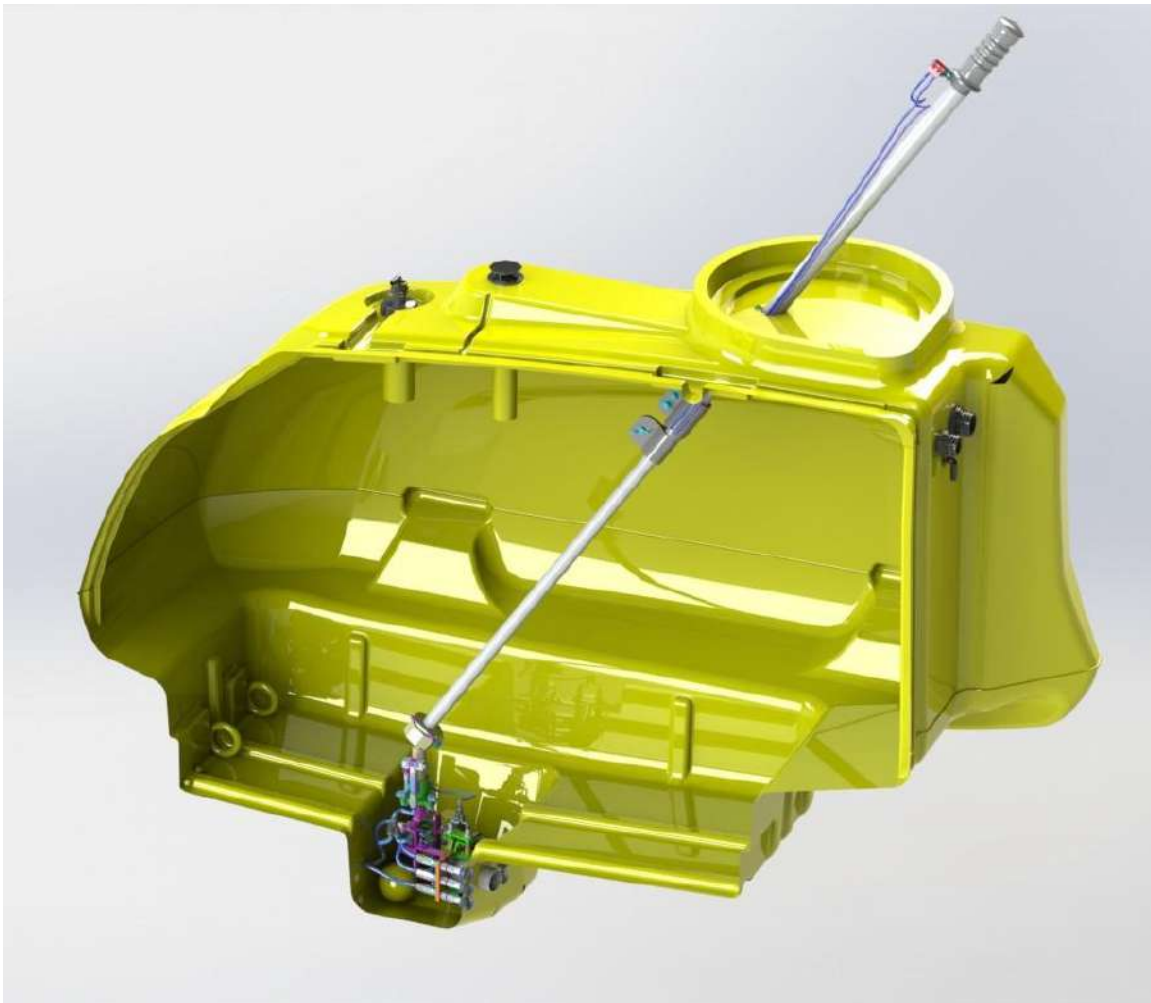


Figura 2-31: Cabezal del sensor de nivel inferior.

Verificación de Interferencias y Distancias de Ventosas del Sensor de Nivel

Una vez que el sensor de nivel está posicionado en la ubicación de montaje y se ha comprobado que no haya interferencias entre el cabezal y el tanque, y que las ventosas neumáticas estén correctamente apoyadas en la superficie del tanque en posición de succión, se procede a verificar que las distancias de las ventosas al punto de aplicación de la fuerza sean adecuadas para soportar el torque máximo experimental de 12.000 N·mm.

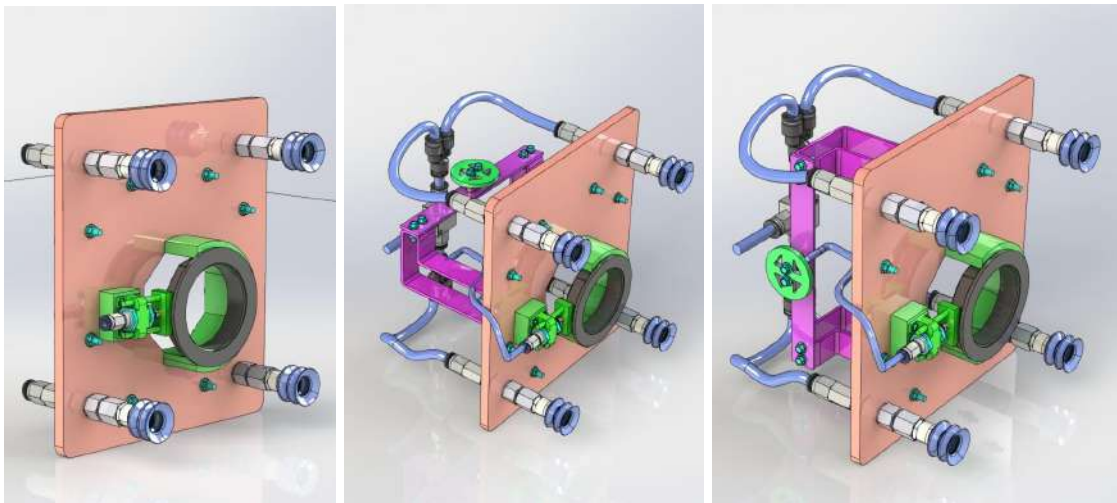
Tabla 2-6: Verificación de resistencia al torque máximo del cabezal del sensor de nivel.

	Distancias centro a Ventosas [mm]							
Racord	Vent. 1	Vent. 2	Vent. 3	Vent. 4	Vent. 5	Vent. 6	Torque Total [N.mm]	Verifica o No Verifica?
Sensor de Nivel	87.46	87.46	82.76	82.76	75.17	75.17	16686.52	VERIFICA

2.2.2.3 Cabezal Lavatanque

Los racores de lavatanques, al igual que el sensor de nivel, tienen dos posiciones, aunque ambos se colocan en la pared superior del tanque. Por esta razón, se diseñaron soportes que los orientan hacia la tapa. La tuerca interior de cada lavatanque se posiciona mediante un cilindro neumático que la ajusta en la camisa.

En la izquierda de la Figura 2-32 se muestra el cabezal, donde se ilustra el principio de funcionamiento del cilindro al posicionar la tuerca. Luego, se presentan los diseños de los soportes para cada lavatanque, con sus respectivas orientaciones hacia la tapa.

**Figura 2-32:** Cabezal sostén de la rosca del conjunto lavatanque.

Posteriormente, se realiza la conexión con el brazo articulado telescópico y se monta en el tanque para verificar su posición final de montaje, considerando la distancia de 15 mm de las ventosas neumáticas accionadas.

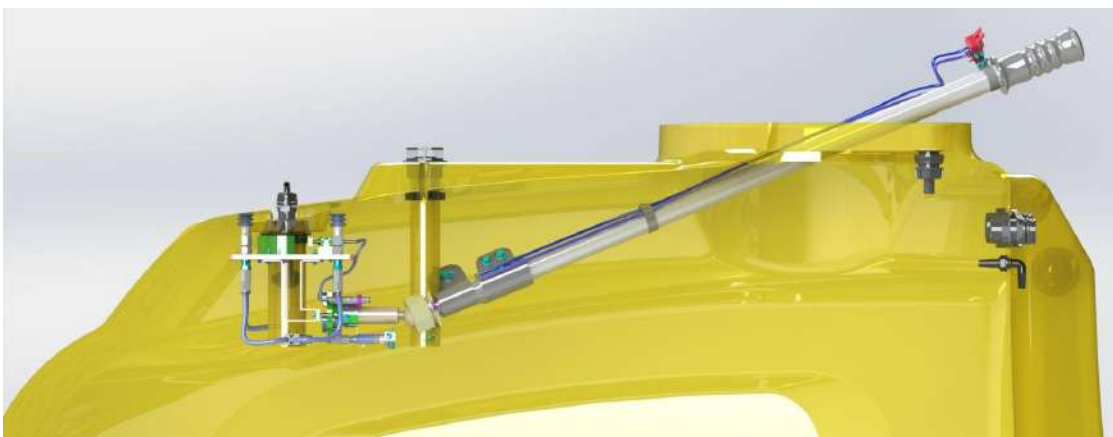
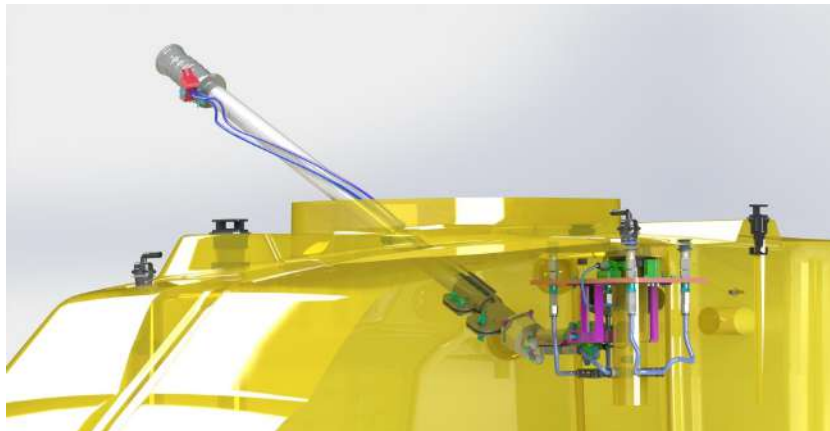
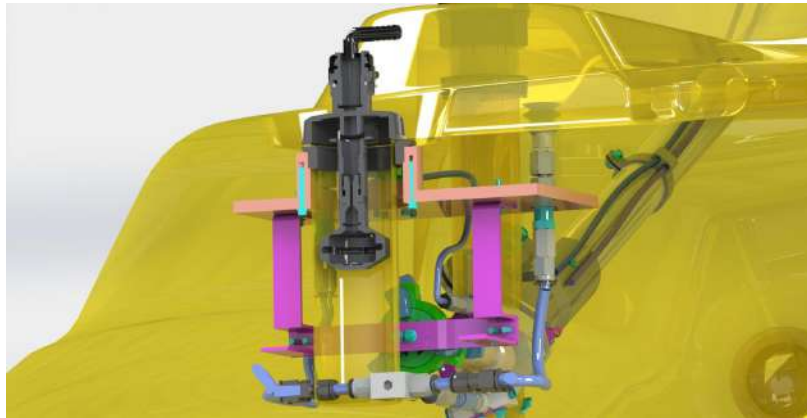


Figura 2-33: Posición de trabajo para colocar el conjunto lavatanque.

Verificación de Posicionamiento y Distancias de Ventosas del Lavatanque

Una vez que la tuerca del lavatanque está correctamente colocada en la posición de montaje, y se ha validado que no haya interferencias entre el cabezal del lavatanque y el tanque, y que las ventosas neumáticas estén correctamente apoyadas en la superficie del tanque en posición de succión, se procede a verificar que las distancias de las ventosas al punto de aplicación de la fuerza sean suficientes para soportar el torque máximo experimental de 12.000 N·mm.

Tabla 2-7: Verificación de resistencia al torque máximo del cabezal del conjunto lavatanque.

	Distancias centro a Ventosas [mm]					
Racord	Vent. 1	Vent. 2	Vent. 3	Vent. 4	Torque Total [N.mm]	Verifica o No Verifica?
Sensor de Nivel	163.11	148.68	107.93	127.08	18591.2	VERIFICA

2.2.2.4 Cabezal Válvula de retorno

Siguiendo un enfoque similar, el cabezal de la válvula de retorno fue diseñado para una única posición de montaje. Este cabezal se ubica en el extremo inferior frente a la tapa del tanque y cuenta con un soporte que orienta la válvula hacia la tapa, facilitando su montaje y conexión. La tuerca interior de la válvula de retorno se posiciona mediante un cilindro neumático, que asegura un ajuste adecuado en su camisa.

En la imagen 2-34, se ilustra el cabezal de la válvula de retorno junto con el principio de funcionamiento del cilindro neumático al fijar la tuerca en la posición correcta incluyendo el diseño del soporte, con su orientación hacia la tapa para una instalación precisa.

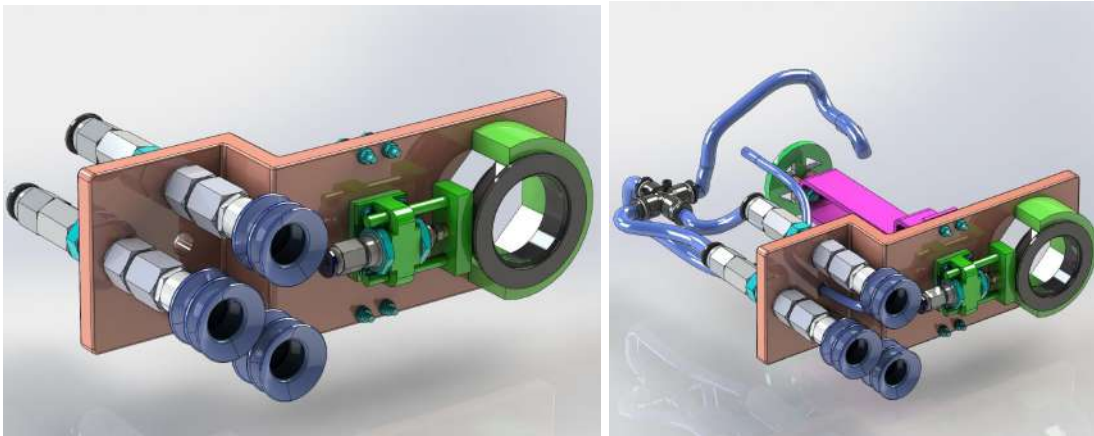
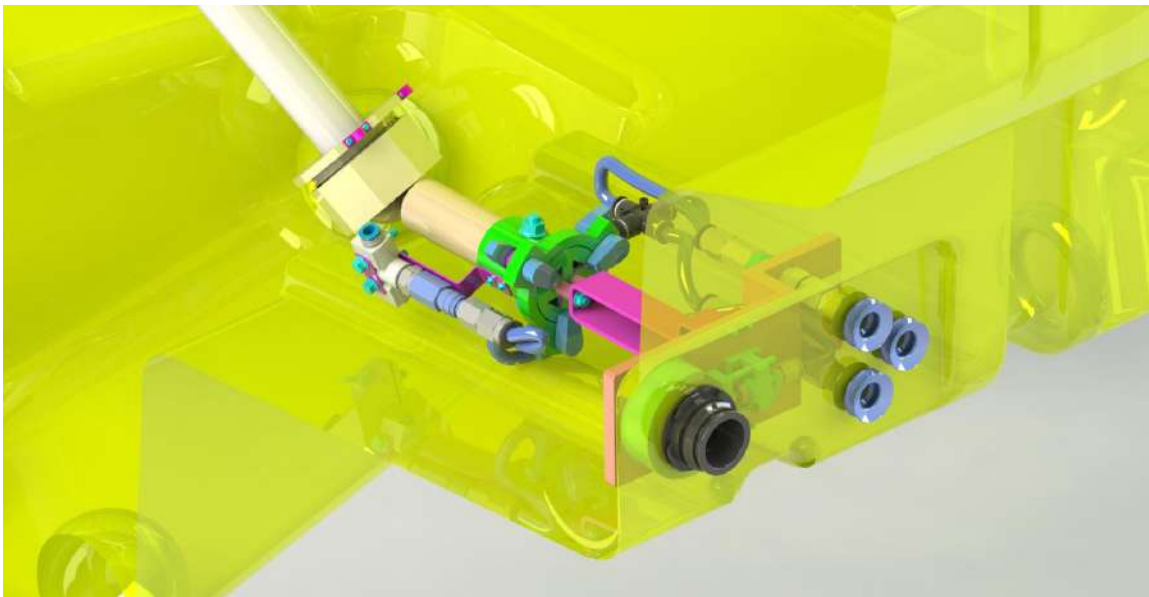


Figura 2-34: Cabezal para sostener la tuerca del conjunto válvula de retorno.

Finalmente, se procede a conectar el cabezal al brazo articulado telescópico y a montarlo en el tanque para verificar su posición final de ensamblaje, teniendo en cuenta la distancia de 15 mm respecto a las ventosas neumáticas accionadas.



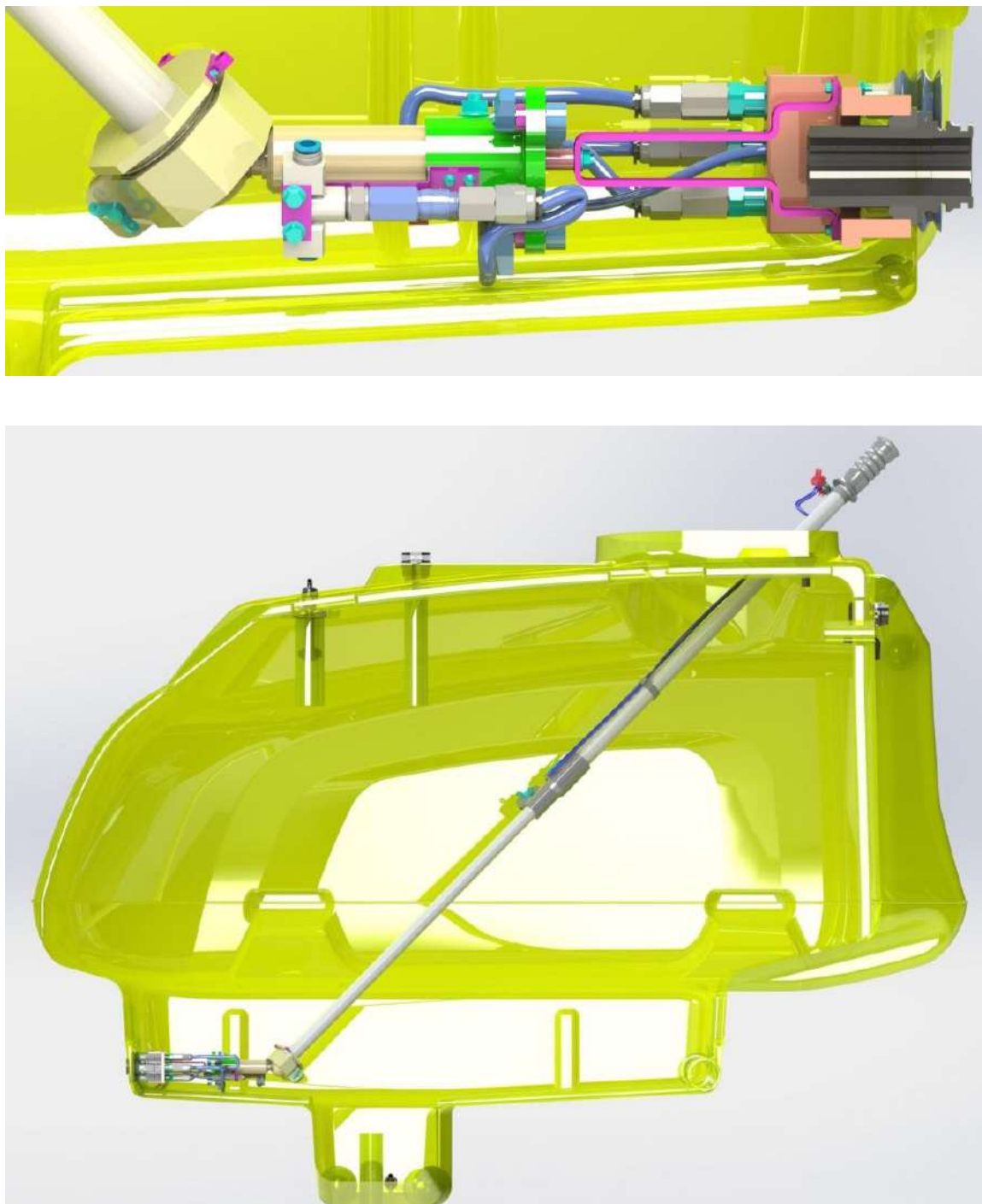


Figura 2-35: Posición del cabezal de la válvula de retorno.

Verificación de Posicionamiento y Distancias de Ventosas de la Válvula de Retorno

Con la válvula de retorno correctamente instalada en su posición de montaje y tras confirmar que no haya interferencias entre su cabezal y la superficie del tanque, se verifica también que las ventosas neumáticas estén adecuadamente adheridas en su modo de succión. Posteriormente, se revisa que las distancias entre las ventosas y el punto de aplicación de la fuerza sean suficientes para soportar el torque máximo experimental de 12.000 N·mm.

Tabla 2-8: Verificación de resistencia al torque máximo del cabezal de la válvula de retorno.

	Distancias centro a Ventosas [mm]				
Racord	Vent. 1	Vent. 2	Vent. 3	Torque Total [N.mm]	Verifica o No Verifica?
Sensor de Nivel	136.31	136.31	164	14845.08	VERIFICA

2.2.3 Cabezales con pinzas

Las pinzas neumáticas elegidas para los cabezales necesitan ser compactas y duraderas, de manera que no obstruyan el área de operación cuando tanto el cabezal como las ventosas neumáticas están activas. Estas pinzas, instaladas directamente en el cabezal y funcionando en el espacio entre el tanque y dicho cabezal, deben brindar la fuerza de sujeción adecuada para mantener los racores estables durante el proceso de ensamblaje. Su función principal es fijar los racores en una posición segura mientras se efectúan los ajustes necesarios dentro del tanque.

Para ello se optó por seleccionar pinzas neumáticas tipo paralelas para los cabezales del respiradero y agitador de la marca Festo modelo DHPS-25-A-NC, mientras que para el cabezal del antitorbellino se escogió una pinza radial de la misma marca modelo HGRT-40-A-G2.



Figura 2-36: Pinzas neumáticas seleccionadas, tipo paralela (izquierda) y radial (derecha).

Al seleccionar las pinzas neumáticas para los cabezales, es fundamental tener en cuenta varias características clave que aseguren su funcionamiento eficiente y seguro en el proceso de ensamblaje. Entre estas, destacan cinco aspectos esenciales: torque de fijación, la carrera de las mordazas, el espacio físico de trabajo, el peso de la pinza y la presión de funcionamiento. Estas características son importantes para garantizar un funcionamiento adecuado, la facilidad de manejo del operario y la correcta integración de las pinzas en el entorno de trabajo. A continuación, se detallan cada una de estas consideraciones.

Torque de fijación: Para garantizar que las pinzas puedan ejercer la suficiente fuerza de sujeción, es importante que el torque de fijación supere el valor máximo de torque que puede ser efectuado por el operario, que en este caso es de 12.000 N.mm. De esta manera, se asegura que la pinza mantendrá de manera segura el racor o componente durante el proceso de ensamblaje, sin riesgo de que se afloje o se desplace.

Carrera: La carrera de las mordazas, tanto radialmente como para las pinzas paralelas, debe ser suficiente para permitir la liberación del cabezal una vez colocado el racor. Las mordazas deben otorgar la carrera necesaria para retirar correctamente el racor y liberar el cabezal sin interferencias, garantizando que no queden trabadas y permitiendo una extracción precisa.

Especificaciones técnicas generales					
Tamaño	6	10	16	20	25
Carrera por mordaza	2 mm	3 mm	5 mm	6,5 mm	7,5 mm

Especificaciones técnicas generales					
Tamaño	16	20	25	32	40
Forma constructiva	Movimiento guiado forzado				
Modo de operación	De doble efecto				
Función de la pinza	Radial				
Número de mordazas	2				
Ángulo máximo de apertura	[°]	180			

Figura 2-37: Especificaciones técnicas de las mordazas, mordaza paralela (arriba) y mordaza radial (abajo).

Espacio físico de trabajo: El diseño de las pinzas también debe considerar el espacio físico disponible. Al accionar las mordazas, estas no deben golpear las paredes del tanque ni interferir con otras partes del sistema. El diseño debe permitir la apertura completa de las mordazas sin que estas interfieran con el entorno operativo.

Peso: El peso de la pinza es un factor crucial, ya que la pinza estará montada en el cabezal ubicado en el extremo del brazo articulado telescópico. Este brazo, al ser operado, requiere que el operario realice una fuerza de posicionamiento. Si la pinza es demasiado pesada, podría dificultar este proceso, ya que el torque generado por el peso en el extremo del brazo podría aumentar la carga de trabajo del operario. Por lo tanto, se debe asegurar que el peso de la pinza sea adecuado para facilitar su posicionamiento sin comprometer la eficiencia del operario.

Pesos – DHPS-20 ... 35			
Tamaño	25		
Aseguramiento de la fuerza de fijación	Sin	Para cierre	Abriendo
Peso del producto	700 g	713 g	

Especificaciones técnicas generales				
Tamaño	25	32	40	
Peso del producto				
HGRT-...A	[g]	540	840	1580
HGRT-...A-G2	[g]	610	940	1770

Figura 2-38: Peso de las mordazas.

Presión de funcionamiento: la presión de aire comprimido proporcionada por la empresa es de 6 bares, lo que implica que las pinzas seleccionadas deben ser capaces de operar de manera eficiente y segura bajo esta condición.

Presión de funcionamiento: DHPS-20 ... 35			
Tamaño	25		
Aseguramiento de la fuerza de fijación	Sin	Para cierre	Abrie
Presión de funcionamiento	0,2 ... 0,8 MPa	0,4 ... 0,8 MPa	
Presión de funcionamiento	29 ... 116 psi	58 ... 116 psi	
Presión de funcionamiento	2 ... 8 bar	4 ... 8 bar	

Condiciones de funcionamiento y del entorno

Presión de funcionamiento		
HGRT-...-A	[bar]	3 ... 8
HGRT-...-A-G2	[bar]	4 ... 8

Figura 2-39: Presión de trabajo de las pinzas.

Pinzas Paralela Festo DHPS-25-A-NC

Como se mencionó anteriormente, tanto para el racord del respirador como para los agitadores, se ha seleccionado la pinza paralela marca Festo, modelo DHPS-25-A-NC. Esta elección se debe a las ventajas de sus prestaciones, ya que la pinza debe cumplir como primera condición con la capacidad de generar una fuerza por mordaza suficiente para aplicar el torque necesario en el racor específico.

Una de las consideraciones clave de este modelo es su característica NC (normalmente cerrada), que asegura que la fuerza de fijación del muelle se mantiene en posición de cierre. Esto es especialmente adecuado para los racores, que necesitan ser sostenidos por los hexágonos de sus tuercas. En este caso, la función de cierre se realiza mediante

un muelle integrado, lo que permite que la pinza funcione solo con la fuerza del muelle para el cierre o, si se necesita una mayor fuerza de fijación, se puede añadir presión de cierre.

Características

Aseguramiento de la fuerza de fijación

[NC] Para cierre

En estado despresurizado, cerrado por la fuerza del muelle

[NO] Abriendo

En estado despresurizado, abierto por la fuerza del muelle

Figura 2-40: La mordaza se mantiene cerrada por fuerza de muelle.

Para este uso específico, además de la fuerza del muelle, se aplicará una presión de 6 bares para aumentar la fuerza de fijación. Debido a la incorporación de esta presión adicional de 6 bares, el catálogo proporciona las fuerzas que puede generar la pinza seleccionada a diferentes presiones de alimentación.

A continuación, se muestran las fuerzas que puede generar la pinza paralela DHPS-25-A-NC con una presión de alimentación de 6 bares, en función del brazo de palanca x y de la excentricidad a y b con su respectiva ecuación.

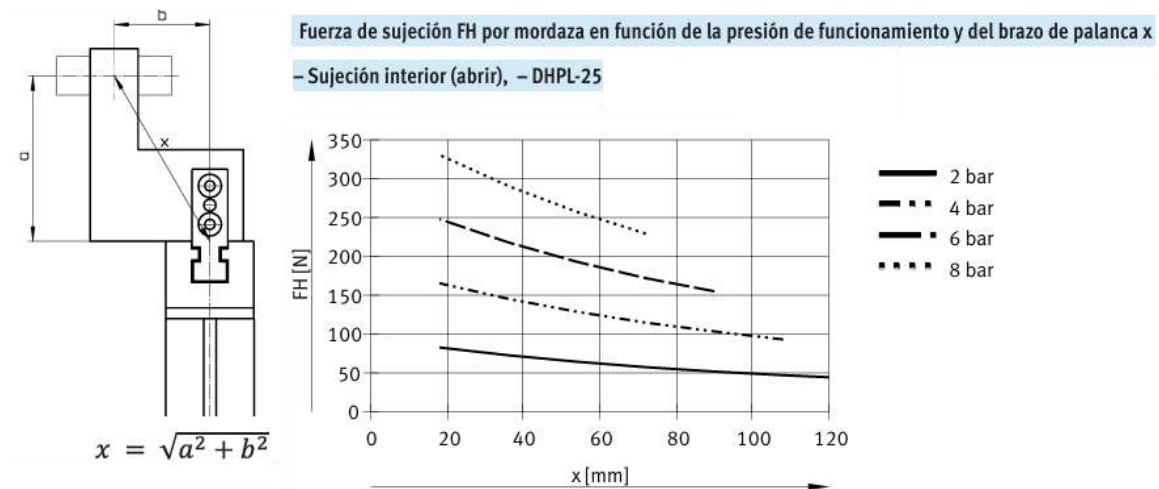


Figura 2-41: Fuerza equivalente en función de la distancia x de la mordaza.

Para calcular el brazo de palanca, una vez desarrollados los cabezales del racor respiradero y agitador, se comprobó la excentricidad a y b de la pinza en cada uno de ellos.

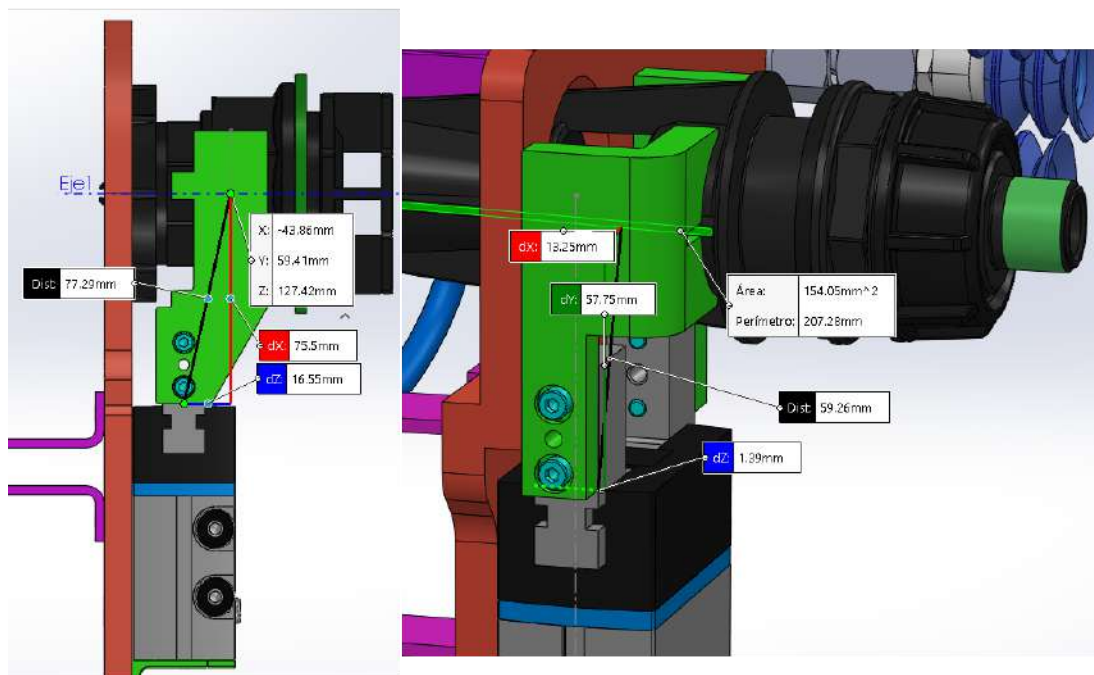


Figura 2-41: Distancias para calcular el vector x .

Con estos valores de excentricidad entre la pinza y el racor, se determinó el brazo de palanca x , que es la distancia resultante que se utilizará para calcular la fuerza de sujeción por mordaza.

$$x_{\text{respiradero}} = \sqrt{(75,5 \text{ mm})^2 + (16,55 \text{ mm})^2} = 77,29 \text{ mm}$$

$$x_{\text{agitadores}} = \sqrt{(57,75 \text{ mm})^2 + (13,25 \text{ mm})^2} = 59,26 \text{ mm}$$

Una vez obtenidos los valores del brazo de palanca x para cada caso, se procede a utilizar el gráfico proporcionado por el fabricante Festo para conocer la fuerza de sujeción de cada mordaza a una presión de 6 bares, considerando únicamente la fuerza ejercida por el aire comprimido, sin contar con la fuerza del muelle.

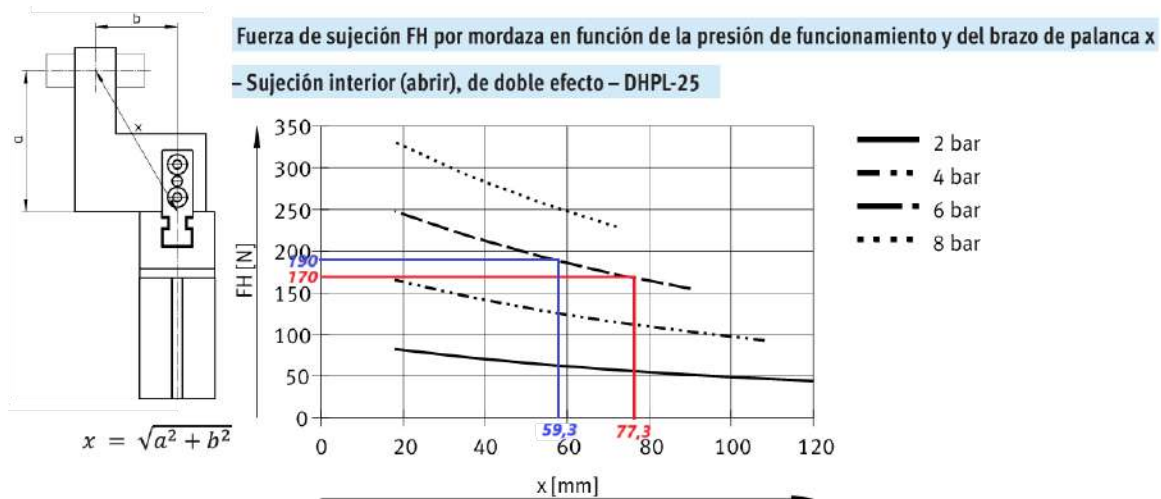


Figura 2-42: Fuerza equivalente en función de la distancia x de la mordaza para el respiradero (rojo) y agitadores (azul).

Con los datos de la fuerza de fijación **por mordaza** ejercida por el aire comprimido a dicha presión, se realiza el cálculo del torque que podrá soportar la pinza, utilizando únicamente aire comprimido a 6 bares y sus respectivas distancias de brazo de palanca.

$$\text{Torque}_{6 \text{ bar} - \text{Respiradero}} = Fh \cdot r = 170 \text{ N} \cdot 36 \text{ mm} = 6120 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$Torque_{6\text{ bar} - \text{Agitadores}} = Fh \cdot r = 190\text{ N} \cdot 30\text{ mm} = 5700\text{ N}\cdot\text{mm}$$

Como se puede concluir, por mordaza se puede obtener un torque de fijación de 6120 N·mm en el racor respiradero, mientras que para el agitador es de 5700 N·mm. Debido a esto y considerando que son dos las mordazas diseñadas, el torque total de fijación en cada uno de ellos es:

$$Torque\ Total_{6\text{ bar} - \text{Respiradero}} = 2 \cdot Torque_{6\text{ bar} - \text{Respiradero}} = 2 \cdot 6120\text{ N}\cdot\text{mm} = 12.240\text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$Torque\ Total_{6\text{ bar} - \text{Respiradero}} = 2 \cdot Torque_{6\text{ bar} - \text{Agitadores}} = 2 \cdot 5700\text{ N}\cdot\text{mm} = 11.400\text{ N}\cdot\text{mm}$$

Luego de obtener el torque total de fijación mediante la presión de aire comprimido ejercida, se podrá obtener el valor de la fuerza de fijación efectuada por el muelle. Dependiendo de la carrera y el modelo (en este caso DHPS-25-A-NC), el fabricante Festo proporciona un gráfico a partir del cual se puede extraer dicho valor.

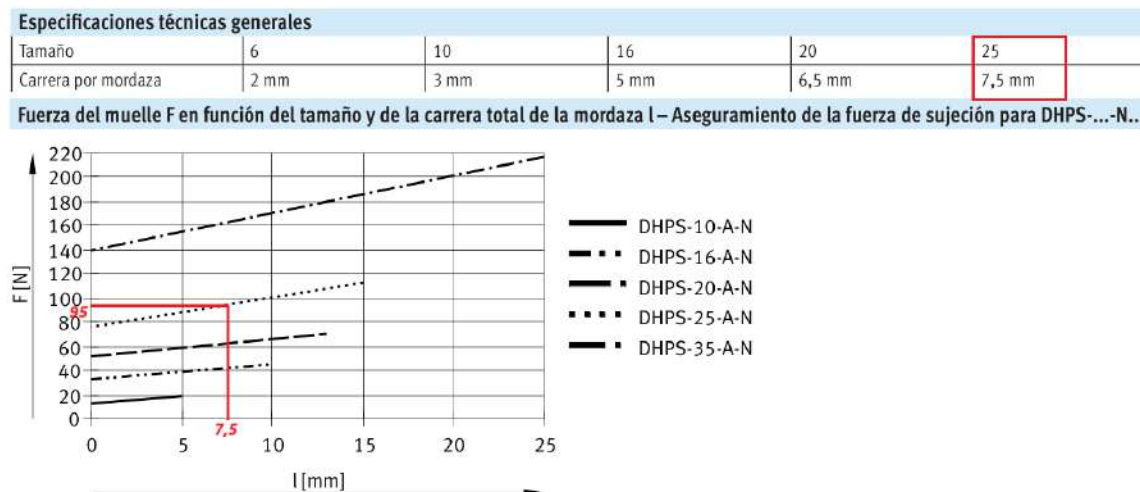


Figura 2-43: Fuerza de resorte en función de la carrera por mordaza.

Se puede observar en la Figura 2-43, que con el modelo seleccionado, se obtiene una fuerza ejercida por el muelle de 95 N por mordaza. Es por ello que, nuevamente, conociendo tanto la fuerza de fijación como el radio de aplicación de la fuerza, se

obtendrá el torque total de fijación ejercido únicamente por el muelle para cada racor, considerando las dos mordazas.

$$Torque\ Total_{Muelle-Respiradero} = 2 \cdot F \cdot r = 2 \cdot 95\ N \cdot 36\ mm = 6840\ N \cdot mm$$

$$Torque_{Muelle-Agitador} = 2 \cdot F \cdot r = 2 \cdot 95\ N \cdot 30\ mm = 5700\ N \cdot mm$$

Dicho torque de fijación del muelle será el mismo en ambos cabezales, ya que depende de una propiedad propia del modelo de la pinza paralela. Por lo tanto, para obtener el torque total ejercido por la pinza paralela Festo modelo DHPS-25-A-NC, se debe realizar la suma entre el torque de fijación por la presión de aire comprimido y el del muelle de fijación. Es por ello que, finalmente, podremos compararlo con el torque máximo efectuado por el operario en el ajuste, con un valor de 12.000 N·mm. Por lo tanto, se obtiene lo siguiente:

Tabla 2-9: Verificación de resistencia al torque máximo de los cabezales de los agitadores y antitorbellino.

Racor	Torque de Fijación a 6 Bar [N.mm]	Torque de Fijación por Muelle [N.mm]	Torque Total de Fijación [N.mm]	Verifica?
Respiradero	12240	6840	19080	VERIFICA
Agitador	11400	5700	17100	VERIFICA

Por lo que se concluye que, tanto para el racor respiradero como para los agitadores, la pinza paralela utilizada en el cabezal de la marca Festo, modelo DHPS-25-A-NC, con dicho diseño de mordazas y sus brazos de palanca, cumple efectivamente con los torques de fijación en cada uno de ellos, ya que los mismos son mayores al valor del torque máximo efectuado por el operario.

A continuación, se procede a la descripción y al detalle de cada uno de los cabezales.

2.2.3.1 Cabezal Respiradores

El cabezal para el racor del respiradero tiene la particularidad de poder utilizar el mismo soporte de orientación en ambas posiciones, con el brazo articulado telescópico en su posición completamente retraída. En este caso, la pinza paralela emplea sus mordazas para sostener firmemente la tuerca octogonal BSP de 2" del respiradero, la cual se monta desde el interior del tanque.

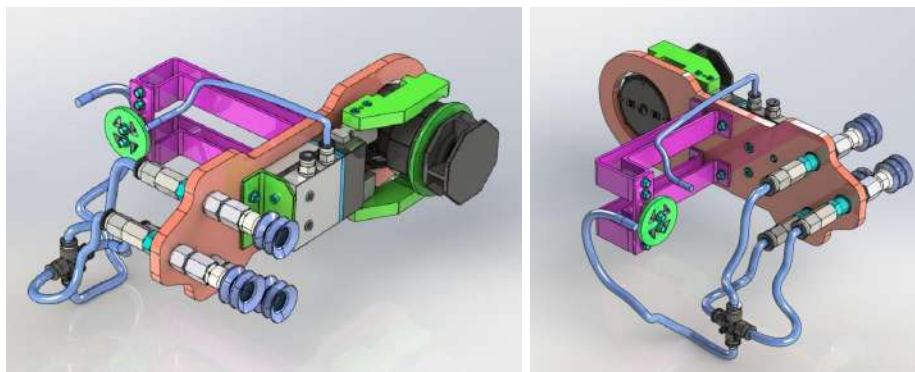


Figura 2-44: Cabezal de conjunto respiradero.

Como se observa en la Figura 2-44, la zona de apoyo donde se monta el respiradero es totalmente plana, lo que facilita el apoyo de las ventosas neumáticas y simplifica la construcción del cabezal.



Figura 2-45: Posición de los cabezales de los conjuntos respiraderos².

² Los cilindros huecos que se extienden desde la superficie hacia el interior del tanque, en la zona donde se montan los respiraderos, son un error en el archivo CAD proporcionado por la empresa.

Para detallar uno de los cabezales de los respiraderos y verificar que tanto la pinza paralela como las mordazas no interfieran con las paredes del tanque, considerando los 15 mm de retracción de las ventosas neumáticas, se muestra la siguiente Figura 2-46:

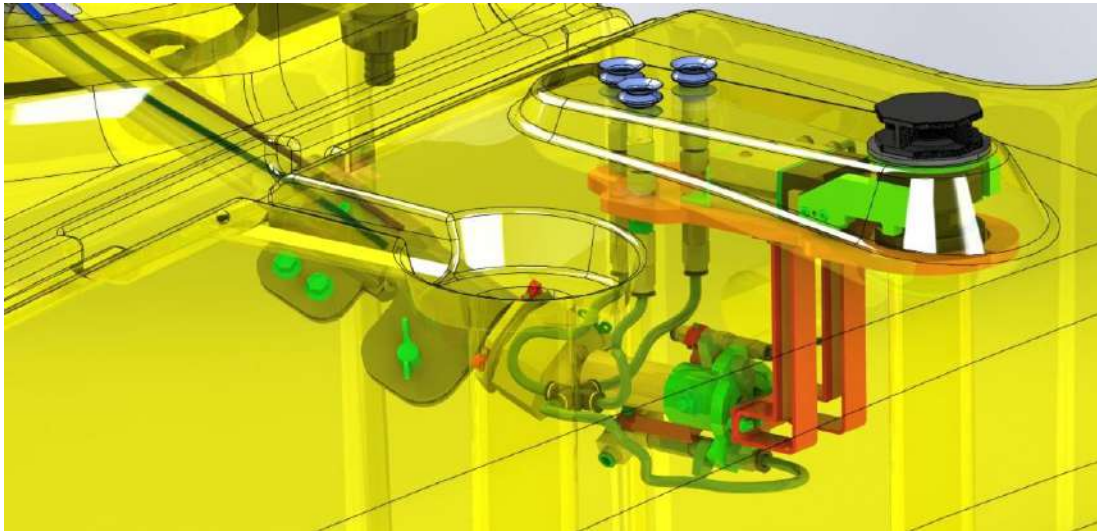


Figura 2-46: Posición de trabajo del cabezal del conjunto respiradero.

Verificación de Posicionamiento y Distancias de Ventosas del Cabezal Respiradero

Posteriormente, se revisa que las distancias entre las ventosas y el punto de aplicación de la fuerza sean suficientes para soportar el torque máximo experimental de 12.000 N·mm.

Tabla 2-10: Verificación de resistencia al torque máximo del cabezal del respiradero.

	Distancias centro a Ventosas [mm]				
Racord	Vent. 1	Vent. 2	Vent. 3	Torque Total [N.mm]	Verifica o No Verifica?
Respiradero	232,11	232,11	270	24963,5	VERIFICA

2.2.3.2 Cabezal de Jet - Agitadores

El cabezal de los agitadores presenta dos posiciones: la primera, más cercana, y la segunda, la posición más alejada de la tapa del tanque, la cual se definió como la distancia máxima para el diseño del brazo articulado telescópico. A continuación, se presenta el cabezal de los agitadores con los soportes en ambas posiciones.

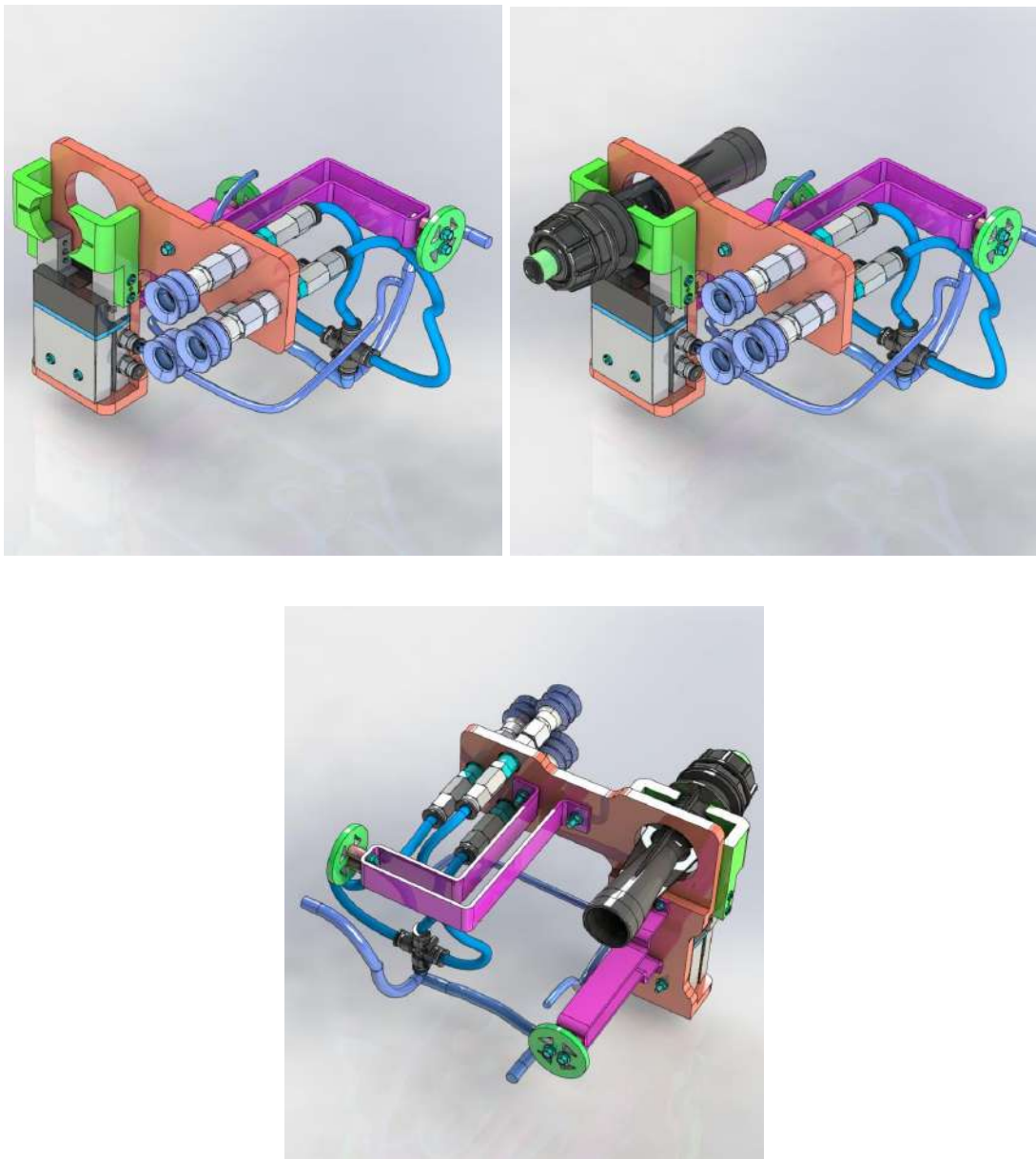


Figura 2-47: Cabezal del agitador con sus dos posiciones.

Posteriormente, se presentan ambas posiciones montadas en el tanque, considerando que cada ventosa neumática se acciona con una retracción de 15 mm, lo que posiciona el racor agitador en la ubicación de montaje. Cabe destacar que el cabezal está diseñado para evitar colisiones con los nervios del fondo inferior del tanque, además de tener en cuenta que el apoyo del agitador contra el tanque se encuentra en un resalte. Por esta razón, la placa de aluminio está diseñada con un sobresalto para compensar dicha altura.

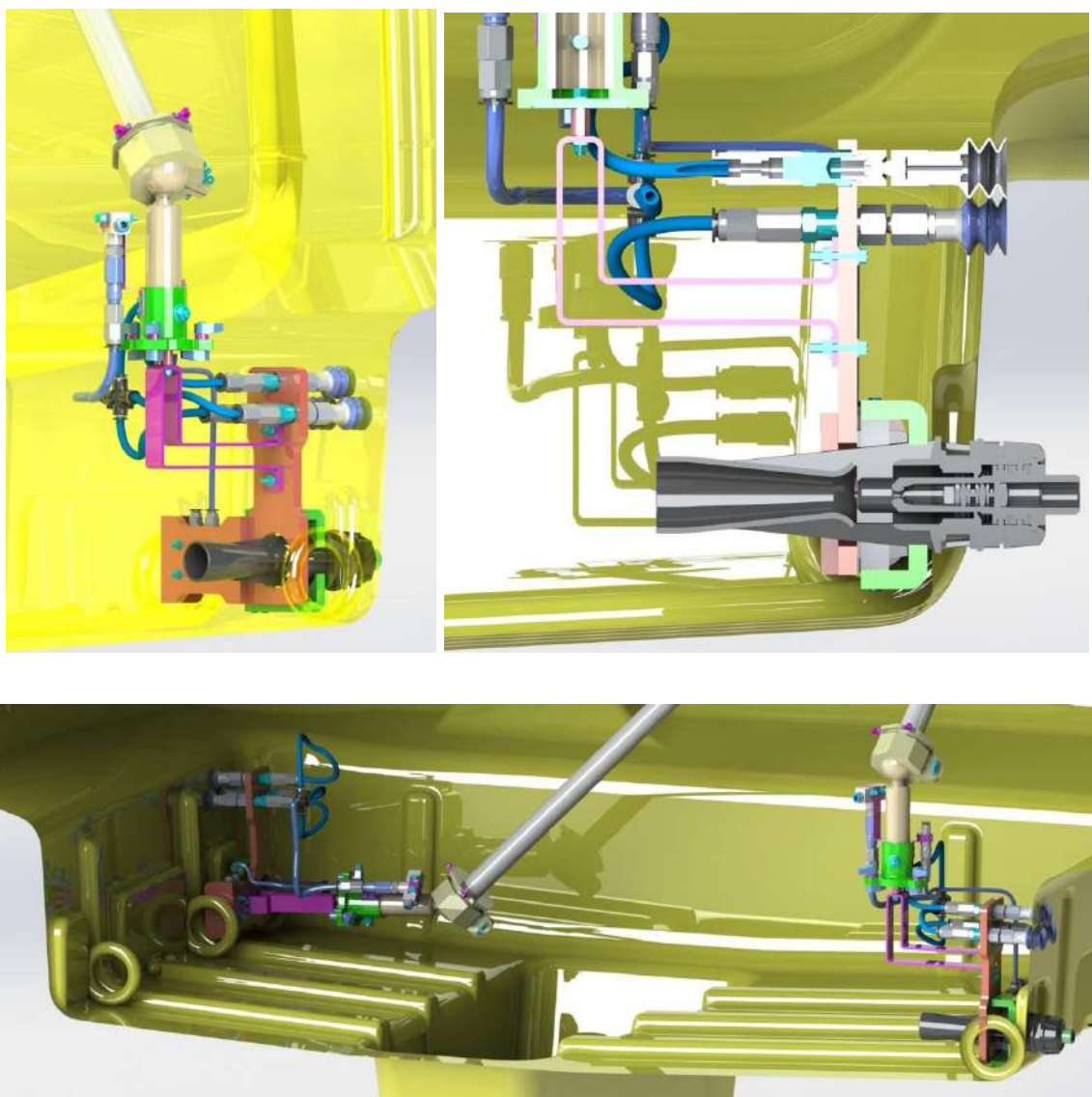


Figura 2-48: Posición de los agitadores en el tanque.

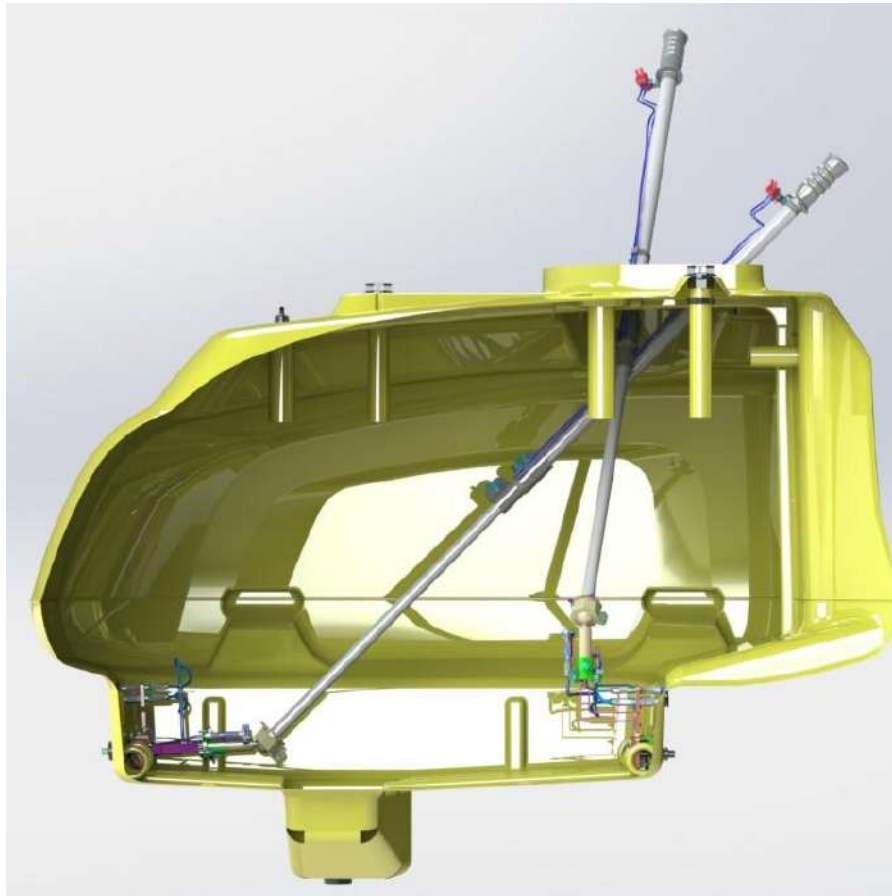


Figura 2-49: Vista lateral de los agitadores.

Verificación de Posicionamiento y Distancias de Ventosas del Cabezal Agitadores

Posteriormente, se revisa que las distancias entre las ventosas y el punto de aplicación de la fuerza sean suficientes para soportar el torque máximo experimental de 12.000 N·mm.

Tabla 2-11: Verificación de resistencia al torque máximo del cabezal del Agitadores.

	Distancias centro a Ventosas [mm]				
Racord	Vent. 1	Vent. 2	Vent. 3	Torque Total [N.mm]	Verifica o No Verifica?
Respiradero	151.35	151.35	183.43	16528.42	VERIFICA

Pinza angular Festo HGRT-40-A-G2

En este caso, debido a la geometría particular del racor antitorbellino, se ha seleccionado una pinza radial de la marca Festo, modelo HGRT-40-A-G2. Esta elección se debe a que el antitorbellino presenta un diámetro de 119 mm en su cabeza, lo que hace necesario utilizar una pinza que permite un ángulo de apertura de 180 grados. Geométricamente, este ángulo es más adecuado para la tarea, ya que facilita la operación sin requerir desplazamientos lineales extensos de las mordazas, lo que implicaría una carrera innecesaria de la pinza.

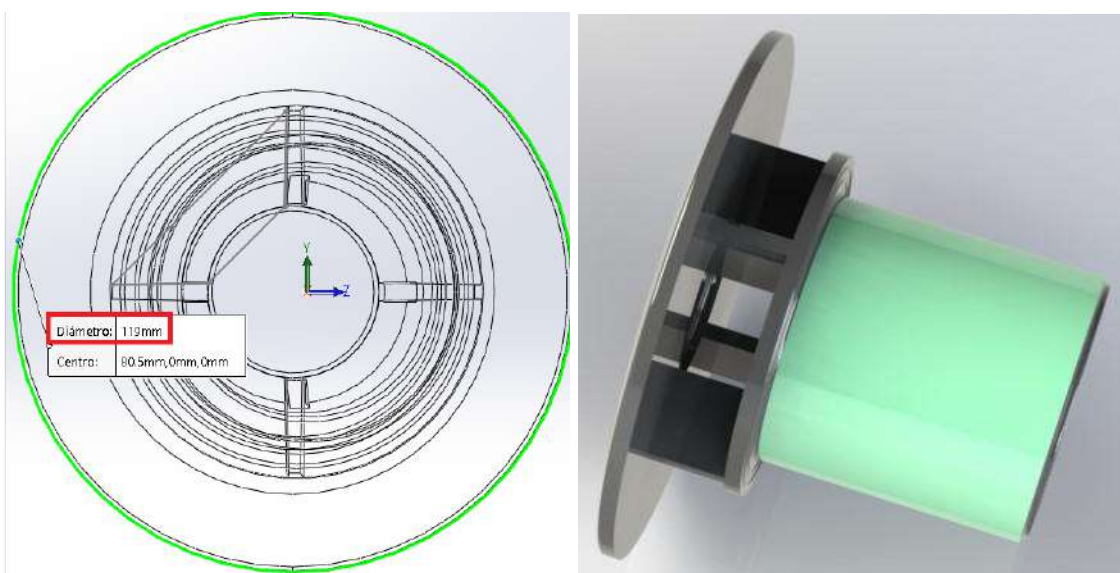


Figura 2-50: Dimensiones del racor antitorbellino.

Adicionalmente, se consideró que un desplazamiento lineal de las mordazas podría resultar inviable, ya que para este tipo de operación se necesitaría una pinza con una carrera considerablemente grande, lo que no es posible con una pinza estándar. Además, el espacio físico disponible en la ubicación donde se monta el antitorbellino no permite realizar movimientos laterales de las mordazas sin que estas choquen contra las paredes del tanque. Por lo tanto, una pinza radial con apertura de 180 grados es la opción más adecuada para garantizar una sujeción eficiente y evitar interferencias con el entorno de trabajo.

Una de las consideraciones clave de este modelo es su característica G2, la cual garantiza que la fuerza de fijación del muelle se mantenga en la posición de cierre. Esta característica resulta especialmente adecuada para el Antitorbellino, ya que este componente necesita ser sostenido desde su zona exterior. Al igual que en la pinza paralela, la función de cierre en este modelo se logra mediante un muelle integrado, lo que permite que la pinza opere exclusivamente con la fuerza del muelle para el cierre.

004	Muelle de aseguramiento de la fuerza de fijación
	Sin
G2	Cerrando

Figura 2-51: Muelle integrado en la mordaza en el cierre.

Sin embargo, si se requiere una mayor fuerza de fijación, es posible añadir presión adicional para mejorar la capacidad de cierre. Al igual que en el caso anterior, además de la fuerza del muelle, se aplicará una presión de 6 bares para incrementar la fuerza de fijación. Gracias a esta presión adicional, el catálogo proporciona las fuerzas generadas por la pinza seleccionada a diferentes niveles de presión de alimentación.

A continuación, se detallan las fuerzas que puede generar la pinza radial con una presión de alimentación de 6 bares, considerando el brazo de palanca x y la excentricidad a y b , junto con su respectiva ecuación.

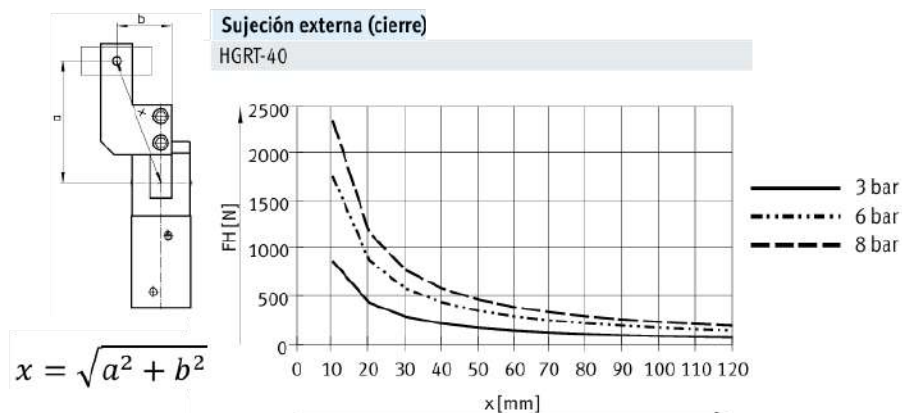


Figura 2-52: Fuerza equivalente en función de la distancia x .

Para calcular el brazo de palanca, una vez desarrollado el cabezal del antitorbellino, se verificaron las excentricidades a y b de la pinza radial.

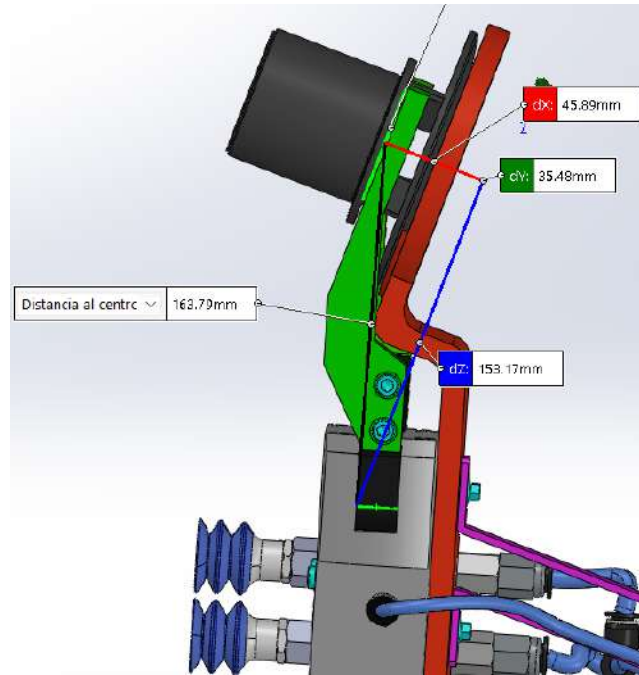


Figura 2-53: Dimensiones para el cálculo del vector x.

Con estos valores de excentricidad entre la pinza radial y el racord antitorbellino, se determinó el brazo de palanca x, que es la distancia resultante que se utilizará para calcular la fuerza de fijación por mordaza.

$$x_{\text{Agitador}} = \sqrt{(153,17 \text{ mm})^2 + (45,89 \text{ mm})^2} = 159,90 \text{ mm} \Rightarrow \text{Se Adopta } 160 \text{ mm}$$

Una vez obtenidos los valores del brazo de palanca x, se utiliza nuevamente el gráfico proporcionado por el fabricante Festo para conocer la fuerza de sujeción de cada mordaza a una presión de 6 bares, considerando únicamente la fuerza ejercida por el aire comprimido, sin contar con la fuerza del muelle.

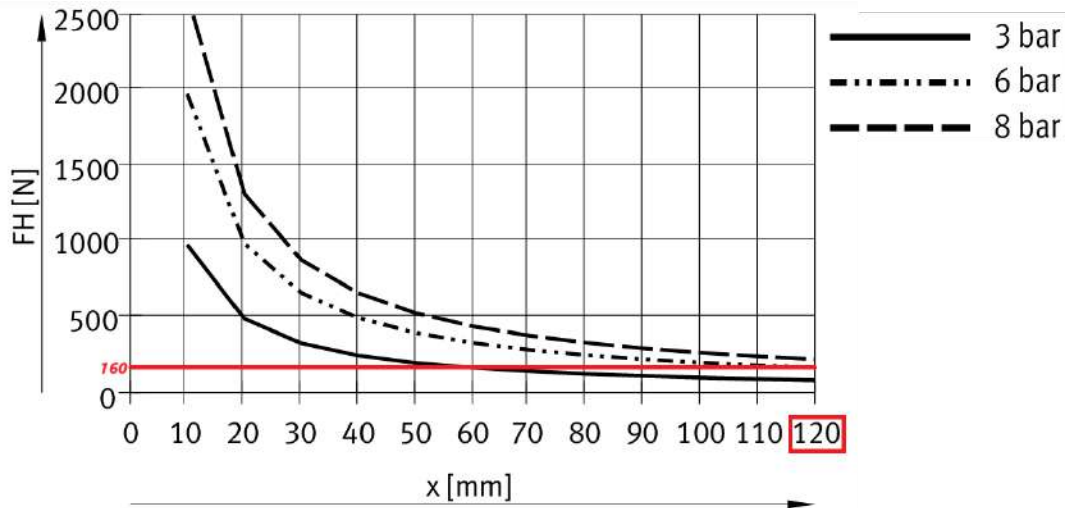


Figura 2-54: Fuerza equivalente a la distancia de 160 mm.

Como se observa en la Figura 2-54, el valor máximo de brazo de palanca x proporcionado por el fabricante es de 120 mm. Por esta razón, se han tomado valores de la fuerza de sujeción que la pinza puede ofrecer a distintas distancias. Al analizar la curva de F_H vs x para una presión de 6 bares, se concluye que esta tiende a un comportamiento asintótico en la región cercana a 120 mm. Para estimar la fuerza de sujeción a distancias superiores, se realizará una extrapolación de la curva usando los valores obtenidos en los puntos anteriores.

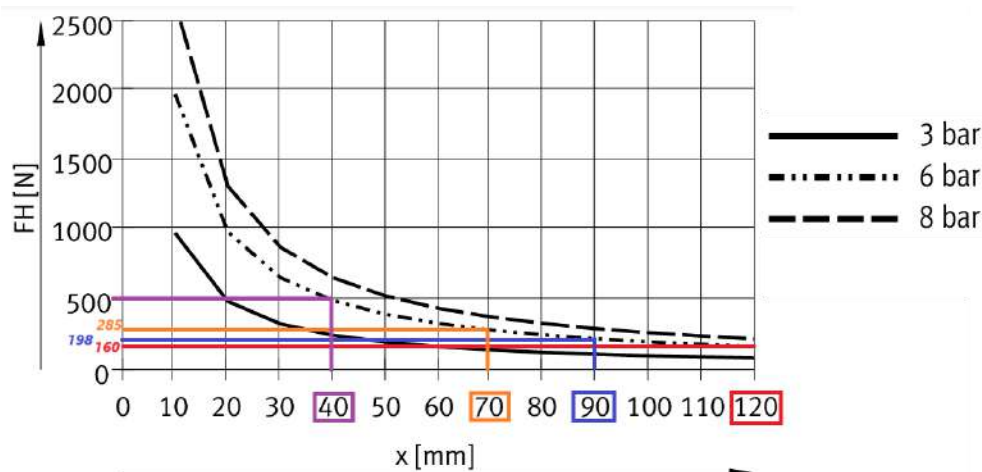


Figura 2-55: Puntos tomados para la extrapolación.

Tabla 2-12: Decaimiento de la fuerza de fijación.

Brazo de palanca x [mm]	Fuerza de Fijación por Mordaza FH [N]	Decaimiento Porcentual Relativo
40	500	-
70	285	43 %
90	198	30,53 %
120	160	19,19 %
160	?	?

Como se puede observar, entre un brazo de palanca de 90 mm y 120 mm se obtuvo un decaimiento porcentual relativo de 19.19%. Dado que la curva se comporta de forma asintótica, es razonable suponer que el decaimiento porcentual entre 120 mm y 160 mm será menor que el 19.19% observado.

Considerando que el decaimiento entre 90 mm y 120 mm es de 11.33% menos en comparación con el intervalo anterior (30.53% a 19.19%), podríamos asumir una disminución similar, aunque menor debido al comportamiento asintótico. Si aplicamos este diferencial, el decaimiento entre 120 mm y 160 mm debería ser aproximadamente:

$$\text{Decaimiento } \%_{120-160} = 19,19\% - 11,33\% = 7,86\%$$

Esto nos permitiría proyectar que el próximo decaimiento en la fuerza de sujeción a 160 mm estará en torno al 7.86% respecto a 120 mm, considerando el comportamiento asintótico de la curva.

$$\text{Reducción Fuerza } FH_{120-160} = FH_{120 \text{ mm}} \cdot \text{Decaimiento } \%_{120-160}$$

$$\text{Reducción Fuerza } FH_{120-160} = 160 \text{ N} \cdot \frac{7,86}{100} = 12,58 \text{ N}$$

$$FH_{160 \text{ mm}} = FH_{120-160} - \text{Reducción Fuerza } FH_{120-160} = 160 \text{ N} - 12,58 \text{ N} = 147,42 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza de fijación por mordaza estimada en 160 mm es aproximadamente **147.42 N**.

Con el dato de la fuerza **por mordaza** ejercida por el aire comprimido a la presión de 6 bares, se realiza el cálculo del torque que podrá soportar la pinza radial, utilizando únicamente aire comprimido a 6 bares y sus respectivas distancias de brazo de palanca.

$$Torque_{6\text{ bar} - \text{Antitorb.}} = Fh \cdot r = 147,42\text{ N} \cdot 38,5\text{ mm} = 5675,67\text{ N}\cdot\text{mm}$$

Como se puede concluir, por mordaza se puede obtener un torque de fijación de 5675 N·mm. Debido a esto y considerando que son dos las mordazas diseñadas, el torque total de fijación debido al aire comprimido es:

$$Torque\ Total_{6\text{ bar} - \text{Antitorb.}} = 2 \cdot Torque_{6\text{ bar} - \text{Antitorb.}} = 2 \cdot 5675,67\text{ N}\cdot\text{mm} = 11351,34\text{ N}\cdot\text{mm}$$

Una vez obtenido el torque total de fijación mediante la presión de aire comprimido aplicada, es posible determinar el valor de la fuerza de fijación ejercida por el muelle en la pinza radial. Para estimar esta fuerza de fijación del muelle, el fabricante Festo proporciona un gráfico que permite extraer el valor correspondiente.

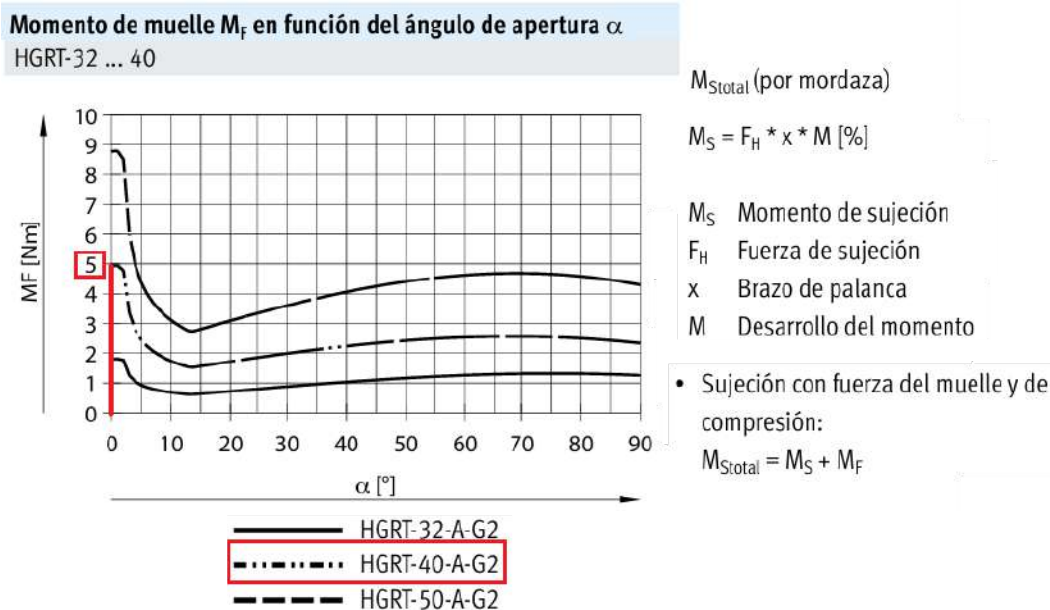


Figura 2-56: Fuerza ejercida por el muelle con respecto al ángulo de cierre de la mordaza, en nuestro caso 0°.

Dado que la pinza radial estará en su posición de sujeción completamente cerrada a un ángulo de 0 grados, el torque total ejercido por el muelle en esta posición de trabajo es de 5 Nm, equivalentes a 5000 N·mm. Esto permite calcular el torque total de fijación disponible sumando el torque generado por la presión de 6 bares de aire comprimido y el torque ejercido por el muelle en la posición de 0 grados.

Finalmente, este torque total podrá compararse con el torque máximo que el operario aplica en el ajuste, cuyo valor es de 12,000 N·mm, permitiendo verificar si la fuerza de fijación cumple con el requisito operativo.

Tabla 2-13: Verificación a la resistencia del torque máximo del cabezal del antitorbellino.

Racor	Torque de Fijación a 6 Bar [N.mm]	Torque de Fijación por Muelle [N.mm]	Torque Total de Fijación [N.mm]	Verifica?
Antitorbellino	11351,34	5000	16351,34	VERIFICA

2.2.3.3 Cabezal Antitorbellino

A continuación, se presenta el cabezal para el racor Antitorbellino, equipado con la pinza angular Festo HGRT-40-A-G2, donde se puede observar tanto la pinza como el propio dispositivo Antitorbellino montado en su posición.

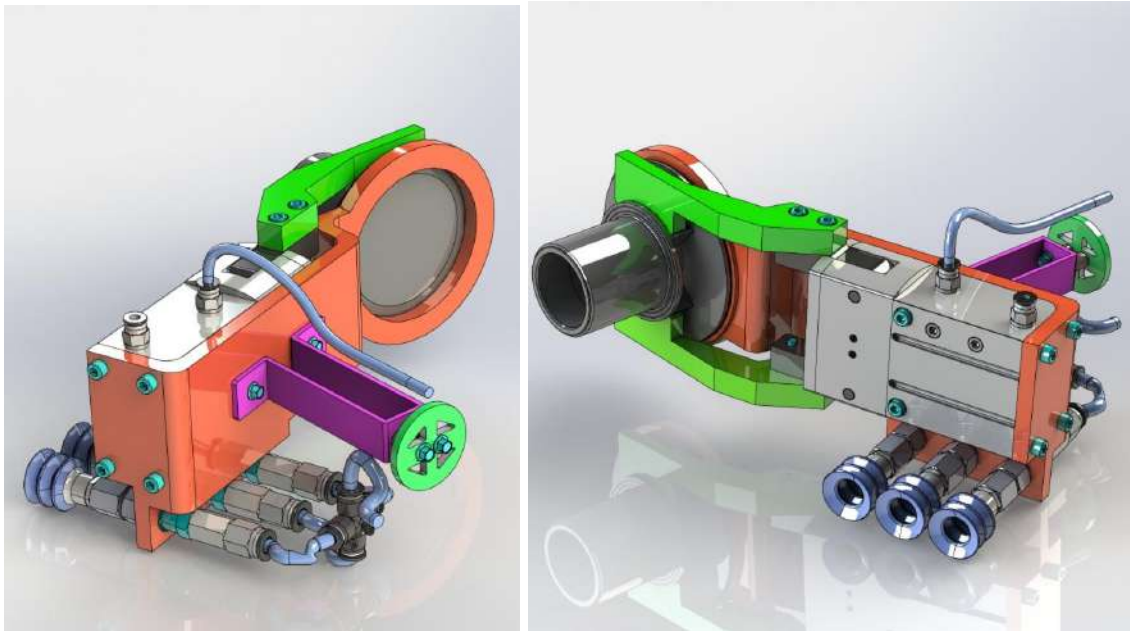


Figura 2-57: Cabezal del racor antitorbellino.

Una particularidad de este cabezal es que su placa de aluminio de 10 mm está diseñada con una geometría que sigue el ángulo de 17° (Figura 2-8) de las paredes inferiores del tanque, permitiendo un apoyo perpendicular entre las ventosas neumáticas y la pared inferior del tanque. Además, el agarre entre las mordazas y el Antitorbellino se realiza mediante las ranuras del dispositivo, de manera similar a como se implementó en el cabezal Respiradero, en lugar de emplear una tuerca hexagonal. Estas ranuras proporcionan puntos de apoyo para aplicar un torque opuesto al que ejerce el operario desde el exterior.

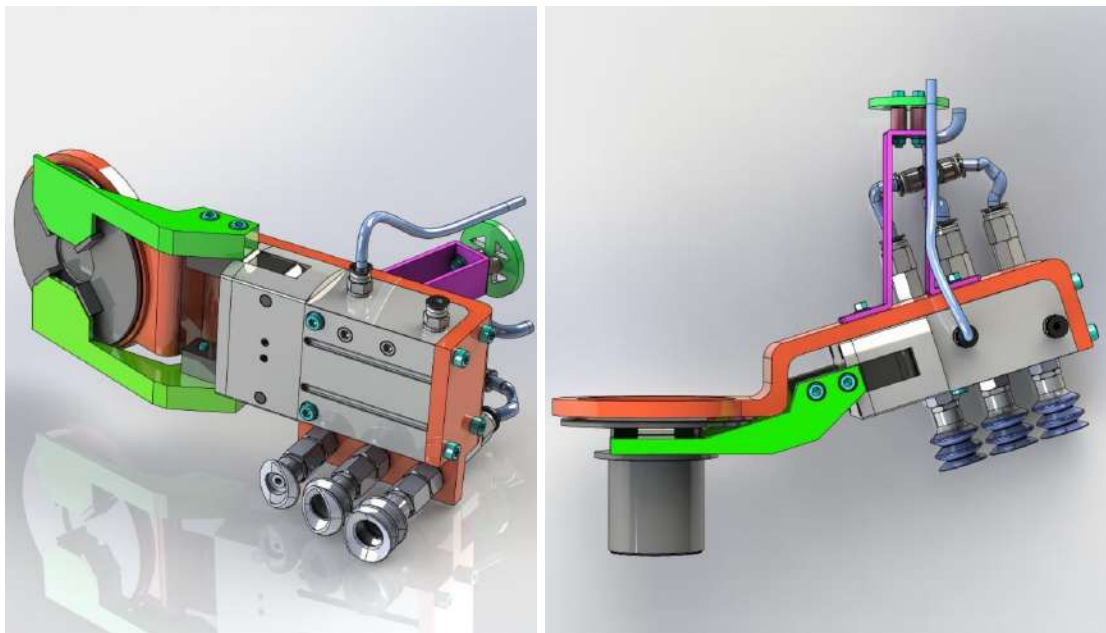


Figura 2-58: Cabezal del racor antitorbellino.

Finalmente, el cabezal se conecta al brazo articulado telescópico y se monta en el tanque para verificar su posición final de ensamblaje, asegurando una distancia de 15 mm respecto a las ventosas neumáticas una vez accionadas. De este modo, se confirma que no haya interferencias entre el cabezal y la superficie del tanque y que las ventosas neumáticas estén adecuadamente adheridas en su modo de succión.

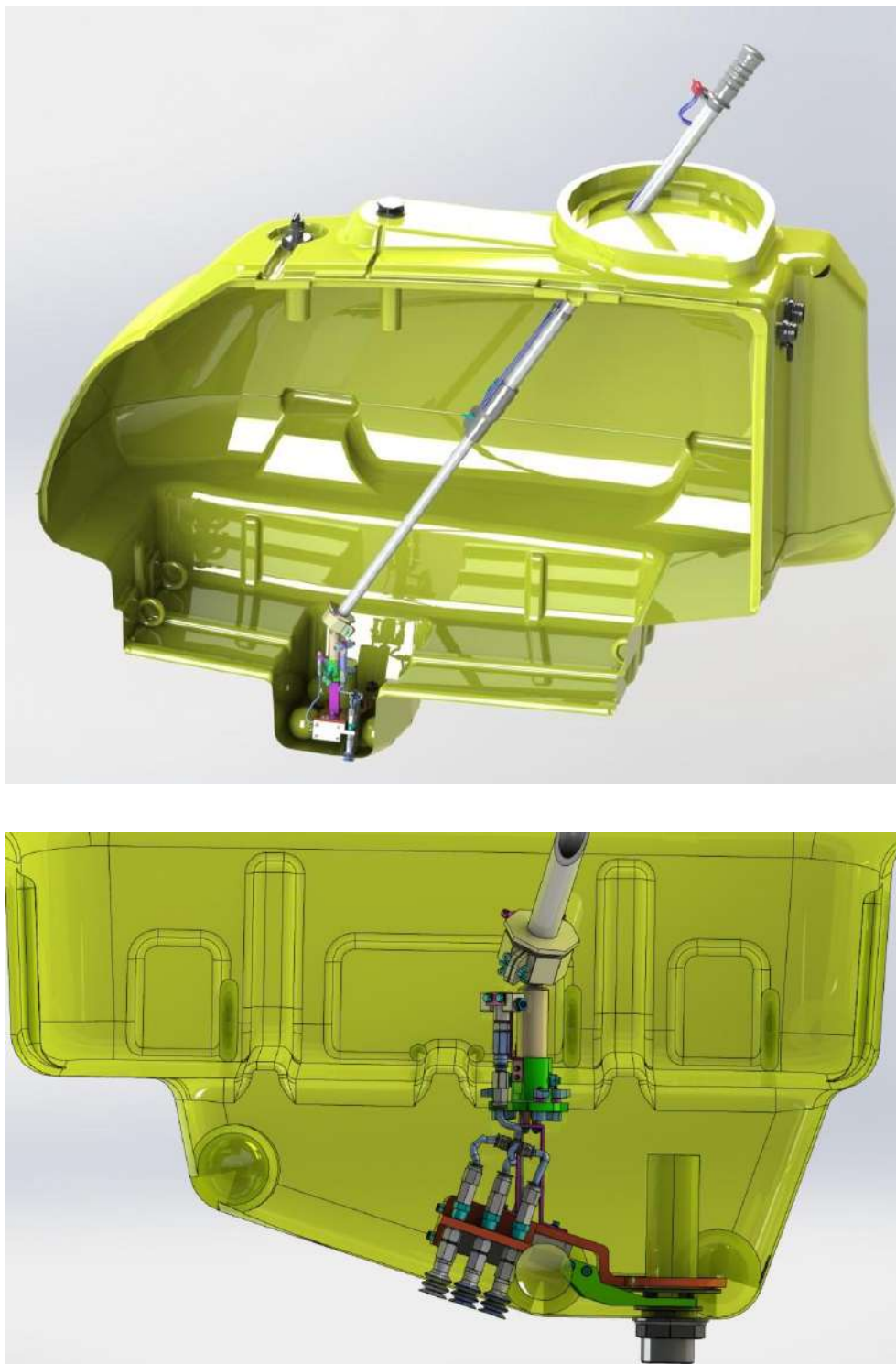


Figura 2-59: Ubicación del cabezal del racor antitorbellino.

Verificación de Posicionamiento y Distancias de Ventosas del Cabezal**Antitorbellino**

Posteriormente, se revisa que las distancias entre las ventosas y el punto de aplicación de la fuerza sean suficientes para soportar el torque máximo experimental de 12.000 N·mm.

Tabla 2-14: Verificación de resistencia al torque máximo del cabezal del antitorbellino.

	Distancias centro a Ventosas [mm]				
Racord	Vent. 1	Vent. 2	Vent. 3	Torque Total [N.mm]	Verifica o No Verifica?
Antitorbellino	220	254	286	25840	VERIFICA

2.2.3 Conos centradores de cabezales

Para facilitar la colocación de los cabezales en su posición de fijación, se diseñaron conos centradores que se enroscan en la misma tuerca que se va a instalar. Estos conos, fabricados en polipropileno y con forma de cono truncado, cuentan con una base roscada que permite colocarlos en el cabezal antes de introducirlo en el tanque, lo cual simplifica la alineación entre la tuerca del racor a montar y el orificio de destino. Estos conos están pensados exclusivamente para los cabezales que únicamente llevarán una tuerca a montar, y no para aquellos, como el sensor de nivel y el agitador, que se centran automáticamente al introducirse el propio vástago roscado que poseen.

El procedimiento consiste en enroscar el cono en la tuerca a instalar, fijar la tuerca con el cono en el cabezal, y, con la asistencia del brazo telescópico, insertar el conjunto en el orificio designado. Gracias a la forma cónica, la alineación se logra prácticamente de forma inmediata, mejorando así la precisión y calidad del montaje.

Esta solución sencilla y efectiva permite optimizar el proceso de instalación de los implementos en el tanque.

2.2.4 Resumen

De acuerdo con lo establecido al final de la sección 2.1.2, donde se determina que cada cabezal debe contar con un máximo de 7 ventosas según el eyector seleccionado, se presenta a continuación un resumen de la verificación de cumplimiento de este requisito para cada cabezal.

Tabla 2-15: Verificación de caudales por cabezal.

Eyector generador de vacío			
Marca	Festo		
Modelo	VN-14-H-T4-PQ2-VA5-R Q3		
Código de producto	193520		
Capacidad de caudal a Presión de 6 bar	50	L/min	
Caudales requeridos por Implementos (L/min)			
Racor	Número de ventosas (n)	Caudal total requerido (l/min)	Caudal total requerido vs Caudal Eyector
Respiraderos	3	20.84	VERIFICA
Lavatanque	4	27.78	VERIFICA
Conjunto de carga de tanque	4	27.78	VERIFICA
Conjunto Retorno Tanque	4	27.78	VERIFICA
Regla visual y desagote	4	27.78	VERIFICA
Sensores de nivel	6	41.67	VERIFICA
Antitorbellino	3	20.84	VERIFICA
Agitadores	3	20.84	VERIFICA
Válvula de retorno	3	20.84	VERIFICA

2.3 Dispositivo rotador

En el diseño del dispositivo rotador se tuvieron en cuenta diversas consideraciones para asegurar su funcionamiento seguro y eficiente. Cada componente fue diseñado para soportar el peso del tanque más grande contemplado en el proyecto, con una capacidad

de 3600 litros y un peso aproximado de 200 kg. Para garantizar un margen de seguridad adecuado, se aplicaron factores de seguridad de al menos un 50% en los cálculos estructurales y mecánicos.

La horquilla encargada de sostener el tanque fue verificada mediante cálculos de flexión, con el objetivo de asegurar que la deformación se mantuviera dentro de los límites aceptables bajo las cargas esperadas. El eje soporte de la horquilla fue sometido a análisis tanto de tracción como de flexión para verificar su capacidad de soportar las fuerzas resultantes.

Adicionalmente, se evaluó el comportamiento del eje encargado de permitir la rotación de la horquilla junto con el tanque, realizándose verificaciones de torsión para garantizar la resistencia adecuada durante el movimiento rotacional. Finalmente, se seleccionó un motorreductor capaz de girar el tanque a una velocidad segura de **2 RPM**, proporcionando un control adecuado y evitando movimientos bruscos que pudieran comprometer la estabilidad del sistema.

Durante la planificación del dispositivo rotador, y manteniendo como principios fundamentales la sencillez y la facilidad de mantenimiento, se optó por utilizar materiales comerciales estándar. Tanto para la construcción de la horquilla como para la estructura de la base se seleccionaron tubos cuadrados. Asimismo, se utilizaron rodamientos de marcas reconocidas para garantizar la disponibilidad de recambios, y se eligieron aceros comerciales de amplia disponibilidad, como el acero SAE 1045 [5, 6], debido a su equilibrio entre resistencia mecánica y facilidad de mecanizado.

Como se mencionó previamente, se aplicaron factores de seguridad elevados, de al menos un 50%, y en cada etapa del diseño se consideraron las condiciones más desfavorables, incluso si estas eran poco probables. Por ejemplo, para el dimensionamiento a flexión del eje de rotación, se asumió que todo el peso del tanque de mayor capacidad (200 kg) estaba situado en el extremo opuesto de la horquilla, lo que simula la peor condición posible para someter el eje a las mayores exigencias estructurales. Este enfoque conservador en el diseño asegura la integridad del dispositivo en cualquier escenario operativo.

También se prestó especial atención a la modularidad del dispositivo, favoreciendo la fabricación de conjuntos soldados de fácil intercambio para simplificar el mantenimiento. Los mecanismos de fijación y agarre del tanque se diseñaron para ser simples y efectivos, utilizando sistemas de trabas rápidas que facilitan el montaje y desmontaje del tanque de forma segura y ágil.

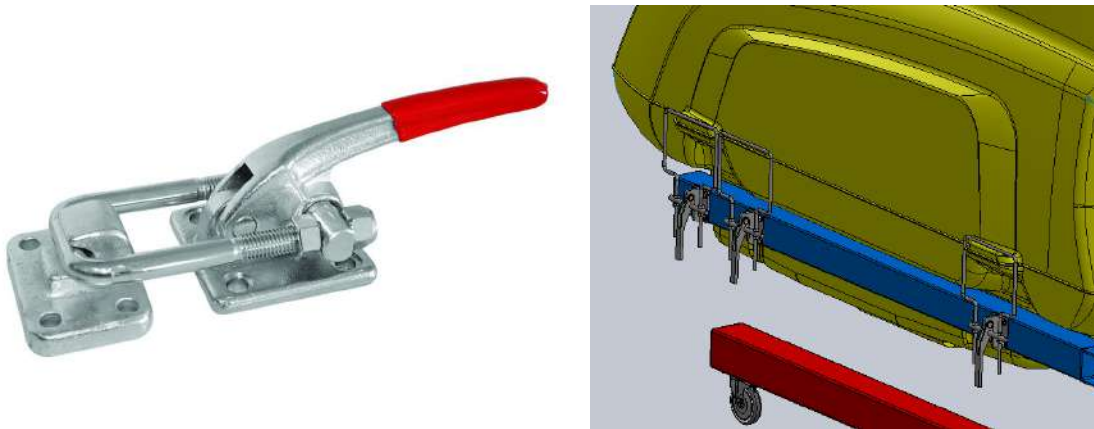


Figura 2-60: Imágen ilustrativa del tipo de trabas que se utilizan para fijar el tanque.

Además, se consideraron las exigencias ergonómicas establecidas por la empresa, diseñando el dispositivo con la posibilidad de ajustar la altura de trabajo. Esto permite al operario adaptar la posición del tanque a sus necesidades, reduciendo la fatiga y mejorando la comodidad durante las operaciones de ensamblaje.

2.3.1 Cálculo del eje rotador

Para dimensionar el eje rotador, primero se consideró que este se encontraría sometido a un esfuerzo de flexión. Para ello, se analizó la condición crítica, aunque irreal, de que el tanque de mayor peso (200 kg, correspondiente a la capacidad de 3600 L) estuviese ubicado en el extremo de la horquilla a una distancia de 2000 mm del eje. Se aplicó la siguiente fórmula junto con un factor de seguridad de 1.5:

$$\sigma = \frac{M \cdot d}{I} \quad (2.5)$$

Donde:

- σ representa el límite elástico del material (340 MPa para el acero SAE 1045).
- d es la fibra más alejada del centro del eje.
- I es el momento de inercia de la sección.

Considerando el eje como un cilindro, se obtuvo que el diámetro mínimo necesario para resistir este esfuerzo es de 58.52 mm.

Además, se analizó la resistencia del eje a la torsión, evaluando la situación más desfavorable, la cual ocurre cuando el tanque se encuentra rotado 90° respecto al suelo. En esta posición, el centro de gravedad del tanque está a 250 mm del eje de rotación. Dado que el tanque de mayor capacidad pesa 200 kg, se utilizó la siguiente fórmula para el dimensionamiento a torsión, afectando el torque con un coeficiente de seguridad del 50%:

$$\tau = \frac{T \cdot y}{I_p} \quad (2.6)$$

Donde:

- τ es el límite elástico al corte (tomado como la mitad del límite elástico en tensión, es decir, 170 MPa para el acero SAE 1045).
- T es el torque resultante de la fuerza de peso del tanque y la distancia desde su centro de masa al eje de rotación.
- y es la distancia de la fibra más alejada del centro del eje a la superficie.
- I_p es el momento polar de inercia de la sección.

De esta manera, se calculó que el diámetro mínimo del eje rotador debería ser de aproximadamente 35.31 mm.

Finalmente, se decidió utilizar un diámetro de **70 mm** para el eje rotador, el cual cumple con ambas exigencias de carga, asegurando un margen adecuado de seguridad en su operación.

2.3.2 Horquilla sostiene tanque

La horquilla está compuesta por un conjunto de tubos cuadrados soldados, un eje soporte y un cubo para montar el eje que permite la rotación del dispositivo. Se seleccionaron tubos de dimensiones 100 mm x 100 mm con un espesor de 6.35 mm, y se verificaron tanto a flexión como a torsión para asegurar su integridad estructural bajo las condiciones de carga.

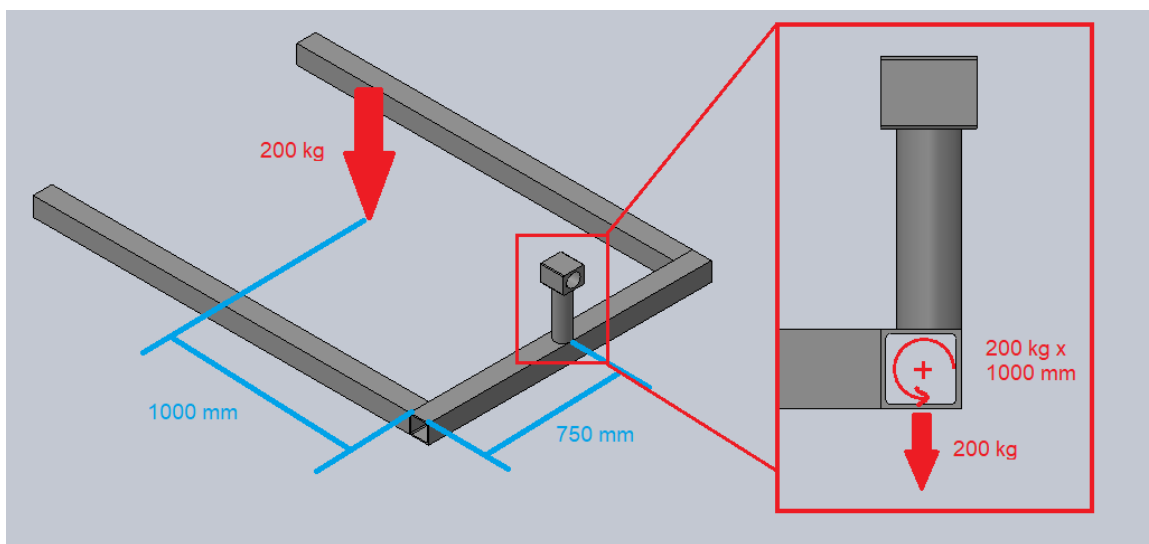


Figura 2-61: Dimensiones adoptadas para el cálculo de la horquilla y eje soporte.

Para la verificación a flexión de las barras laterales de la horquilla, se consideró una carga de 200 kg correspondiente al tanque de mayor tamaño, aplicada en el punto medio de cada barra, cuya longitud total es de 2000 mm. Adicionalmente, se aplicó un coeficiente de seguridad de 1.5 para aumentar el margen de seguridad en el diseño. La fórmula utilizada para el cálculo de tensiones en flexión fue:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (2.7)$$

Donde:

- σ es el límite elástico para el cual se consideraron 270 MPa correspondientes al acero comercial de tubos TE-20.

- M es el momento flector.
- c es la distancia de la fibra más alejada del centroide de la sección.
- I es el momento de inercia de la sección, cuyos valores fueron obtenidos mediante una calculadora online.

Realizados los cálculos pertinentes, se verificó que las barras laterales cumplen satisfactoriamente con las exigencias a flexión impuestas por la carga aplicada.

Para el caso de la barra transversal de la horquilla, se consideró el mismo momento flector anterior, pero aplicado como un momento torsor. Esto significa que la barra transversal está sometida a torsión. Para verificar su resistencia, se utilizó la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{T \cdot y}{I_p} \quad (2.8)$$

Donde:

- τ es la tensión cortante, tomando como criterio un valor de 135 MPa, equivalente a la mitad del límite elástico anterior (σ).
- T es el momento torsor, igual al momento flector ya calculado.
- y es la distancia de la fibra más alejada del centroide de la sección, determinada numéricamente mediante la misma calculadora online.
- I_p es el momento polar de inercia de la sección, calculado mediante SolidWorks.

Una vez más, tras realizar los cálculos, se confirmó que los tubos cuadrados son adecuados para soportar la torsión generada por el tanque bajo las condiciones de carga especificadas.

Finalmente, el eje soporte fue dimensionado para soportar tanto esfuerzos de tracción pura como de flexión. Para la verificación a tracción, se consideró nuevamente el peso del tanque de mayor capacidad (200 kg), afectado por un factor de seguridad de 3. La fórmula utilizada para este cálculo fue:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.9)$$

Donde:

- σ es la tensión de fluencia del acero SAE 1045 (340 MPa).
- F es la fuerza de tracción.
- A es el área de la sección transversal del eje, considerando una sección circular.

Despejando el diámetro necesario, se determinó que el eje debería tener al menos 4.7 mm de diámetro para resistir la carga a tracción. Adicionalmente, el eje se dimensionó a flexión empleando el mismo momento flector que se aplicó para verificar las barras laterales, y se determinó que para soportar este esfuerzo sería necesario un diámetro mínimo de 44.5 mm. Finalmente, se optó por un eje de **80 mm** de diámetro, lo cual proporciona un amplio margen de seguridad, superando tanto las exigencias por tracción como por flexión.

2.3.3 Perno ajuste de altura

Para dimensionar el perno de ajuste de altura, se consideró que el mismo estaría sometido principalmente a esfuerzos de corte. Se modeló el perno como una viga cilíndrica de 120 mm de longitud, apoyada en sus extremos y soportando una carga puntual en su centro, equivalente al peso máximo del tanque (200 kg). Para asegurar la resistencia del perno, se aplicó un factor de seguridad de 2 y se utilizó la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2.11)$$

Donde:

- τ representa el límite elástico al corte (tomado como 340 MPa para el acero SAE 1045).
- F es la fuerza aplicada sobre el perno.
- A es el área de la sección transversal circular del perno.

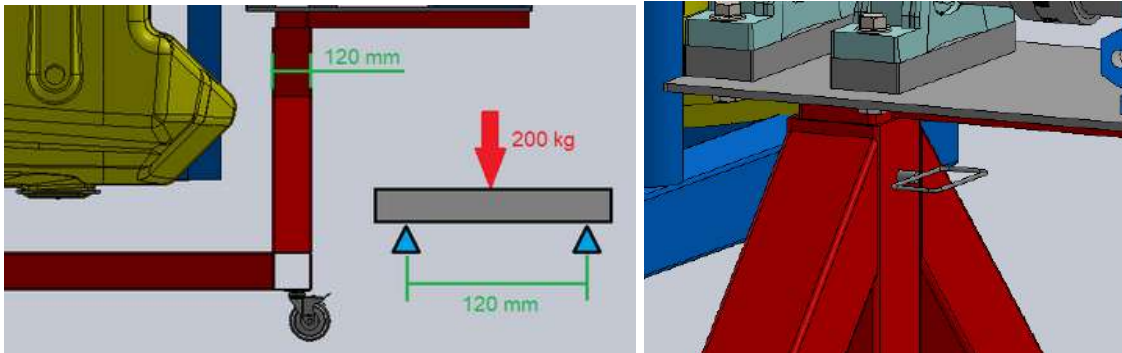


Figura 2-62: Criterio de diseño del perno ajuste de altura.

Realizando los cálculos, se obtuvo que el diámetro mínimo necesario del perno para resistir la carga de corte es de 4.56 mm. Sin embargo, se seleccionó un perno con un diámetro de **15 mm**, lo cual proporciona un margen de seguridad adicional, superando el requerimiento calculado en más de tres veces.

2.3.4 Selección del motorreductor

Para la selección del motorreductor, se consideró la misma condición utilizada en el cálculo del eje rotador sometido a torsión. Es decir, se evaluó el caso en el que el tanque de mayor tamaño (con una masa de 200 kg) se encuentra en una posición de 90° con respecto al suelo, donde el torque requerido para girar el tanque es máximo. Con un centro de masa ubicado a 250 mm del eje de rotación y aplicando un factor de seguridad de 1.5, se obtuvo el torque necesario para dimensionar el reductor.

La fórmula empleada para calcular el torque (T) es la siguiente:

$$T = F \cdot r \cdot FS \quad (2.12)$$

Donde:

- F es la fuerza debida al peso del tanque.
- r es la distancia desde el eje de rotación al centro de masa.
- FS es el factor de seguridad.

Luego, para definir la potencia requerida del motorreductor, se utilizó la fórmula:

$$P = T \cdot \omega \quad (2.13)$$

Donde:

- P es la potencia.
- T es el torque obtenido anteriormente.
- ω es la velocidad angular en radianes por segundo. En este caso, se optó por una velocidad segura de rotación de 2 RPM.

Realizando los cálculos, la potencia teórica necesaria es de aproximadamente 0.2 kW o 0.26 HP. En base a estos requerimientos, se seleccionó el modelo **050/110** de la empresa **Transpower**, que cumple con las especificaciones de torque y potencia. Además, de acuerdo con el catálogo, el eje de salida del reductor tiene un diámetro de **42 mm**, superando el requisito mínimo de 35 mm calculado en la verificación de torsión.

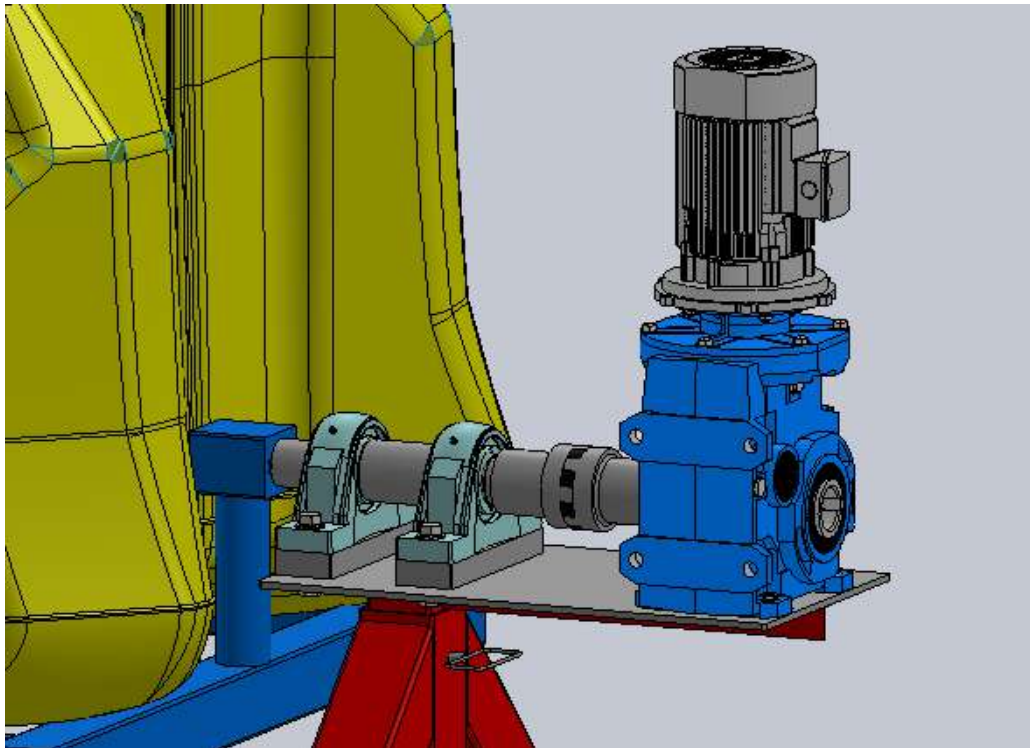


Figura 2-63: Motorreductor seleccionado montado en el dispositivo.

2.3.5 Selección de Chavetas

Para el conjunto Eje-Acople-Reductor, se ha seleccionado chavetas paralelas DIN 6885 A, considerando los diámetros de los ejes involucrados. Con estos diámetros, se podrá realizar la verificación tanto al aplastamiento como al cizallamiento, para asegurar que las chavetas seleccionadas puedan soportar el torque ejercido por el motorreductor.

Considerando que el eje del reductor, que conecta tanto al acople como al cubo del propio reductor, tiene un diámetro de 42 mm, determinado por el motorreductor modelo 050/110 Transpower, y que el eje que transmite el torque a la horquilla mediante el cubo que sostiene al tanque presenta un diámetro de 70 mm en ambos extremos, se procede a seleccionar las chavetas adecuadas para cada eje. Esta selección se basa en los diámetros especificados, garantizando que las chavetas soporten de forma segura los esfuerzos transmitidos.

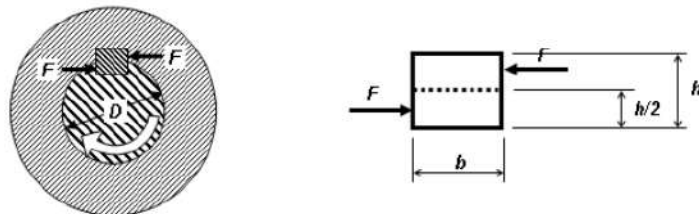
Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25											
Altura h		2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	9	7	10	7	11										
Para diámetro del eje	d1 3)	más de	6 <td>8<td>10</td><td>12</td><td>17</td><td>22</td><td>30</td><td>38</td><td>44</td><td>50</td><td>58</td><td>65</td><td>75</td><td>85</td><td>95</td></td>	8 <td>10</td> <td>12</td> <td>17</td> <td>22</td> <td>30</td> <td>38</td> <td>44</td> <td>50</td> <td>58</td> <td>65</td> <td>75</td> <td>85</td> <td>95</td>	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95											
	hasta	8 <td>10</td> <td>12</td> <td>17</td> <td>22</td> <td>30</td> <td>38</td> <td>44</td> <td>50</td> <td>58</td> <td>65</td> <td>75</td> <td>85</td> <td>95</td>	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95													
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,961	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978											
		Minima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,925	24,925												
	ligero N9	asiento	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	22,000	25,000											
		Minima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948	21,948	24,948												
Profundidad (11 5)	con juego en el lomo o aprieto	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2											
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2											
	ligero N9	asiento	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978											
		Minima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,926	24,926												
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026											
		Minima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,978	17,978	19,974	21,974	24,974												
	ligero N9	asiento	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026											
		Minima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,978	17,978	19,974	21,974	24,974												
Profundidad (12 5)	con juego en el lomo o aprieto	dif. adm.	0,9	1,3	1,8	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1	3,1	2,0	3,5	2,3	3,8	2,2	4,2	2,6	4,6	3,0	5,5	2,8	5,3	
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
	ligero N9	asiento	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026											
		Minima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,978	17,978	19,974	21,974	24,974												
Redondeo del fondo del chavetero	r	dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	
	ligero N9	asiento	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026											
		Minima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,978	17,978	19,974	21,974	24,974												
Longitud (11 5) 6)		Dif. adm.		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)																								
Macho		Hembra																										
90										28,3	39,6																	
100												47,1	62,8	56,5	75,4	65,9	96,9	87,9	125	96,9	155	126	188	155	242	177	275	
110												51,8	69,1	62,2	82,9	72,5	109	96,7	138	109	171	138	207	171	286	194	302	
125														70,6	94,2	82,4	124	110	157	124	194	157	235	194	302	221	343	
140																79,1	106	92,3	138	123	176	138	216	176	264	218	347	385
160																	105	158	141	201	158	249	201	301	249	387	283	440
180																			158	226	178	260	226	339	260	435	318	495
200																					198	311	251	377	311	484	353	550
220																							275	414	342	532	389	601

Figura 2-64: Selección chaveta de 20 x 8 x 140 de acuerdo a norma DIN 6885.

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6885)		Anchura b		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25													
Altura h		2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	9	7	11	8	12	9	14	9	14								
Para diámetro del eje d13)		más de hasta	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95													
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978													
		fijo P9	Mínima	1,966	2,966	3,968	4,968	5,968	7,949	9,989	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,926	24,926													
		ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	22,000	25,000													
			Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948	21,948	24,948													
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978													
		fijo P9	Mínima	1,966	2,966	3,968	4,968	5,968	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,926	24,926													
		ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026													
			Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,975	17,978	19,974	21,974	24,974													
Profundidad 11 5)	con juego en el lomo o con aprieto	dif. adm.		0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1	3,1	2,0	3,5	2,3	3,8	2,2	4,2	2,6	4,6	3,0	5,5	2,8	5,3		
				+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	
				0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	14,5	2,5	1,9	2,9	1,7	2,7	1,6	3,3	1,9	3,4	1,8	3,7	2,2	4,1	2,5	5,0	2,4	4,8		
				-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2
Redondeado del fondo del chavetero	r	dif. adm.		0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6		
				-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	
Longitud 11 5) 6)		Dif. adm.		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)																										
Macho		Hembra																												
140	-0,5	+0,5									79,1	106	92,3	138	123	176	138	218	176	264	218	338	247	385						
160														105	158	141	201	158	248	201	301	249	387	283	440					
180																158	226	178	260	226	339	290	435	318	495					
200																			198	311	251	377	311	484	353	550				
220																						275	414	342	532	389	604			
250																									389	604	442	687		

Figura 2-65: Selección chaveta de 12 x 8 x 250 de acuerdo a norma DIN 6885.

Una vez seleccionadas las chavetas, se procede a verificar su resistencia frente a la falla por aplastamiento y cizallamiento. Para realizar esta verificación, se aplica el criterio de falla de Tresca, también conocido como el criterio de máxima tensión de corte, uno de los métodos más utilizados para evaluar la falla en materiales dúctiles. Este criterio establece que un material falla cuando la tensión de corte máxima en un punto alcanza el valor de la tensión de corte en el límite elástico del material en un ensayo de tracción simple. Este enfoque es particularmente útil para elementos como las chavetas, ya que suelen estar sometidas a cargas que generan tanto esfuerzos de corte como de aplastamiento.


Figura 2-66: Esquema de unión de Eje-Chaveta-Cubo con sus respectivas fuerzas.

Falla por cizallamiento

La fuerza de corte F sobre la chaveta, debida al momento M que se transmite será:

$$F = 2 \cdot \frac{M}{D} \quad (2.14)$$

Por lo que las tensiones en la sección de corte:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot h} = \frac{2M}{D \cdot b \cdot h} \quad (2.15)$$

Si se utiliza el criterio de Tresca para su dimensionado, la longitud necesaria para que no se produzca el fallo, con un coeficiente de seguridad de 1,5 será:

$$l \geq \frac{4M \cdot FOS}{D \cdot b \cdot \sigma_{el.}} \quad (2.16)$$

Falla por aplastamiento

La tensión de compresión sobre las caras laterales de la chaveta será:

$$\sigma_{apl} = \frac{2M}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot l} \quad (2.17)$$

Esta tensión de aplastamiento no debería superar la tensión admisible a compresión, por lo que para que no se produzca el fallo con un coeficiente de seguridad, la longitud requerida será:

$$l \geq \frac{4M \cdot FOS}{D \cdot h \cdot \sigma_{el.}} \quad (2.18)$$

Considerando que el Momento torsor de 735 N.m con el cual se han verificado tanto el eje como el eje del reductor, ya poseen un FOS de 2, en este caso, se utiliza un FOS de 1,5 y se considera que el material de la chaveta es SAE 1040, el cual posee un límite elástico de $60 \frac{kg}{mm^2}$.

Tabla 2-16: Lista de chavetas seleccionadas.

Unión	ØEje [mm]	Ancho b [mm]	Alto h [mm]	FOS	Falla Cizallamiento [mm]	Falla Aplastamiento [mm]
Cubo-Eje conducido	70	20	8	1,5	52,5	131,25
Eje conducido-Acople	70	20	8	1,5	52,5	131,25
Acople- Eje reductor	42	12	8	1,5	145,83	218,75
Eje reductor -Cubo Reductor	42	12	8	1,5	145,83	218,75

Por lo tanto, se puede observar que las cuatro chavetas seleccionadas —dos chavetas de 20 x 8 x 140 para el eje que transmite el torque desde el reductor hacia la horquilla y dos chavetas de 12 x 8 x 250 para el eje conductor que conecta el reductor al acople— cumplen con la verificación de fallo tanto por cizallamiento como por aplastamiento, de acuerdo con el criterio de Tresca. Esto asegura que las chavetas podrán soportar los esfuerzos requeridos en el sistema sin comprometer la integridad del conjunto.

2.3.6 Base estructural del dispositivo

Para la base estructural se optó por una construcción de tubos cuadrados soldados de 120 mm x 120 mm x 4.75 mm. Para verificar que la estructura resistirá las cargas previstas, se realizó una simulación en SolidWorks. En esta simulación se aplicó una carga de 400 kg (aproximadamente 4000 N) distribuida en los agujeros donde se coloca el perno de ajuste de altura, y se establecieron apoyos fijos en los extremos de la estructura, omitiendo las ruedas debido a problemas de mallado en el software.

Los resultados obtenidos mostraron que la estructura soporta adecuadamente las condiciones de carga. Además, se corroboró el orden de magnitud de los resultados mediante un cálculo aproximado, tomando como referencia la barra vertical de la estructura. Con un área de sección transversal de 2229.44 mm² y la carga de 4000 N,

se calculó una tensión promedio a compresión de alrededor de 2 MPa, lo cual coincide en orden de magnitud con el valor obtenido en el software, que mostró una tensión máxima de aproximadamente 4 MPa. Esto confirma que la estructura cumple con los requisitos de resistencia establecidos.

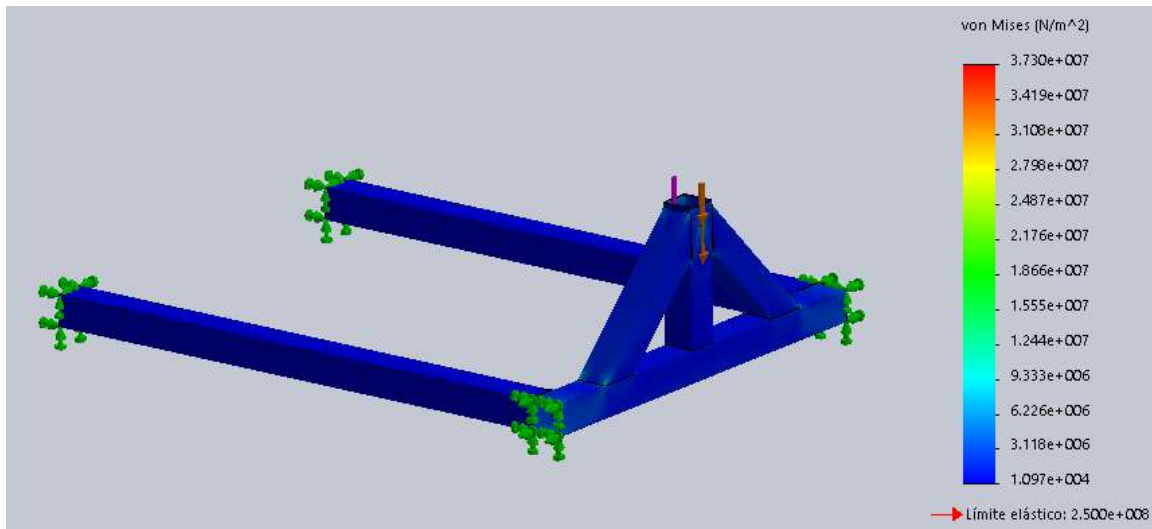


Figura 2-67: Resultados de la simulación de la base soldada, se observa que las tensiones están muy por debajo del límite de fluencia de 270 MPa.

2.3.7 Ensamble final

A continuación se adjuntan imágenes ilustrativas del dispositivo rotador completo.

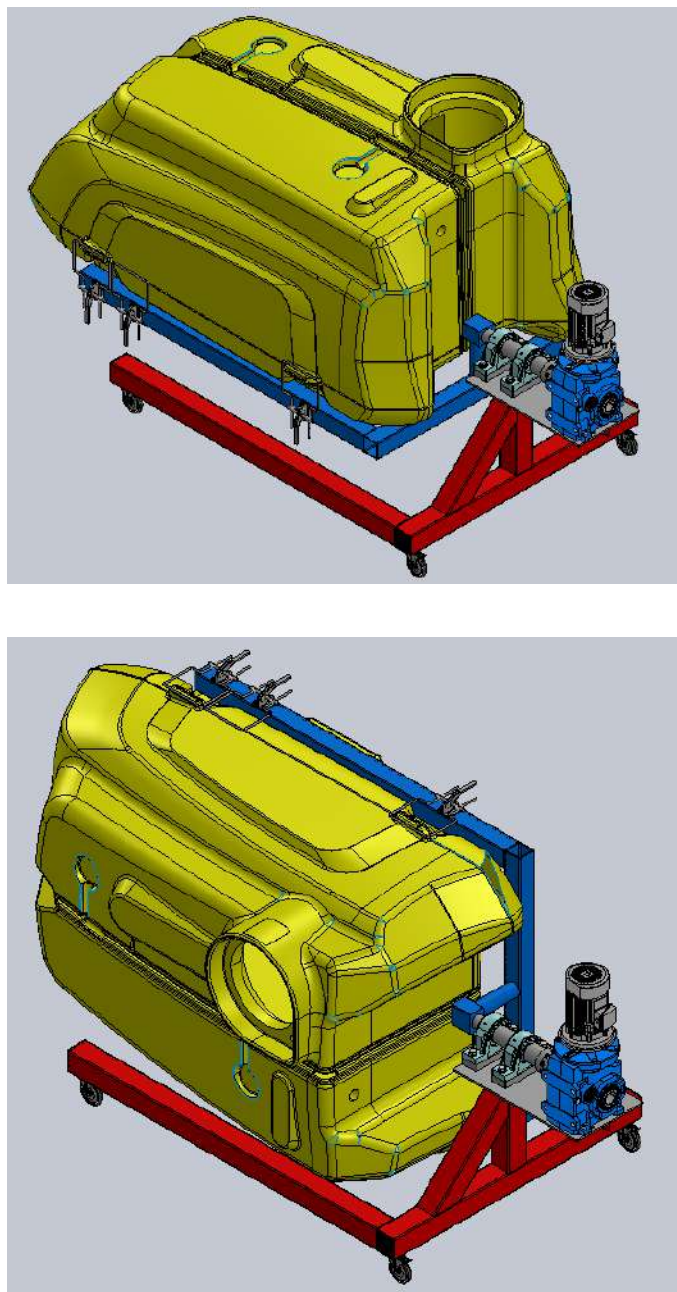


Figura 2-68: Ilustración del dispositivo rotador con el tanque de 3600 L montado.

Conclusión

En conclusión, este proyecto destaca la importancia de una investigación exhaustiva y detallada en las etapas iniciales para desarrollar un diseño eficaz que mejore las condiciones de trabajo y la precisión en el montaje de racores en tanques confinados. La selección de componentes y el desarrollo de soluciones específicas, como los cabezales neumáticos para la fijación de racores, el brazo telescópico para su correcta colocación, los conos centradores para simplificar la alineación y el dispositivo rotador para optimizar la posición del tanque, permiten alcanzar un sistema de montaje más seguro, ergonómico y efectivo.

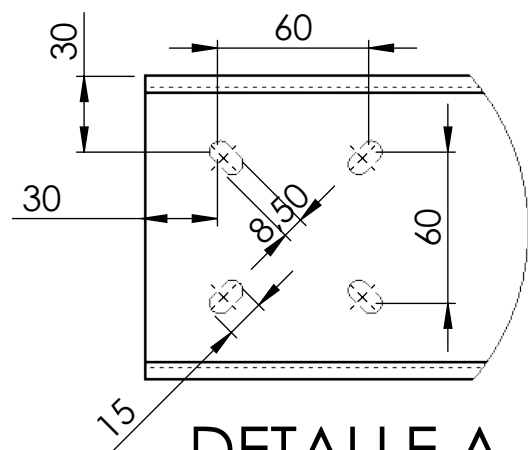
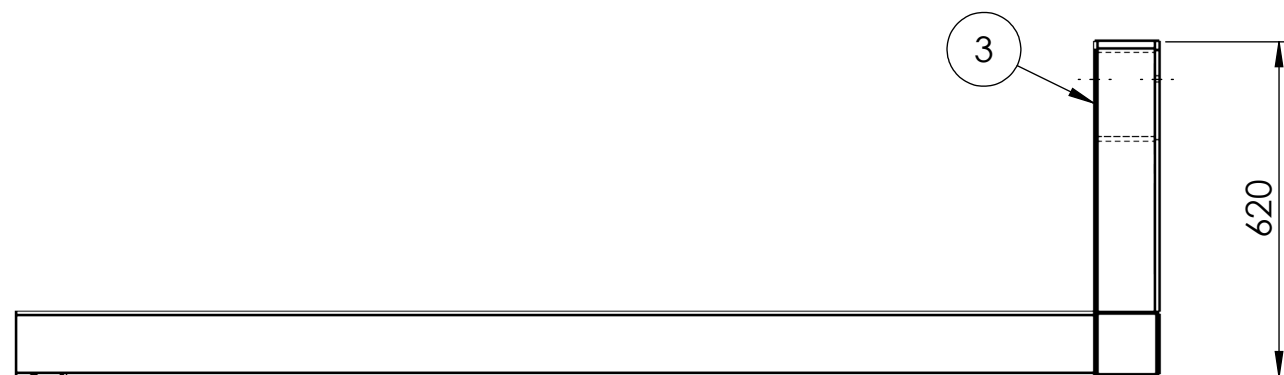
El proceso de diseño siguió una metodología conservadora en los cálculos y en la selección de componentes, lo cual asegura una solución robusta y confiable. Mediante herramientas virtuales de modelaje, se verificaron las condiciones de montaje y funcionamiento de cada pieza en el ensamble, permitiendo anticipar posibles interferencias y asegurando la adecuación de las fuerzas involucradas en el proceso.

Los resultados obtenidos confirman la viabilidad de la solución diseñada y sugieren que esta metodología de trabajo y desarrollo técnico puede ser aplicada con éxito en futuros proyectos que busquen mejorar la seguridad, calidad y eficiencia en operaciones de montaje de implementos en espacios confinados.

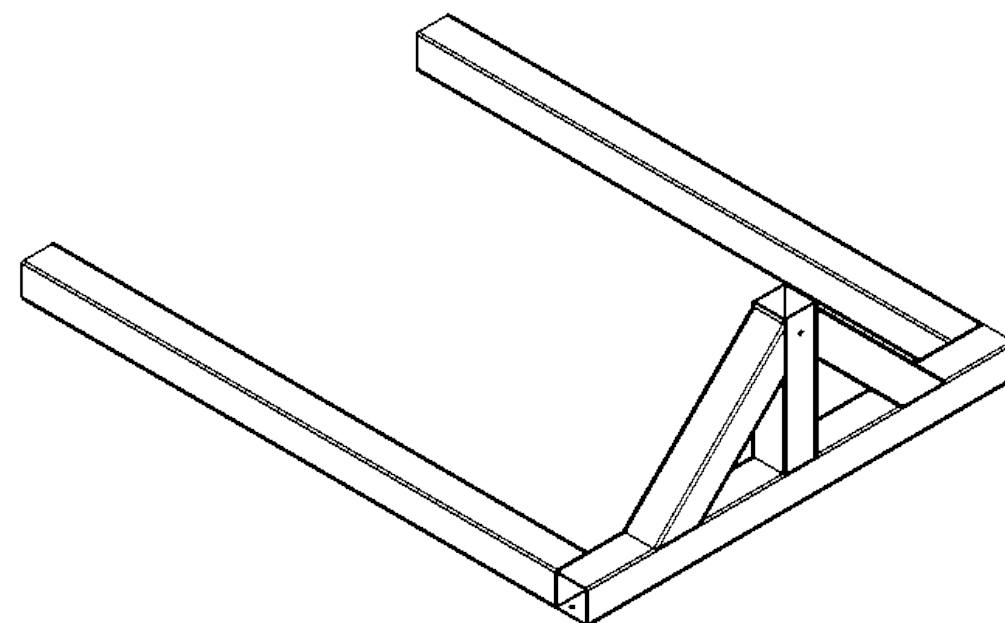
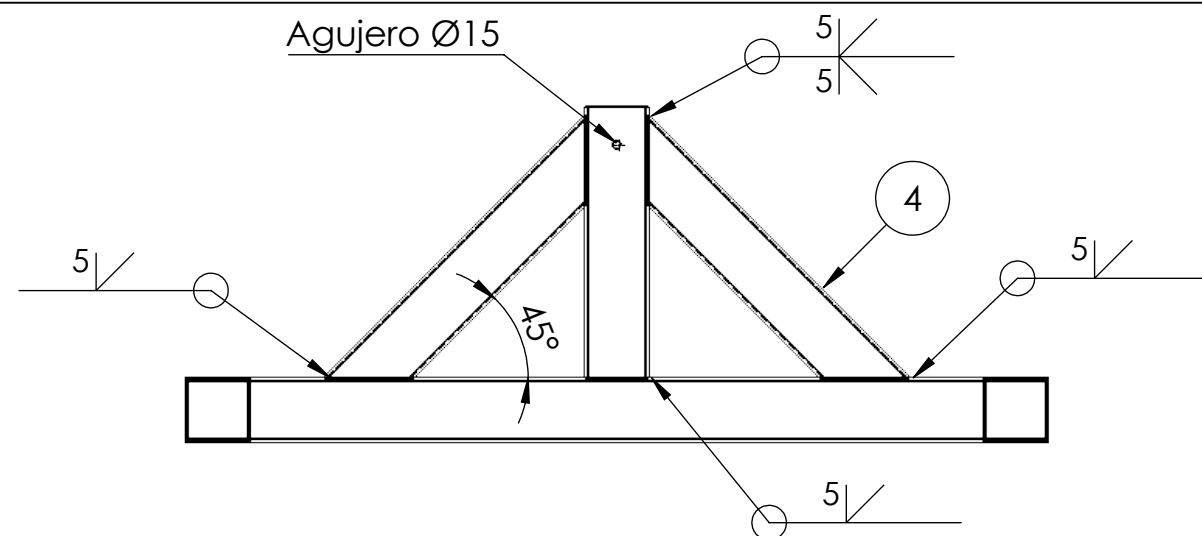
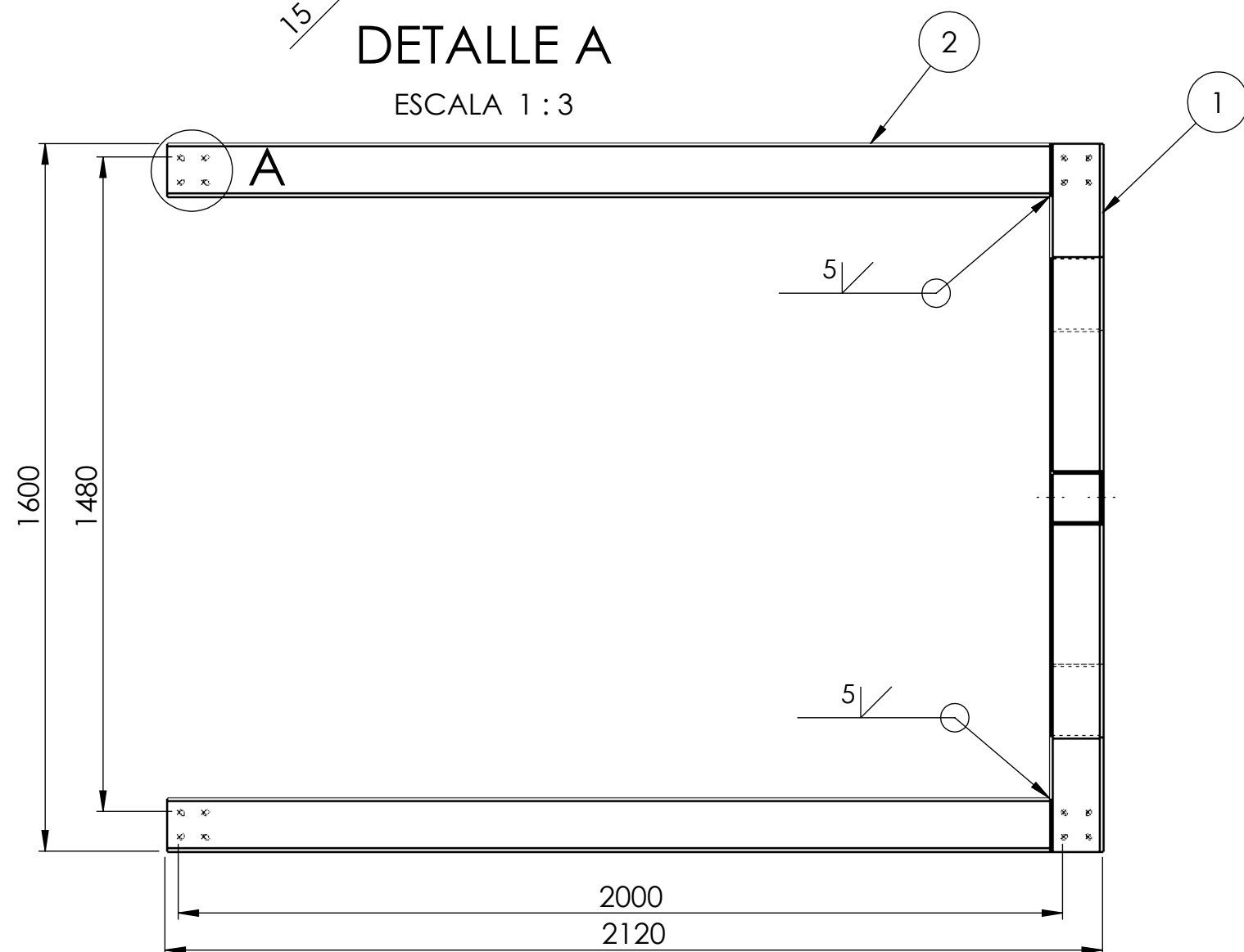
Bibliografía

- [1] Lingaiah, K. (2003). *Machine Design Databook*. McGraw-Hill. <https://www.accessengineeringlibrary.com/binary/mheaeworks/565ce4163fbfdc86/8e55f16839c4b696889e68fd040044c9828b69b58658e71aec6a9d7660ad41a6/book-summary.pdf>
- [2] Radiansa. (s. f.). *Campo magnético: Exposiciones en baja frecuencia*. Radiansa. Recuperado el 15 de junio de 2024, de https://www.radiansa.com/es/campos-electromagneticos-baja-frecuencia/campo_magnetico_exposiciones.htm
- [3] Wikipedia. (2024, 20 de octubre). Aluminio 6061. En Wikipedia, la enciclopedia libre. Recuperado de https://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio_6061
- [4] Gabrian International. (s.f.). Aluminio 6061: Conozca sus propiedades y usos. Recuperado el 21 de octubre de 2024, de <https://www.gabrian.com/es/aluminio-6061-conozca-sus-propiedades-y-usos/>
- [5] Europer. (2021). *Información técnica SAE 1045*. Recuperado de <https://europer.cl/wp-content/uploads/2021/10/INFORMACION-TECNICA-SAE-1045.pdf>
- [6] Vásquez Torres, E. L. (2013). *Anexos del proyecto de investigación*. Recuperado de <https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf>
- [7] Trans Power SRL. (s.f.). *Reductores motorreductores NMTR*. Recuperado de <https://www.transpowersrl.com/assets/ficha-tecnica/Reductores-motorreductores-NMTR-NMTR.pdf>
- [8] C. Metálicas. (s.f.). *Manual de estructuras metálicas - Capítulo 2: Columnas y placas base*. Recuperado de https://cmetalicas.tripod.com/sitebuildercontent/Ch_pl_2.pdf
- [9] Tubos Argentinos S.A. (s.f.). *Catálogo de tubos estructurales*. Recuperado de <https://tubosarg.com.ar/images/catalogo-tubosestructurales.pdf>

- [10] SkyCiv. (s.f.). *SkyCiv Section Builder*. Recuperado de <https://platform.skyciv.com/section-builder>
- [11] Micro Automación. (s.f.). Inicio. Recuperado el 21 de octubre de 2024, de <https://ar.microautomacion.com/es/inicio/>
- [12] Festo. (s.f.). Inicio. Recuperado el 21 de octubre de 2024, de <https://www.festo.com/ar/es/>
- [13] Tubocenter. (s.f.). *Cuadrados*. Recuperado de <https://www.tubocenter.com.ar/cuadrados/>
- [14] SKF. (s.f.). *SYNT 75 F - Pillow block units*. Recuperado de <https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/roller-bearing-units/pillow-block-units/productid-SYNT%2075%20F>
- [15] Arfix. (s.f.). *AF-TR25TS*. Recuperado de <https://arfix.com.ar/af-tr25ts/>
- [16] Mil Ruedas Boedo. (s.f.). *Ruedas de nylon y poliuretano naranja 125mm fija gira x4 unidades*. Recuperado de https://www.shop.milruedasboedo.com.ar/MLA-871286536-ruedas-de-nylon-y-poliuretano-naranja-125mm-fija-gira-x4-u-_JM#polycard_client=search-nordic&position=2&search_layout=grid&type=item&tracking_id=d2a5b252-52f7-4ba1-84a6-5e545789ff29
- [17] Varytrans. (s.f.). *Acoplamientos de estrella*. Recuperado de <https://www.varytrans.com/es/25-acoplamientos-de-estrella>
- [18] Metrar. (s.f.). *Normalizados*. Recuperado de https://metrar.com.ar/_catalogos/Metrar%20-%20Normalizados.pdf



DETALLE A
ESCALA 1 : 3



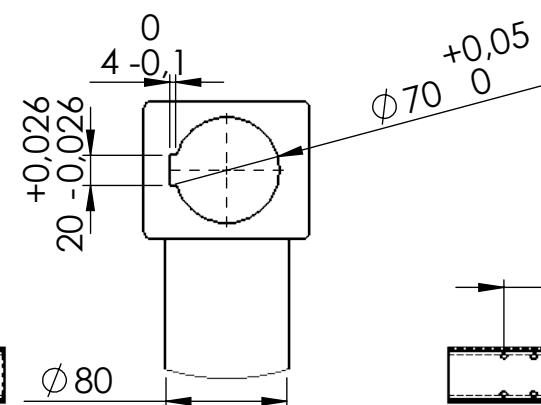
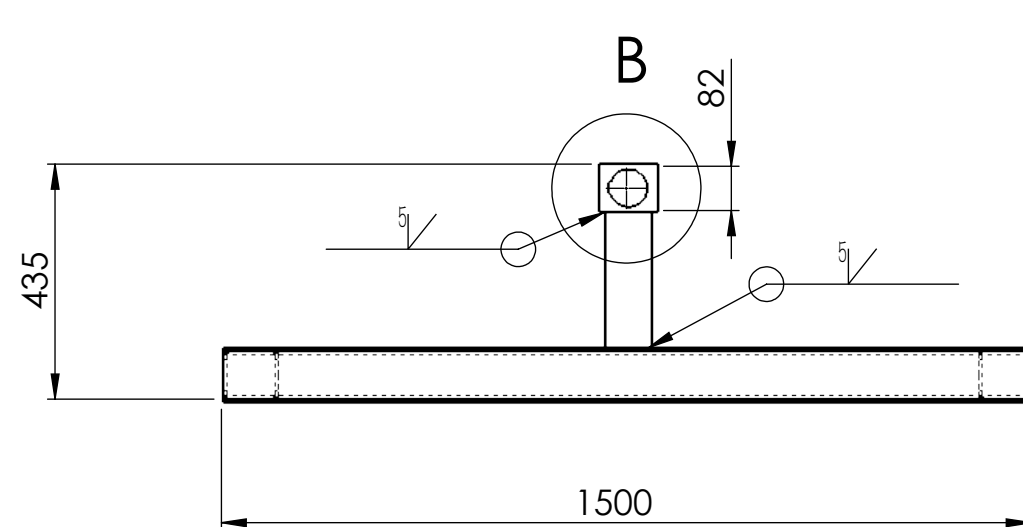
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	TC0004	TUBO CUADRADO 120X120X4.75	1
2	TC0005	TUBO CUADRADO 120X120X4.75	2
3	TC0006	TUBO CUADRADO 120X120X4.75	1
4	TC0007	TUBO CUADRADO 120X120X4.75	2



DIBUJO MECANICO
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

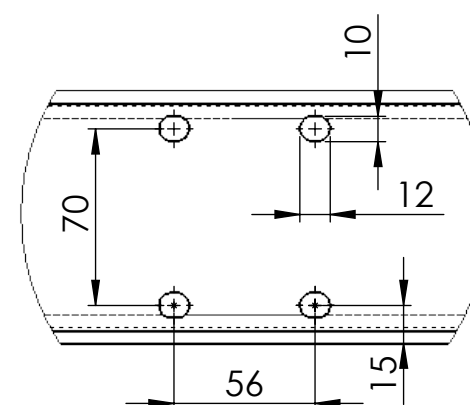
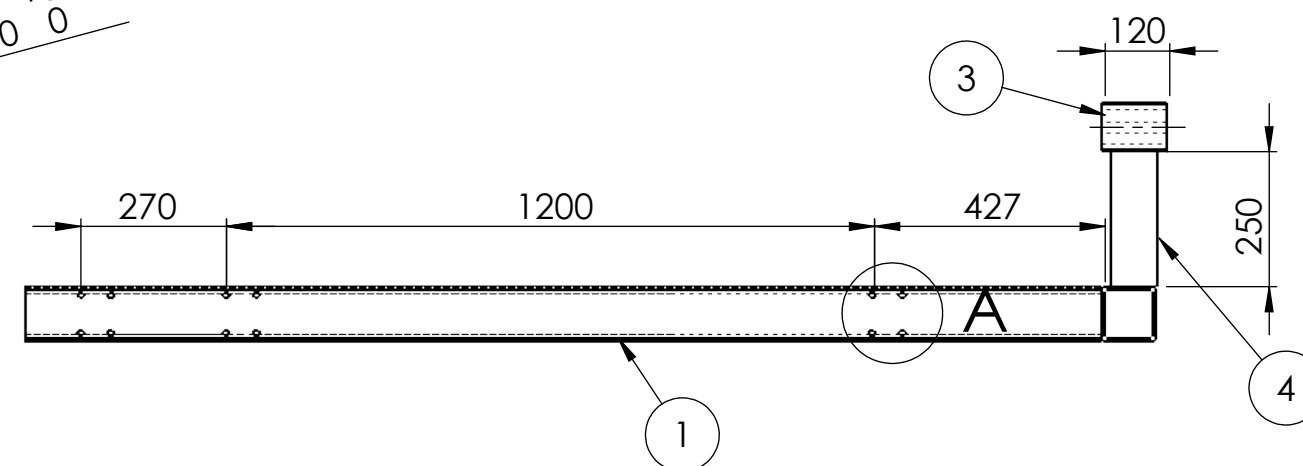
BASE SOLDADA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		
DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA	1:14		Nº ETC0008
APROBO					



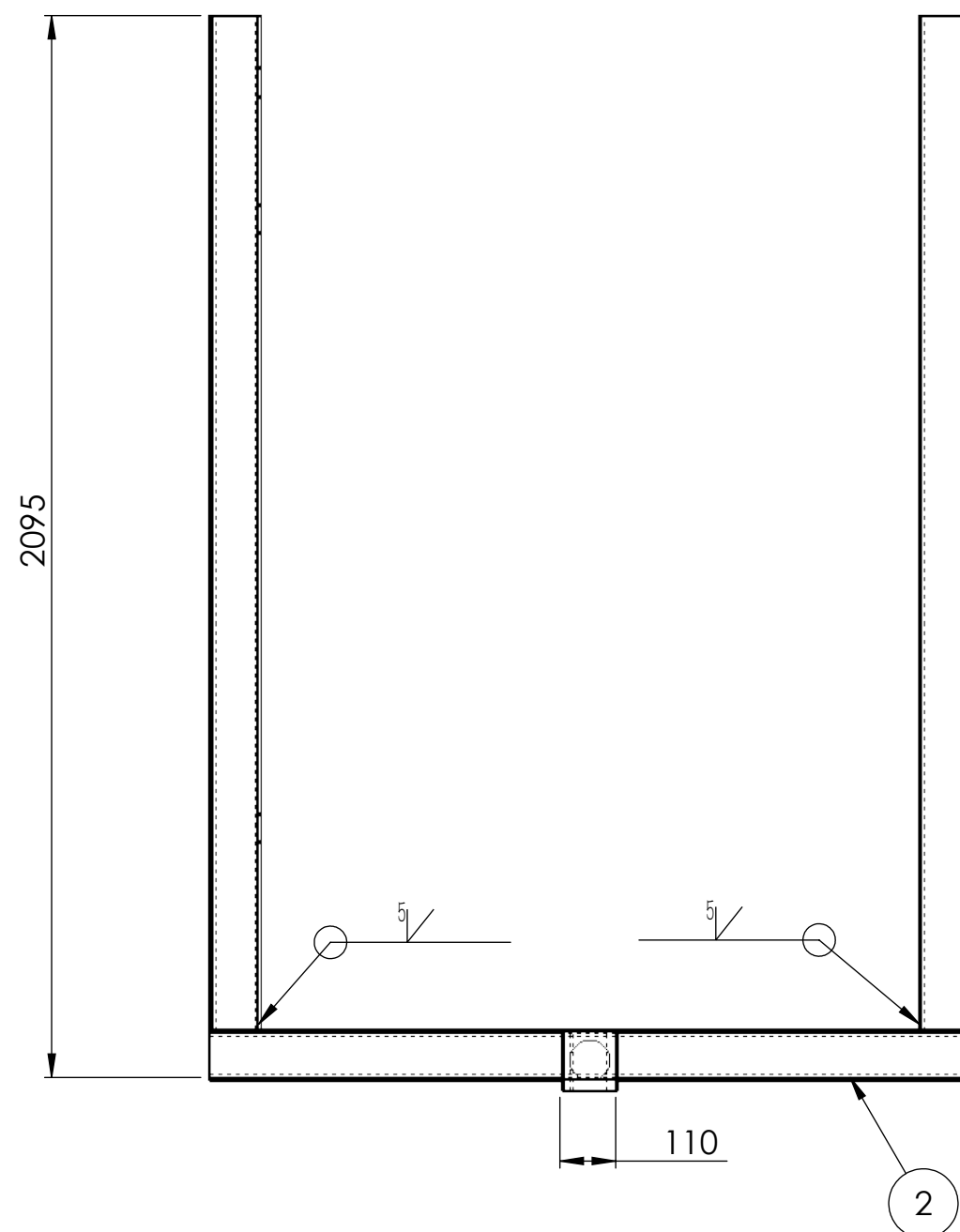
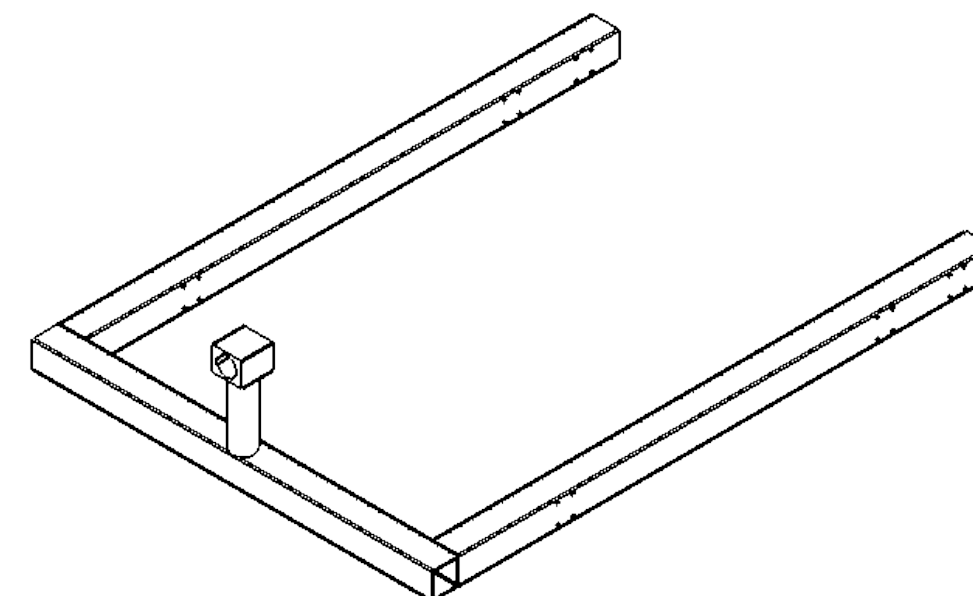
DETALLE B

ESCALA 1 : 5



DETALLE A

ESCALA 1 : 3



MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGÚN NORMA DIN 2768 MEDIA

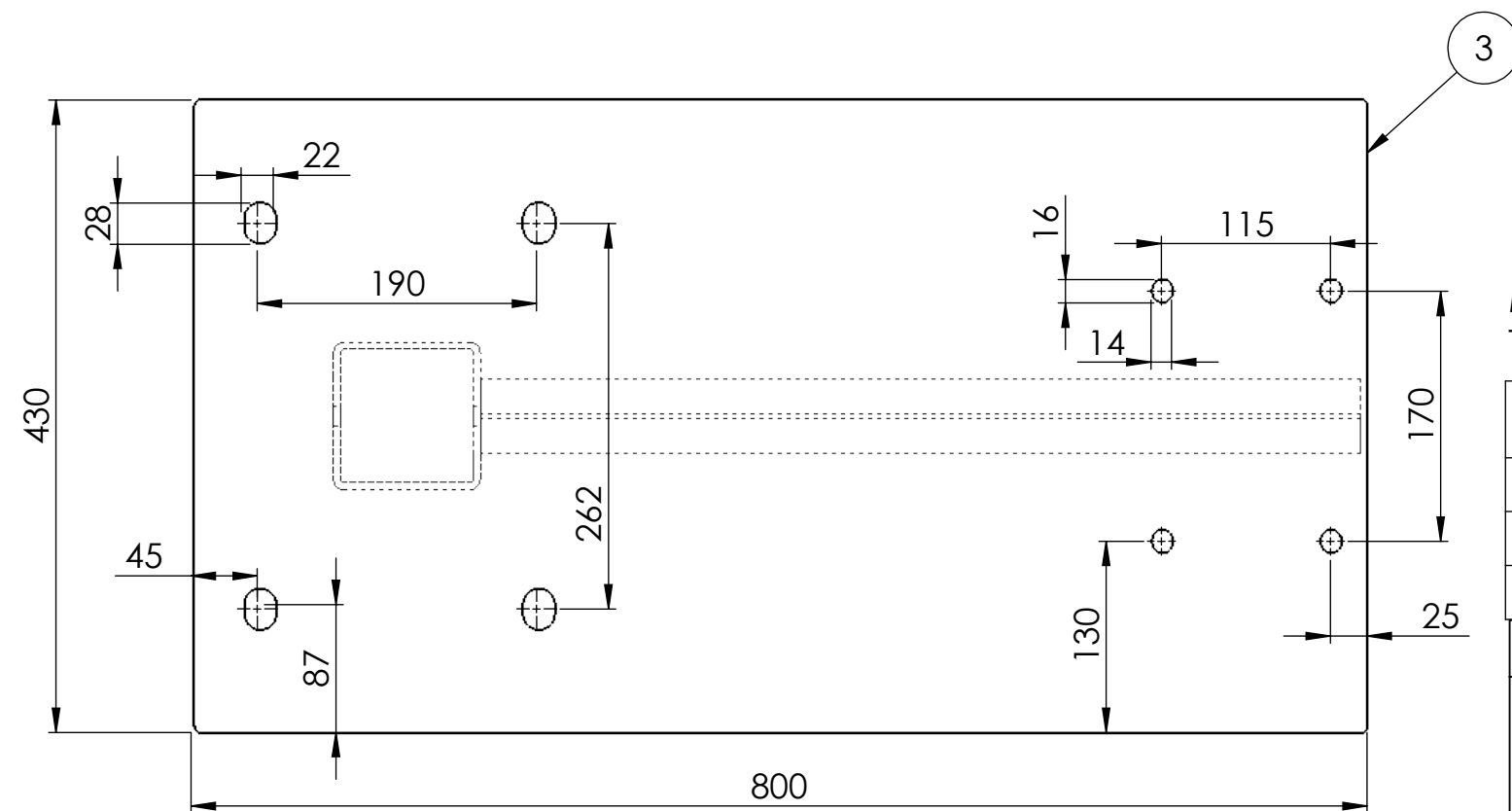
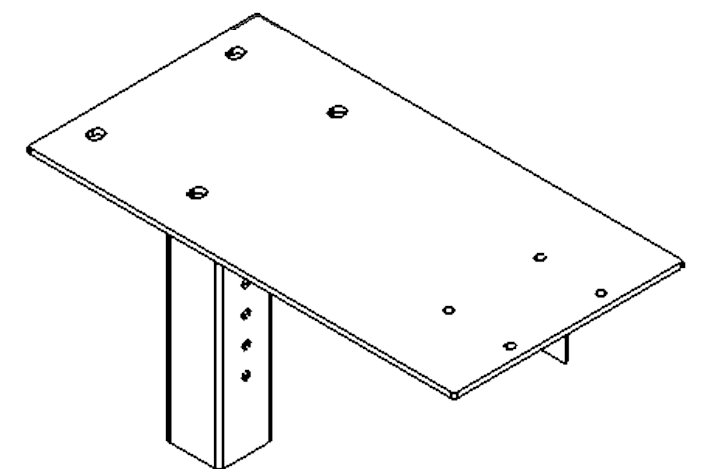
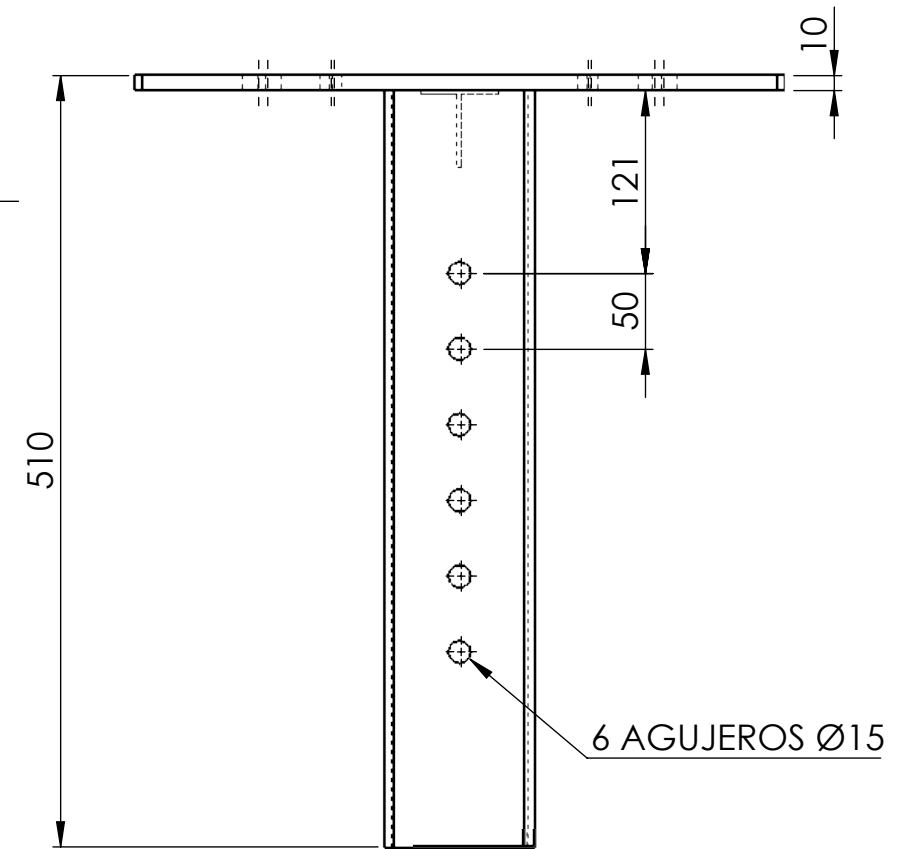
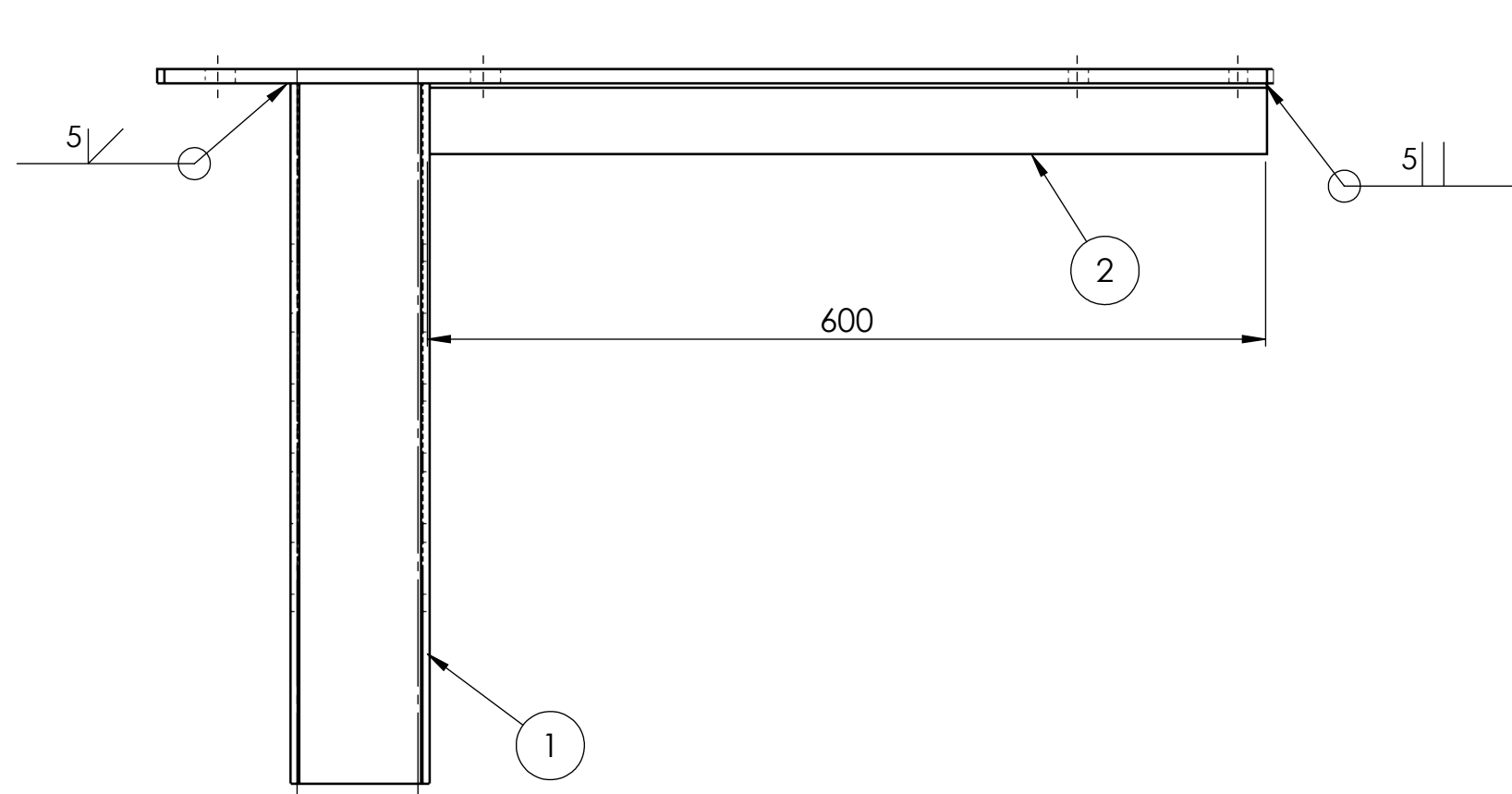
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	BA0001	TUBO CUADRADO 100X100X6.35	2
2	BA0002	TUBO CUADRADO 100X100X6.35	1
3	CU0043	CUBO DE SAE 1045	1
4	SO0060	SOPORTE SAE 1045	1



DIBUJO MECANICO
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

HORQUILLA ROTADOR

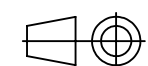
FECHA	NOMBRE	ESCALAS	NºEBA0003
DIBUJO	B. BARLADI	1:14	
APROBO	N. SEGUENZIA		



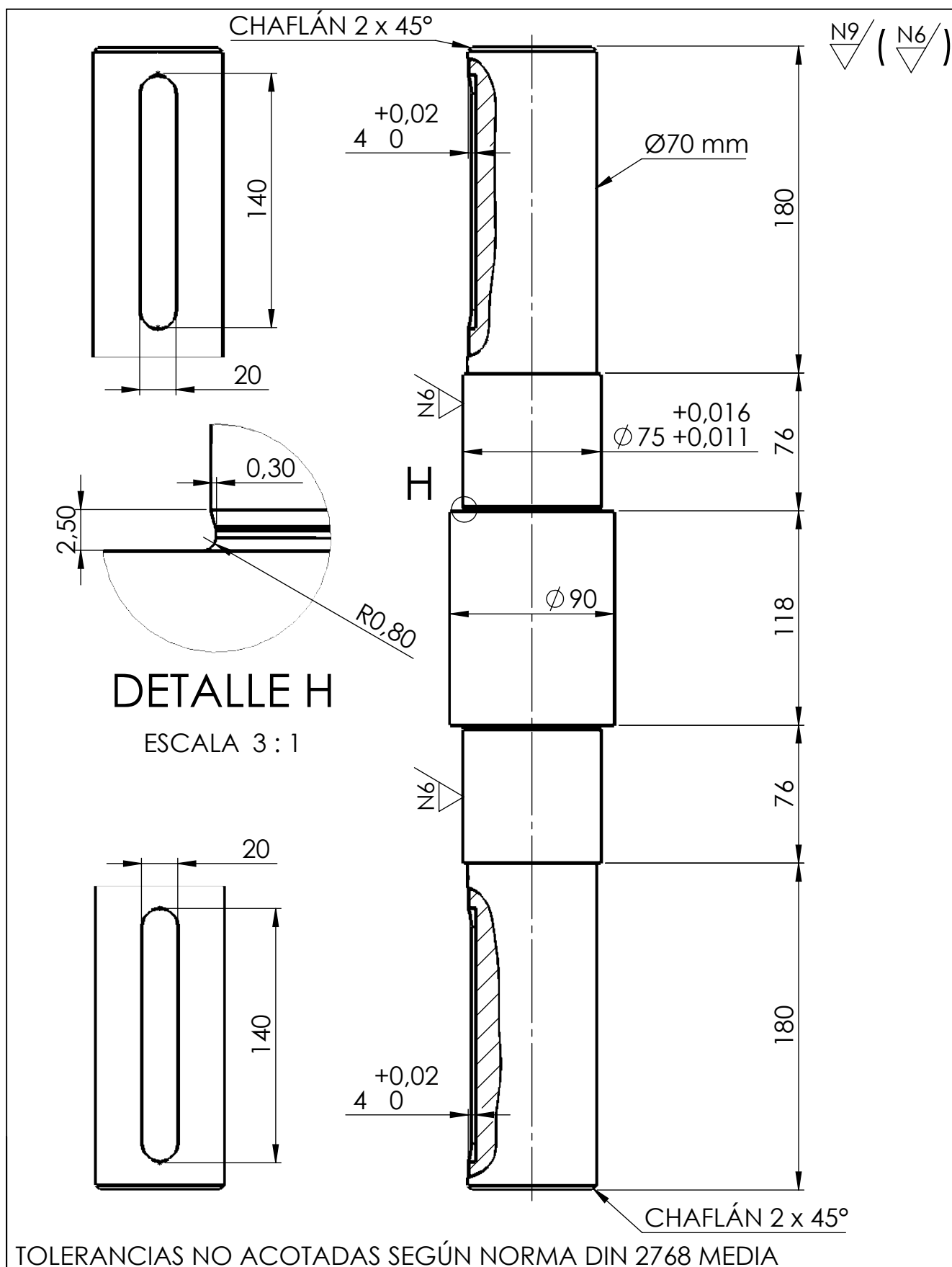
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGÚN DIN 2768 MEDIA

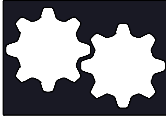
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	TC0009	TUBO CUADRADO 100X100X4.75	1
2	PT0047	PERFIL T 50.8X50.8X3	1
3	PL0065	PLACA SOPORTE SAE 1045	1

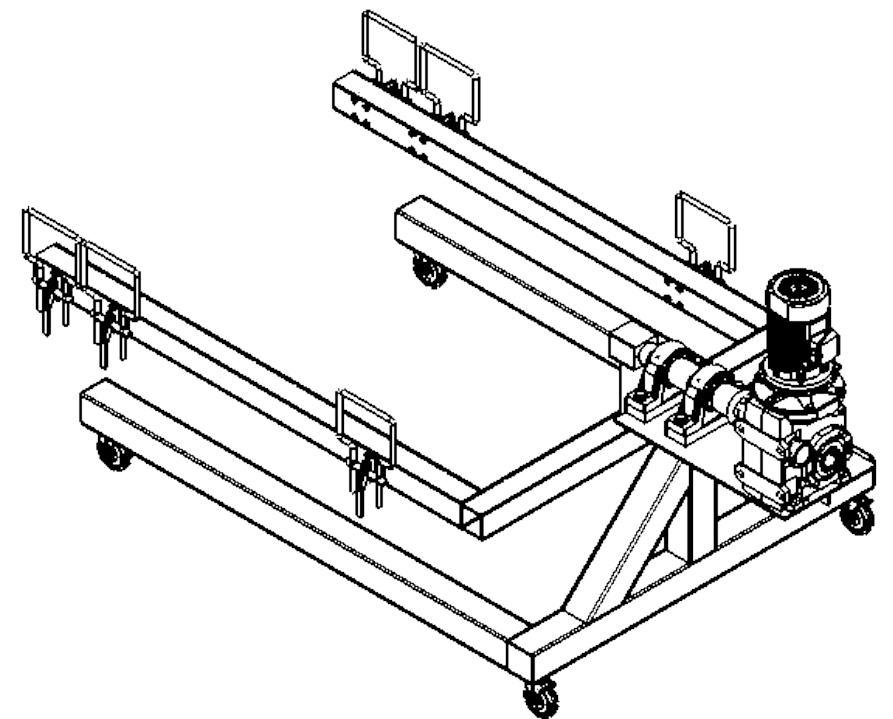
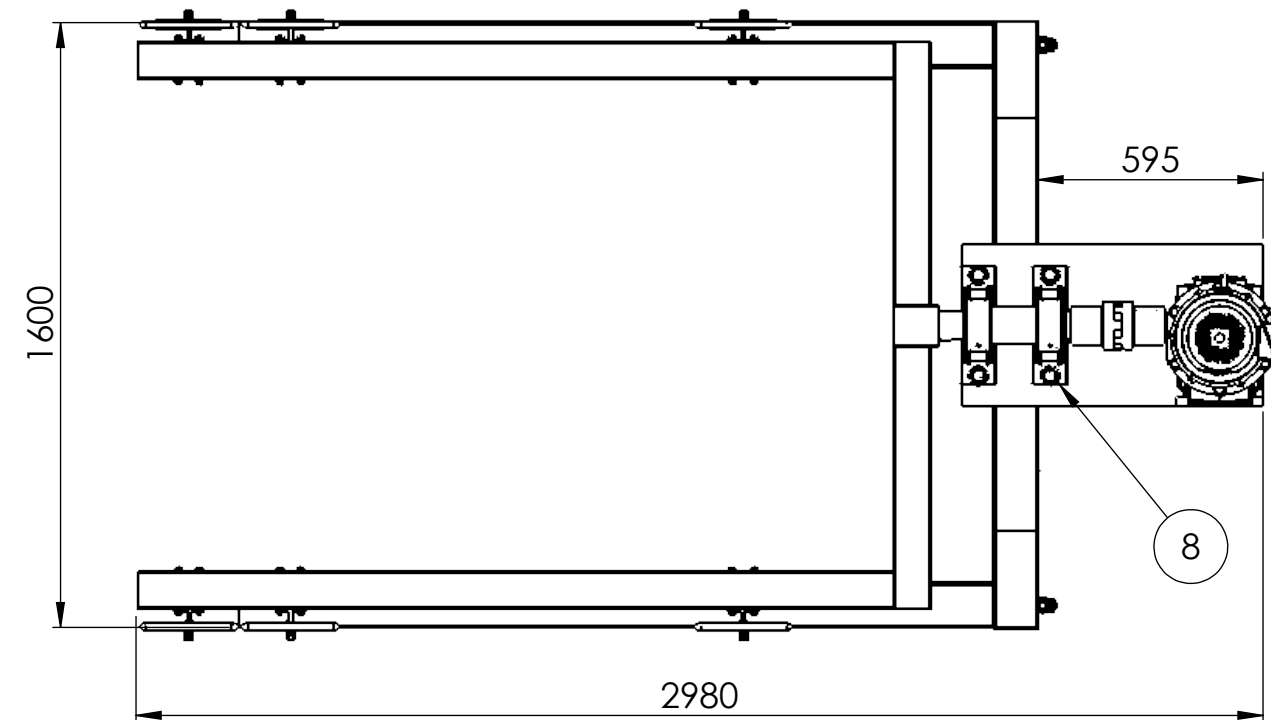
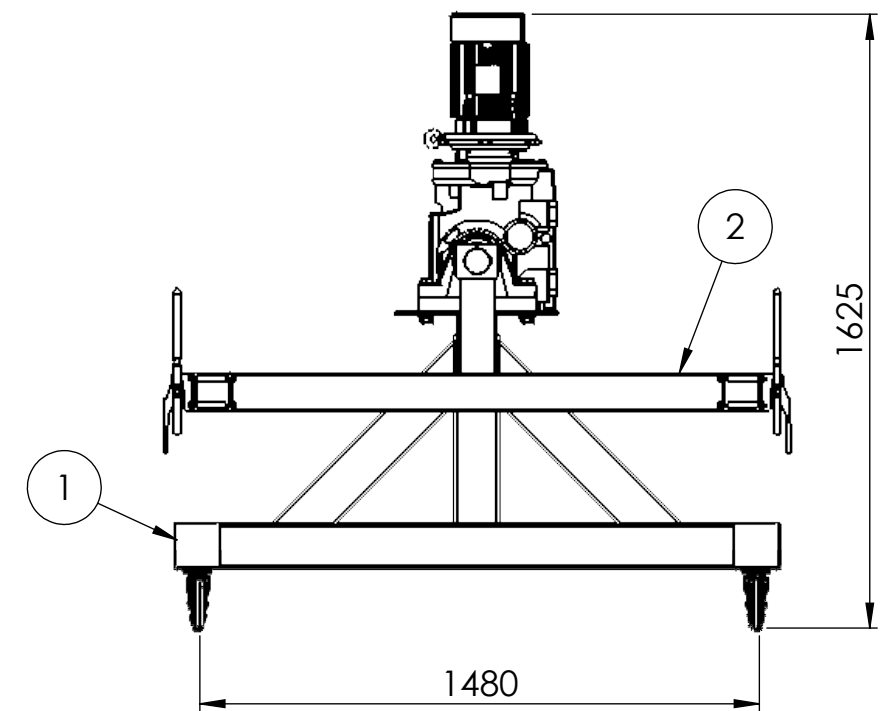
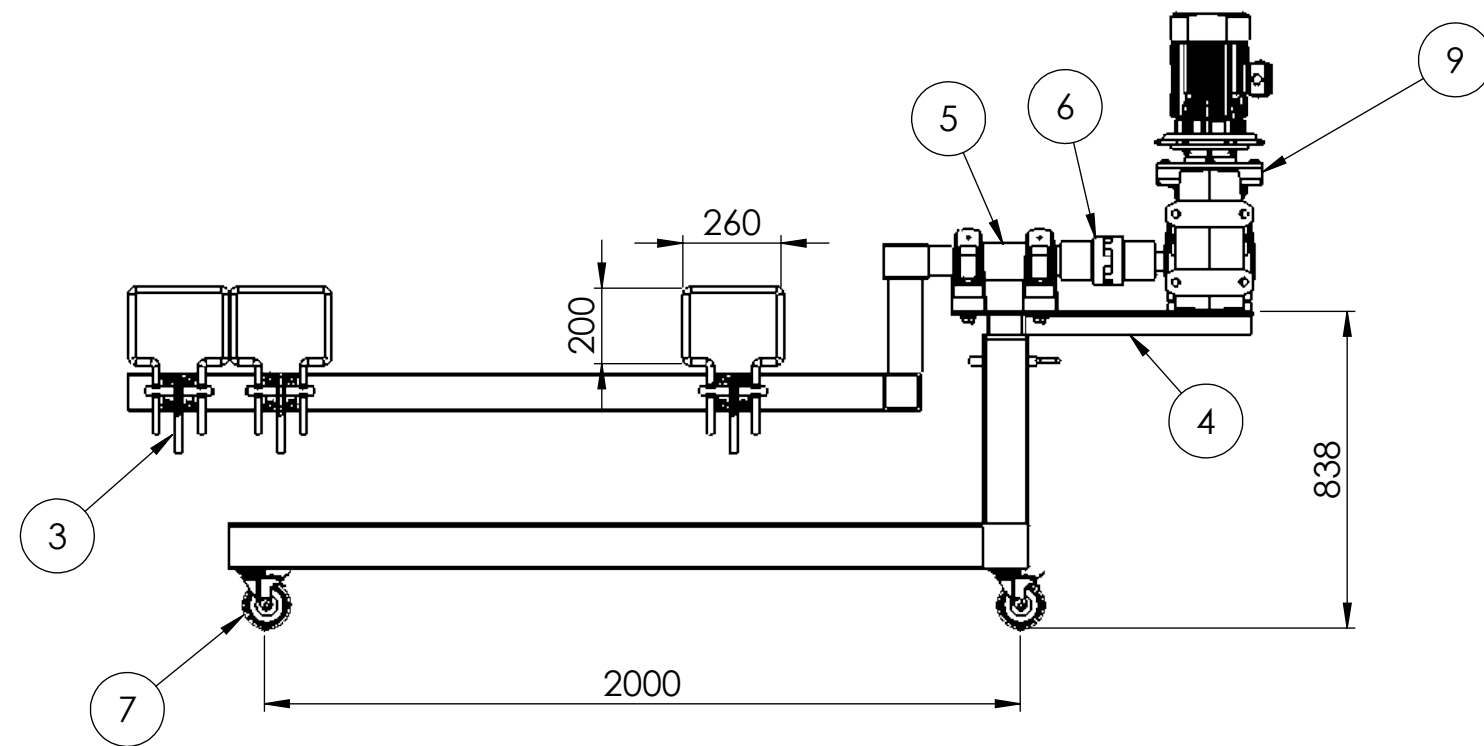
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
	DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO	SOPORTE MOTORREDUCTOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA	1:3	
APROBO				

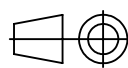


Nº ESM0066



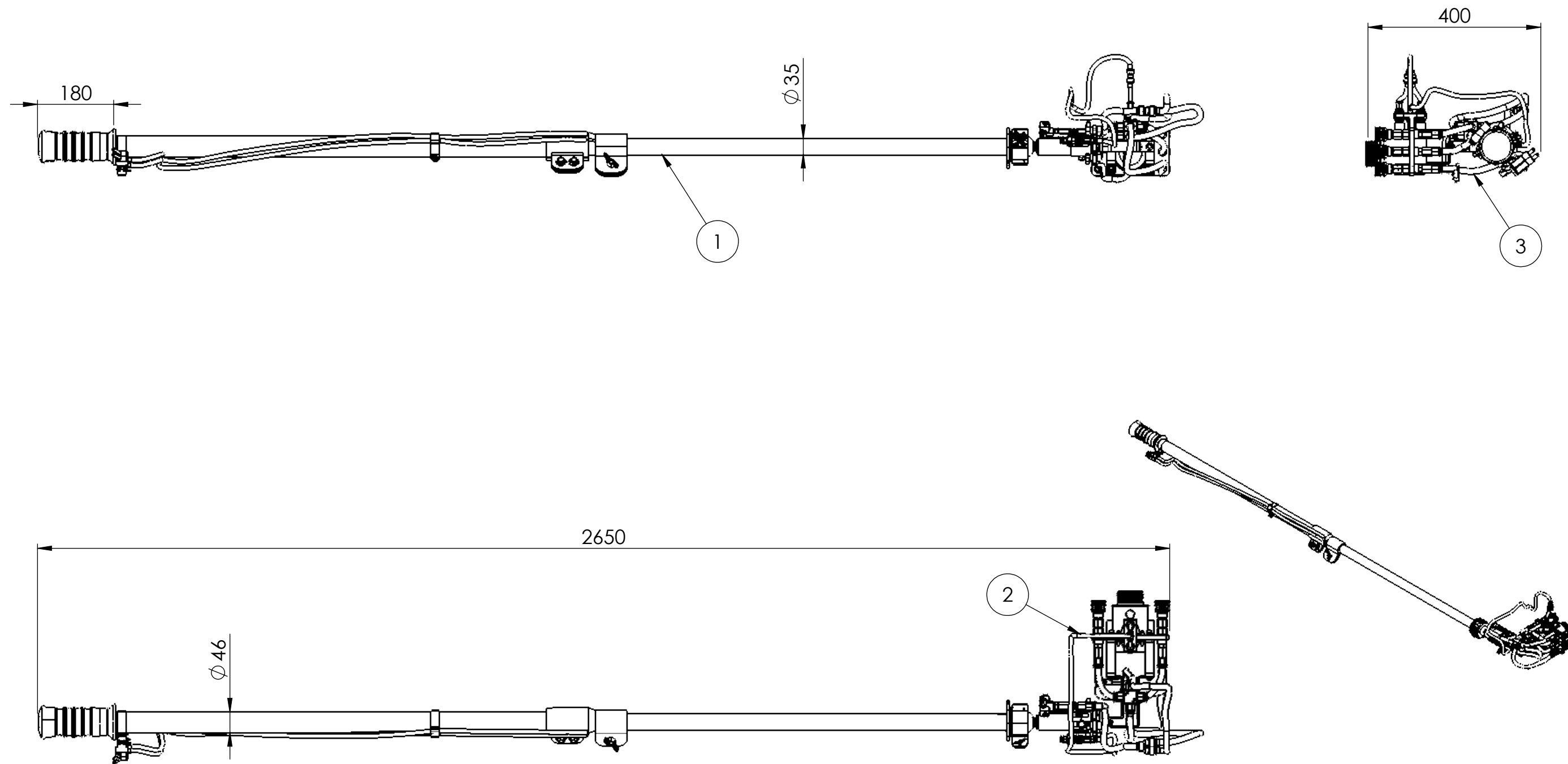
 DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				EJE ROTADOR MATERIAL: SAE 1045	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N° EJ0042
DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA	1:3		
APROBO					

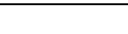


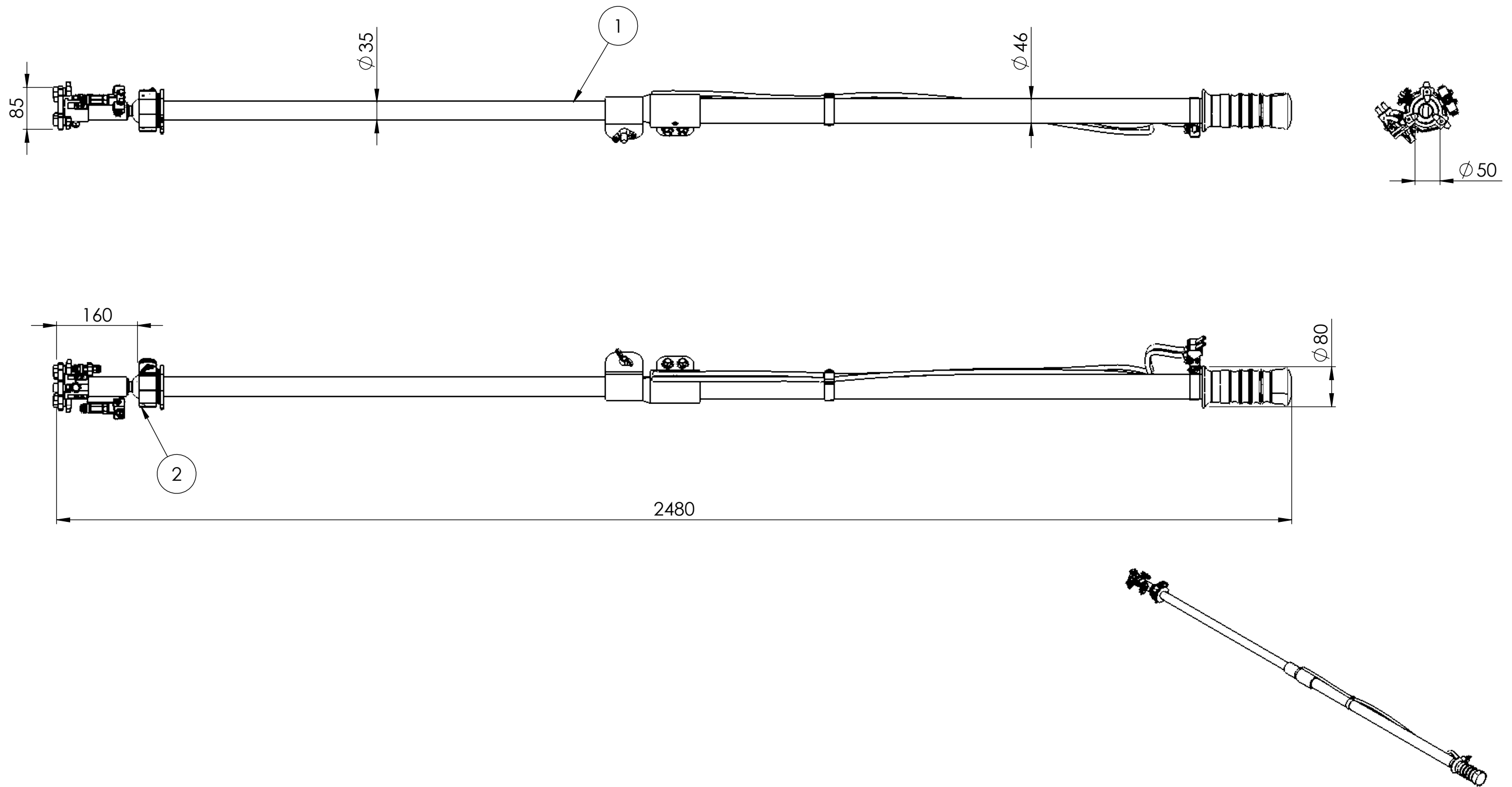
 DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				DISPOSITIVO ROTADOR	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		
DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA	1:20		
APROBO					

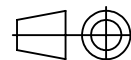
N° DE ELEMENTO	N° DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	ETC0008	BASE SOLDADA	1
2	EBA0003	HORQUILLA	1
3	ETR0071	CONJUNTO TRABA TANQUE	6
4	ESM0066	SOPORTE MOTORREDUCTOR	1
5	EJ0042	EJE ROTADOR	1
6	ACOPLE	KALFLEX JAW TIPO L - TAMAÑO 225	2
7	RU0020	RUEDAS NYLON-PLIURETANO Ø125	4
8	RO0010	RODAMIENTOS SKF SYNT 75 F	2
9	REDUCTOR	REDUCTOR TRANSPOWER 050/110	1

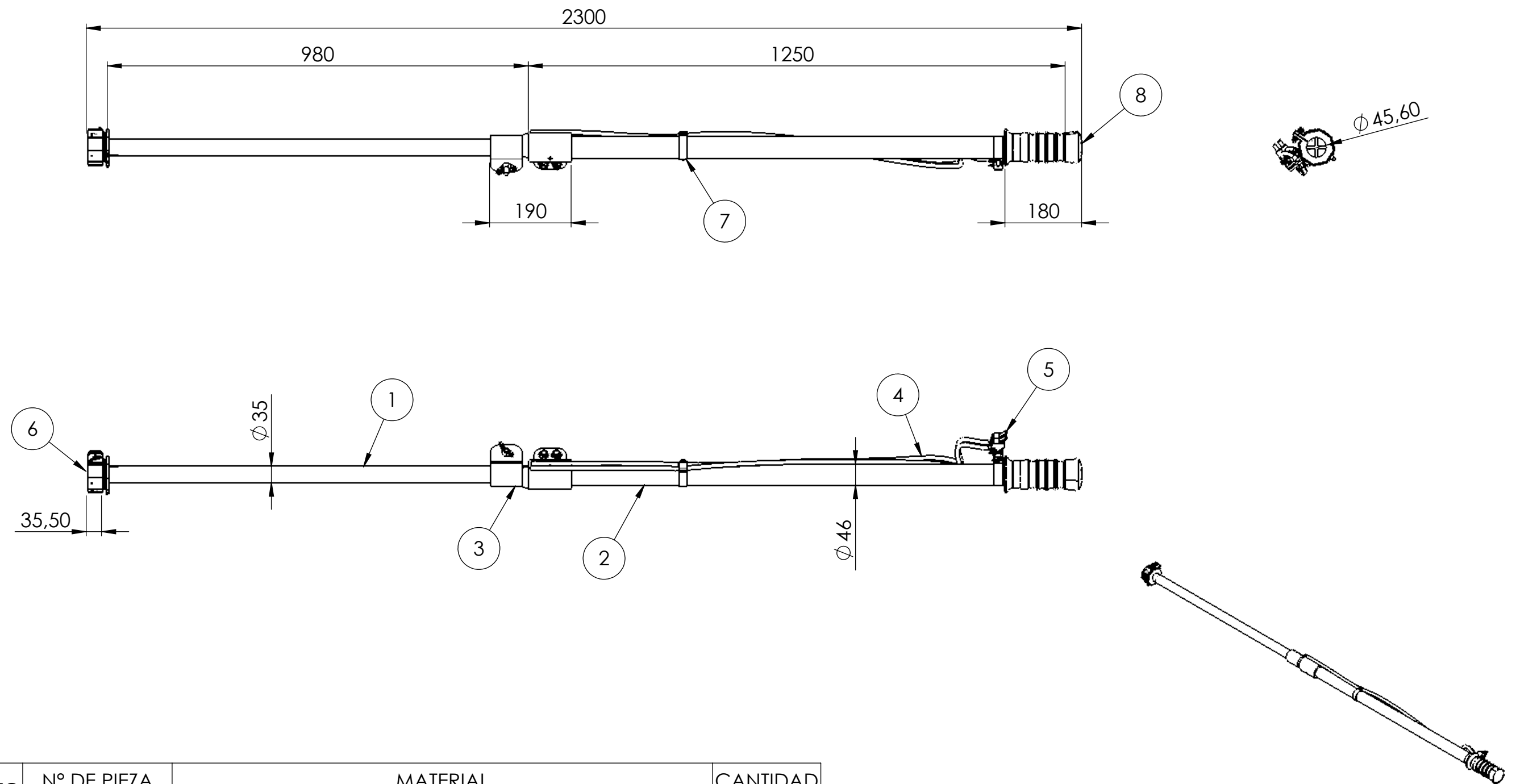
 DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				DISPOSITIVO ROTADOR	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		LISTA DE MATERIALES
DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA			
APROBO					



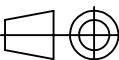
				 DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ENSAMBLE BRAZO CON BRIDA ARTICULADA Y SENSOR DE NIVEL		
Nº DE ELEMNTO	Nº DE PARTE	MATERIAL	CANTIDAD		FECHA	NOMBRE	ESCALAS		
1	EBTA0074	ENSAMBLE BRAZO TELESCÓPICO - BRIDA ARTICULADA	1	DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA	1:10		NºEBASN0100
2	ECSN0089	ENSAMBLE CABEZAL SENSOR DE NIVEL SUPERIOR	1						
3	EMG0099	CONJUNTO MANGUERAS PARA SENSOR DE NIVEL	1	APROBO					

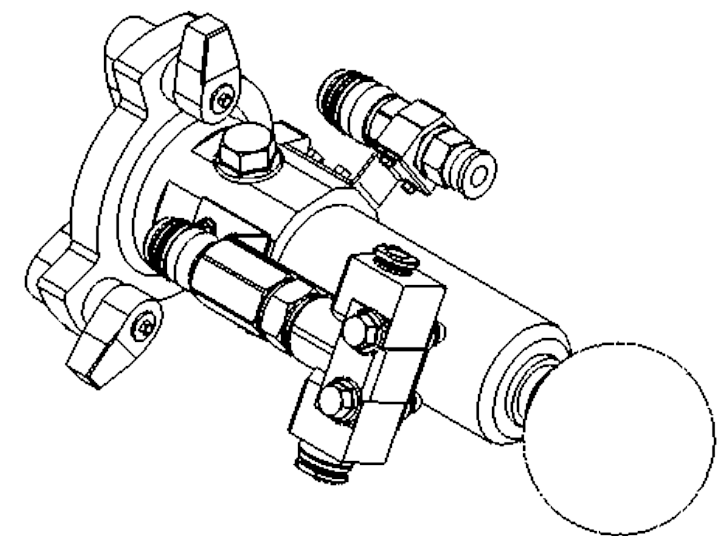
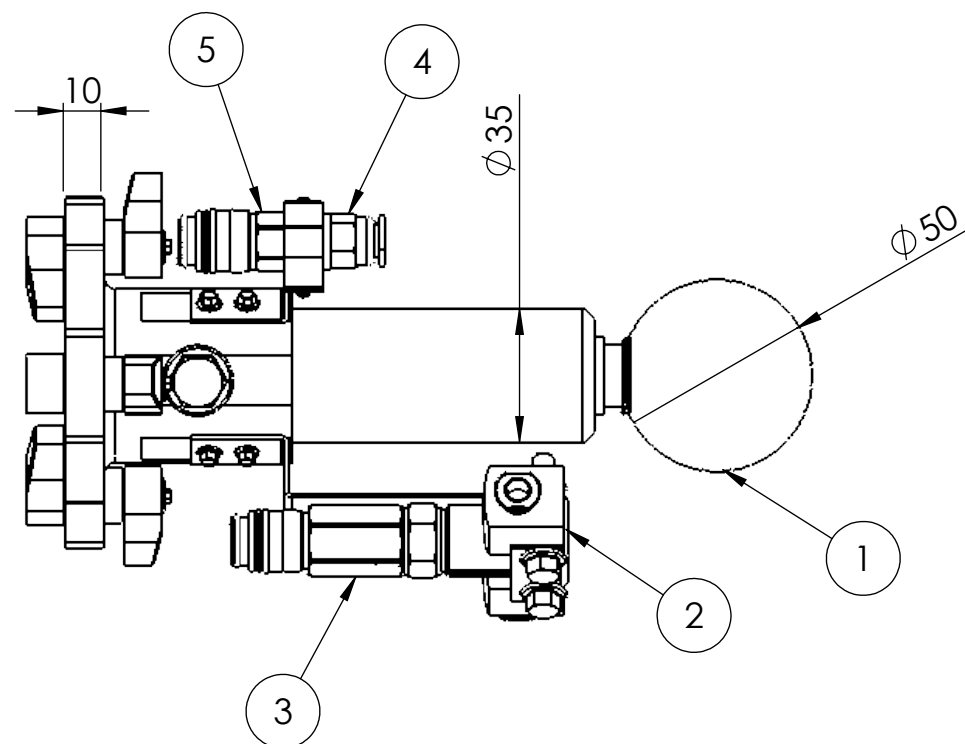
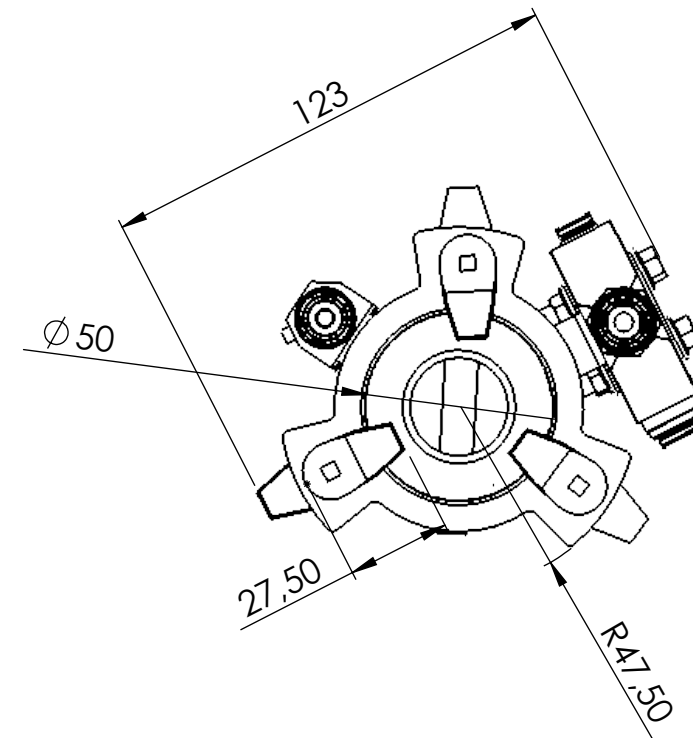
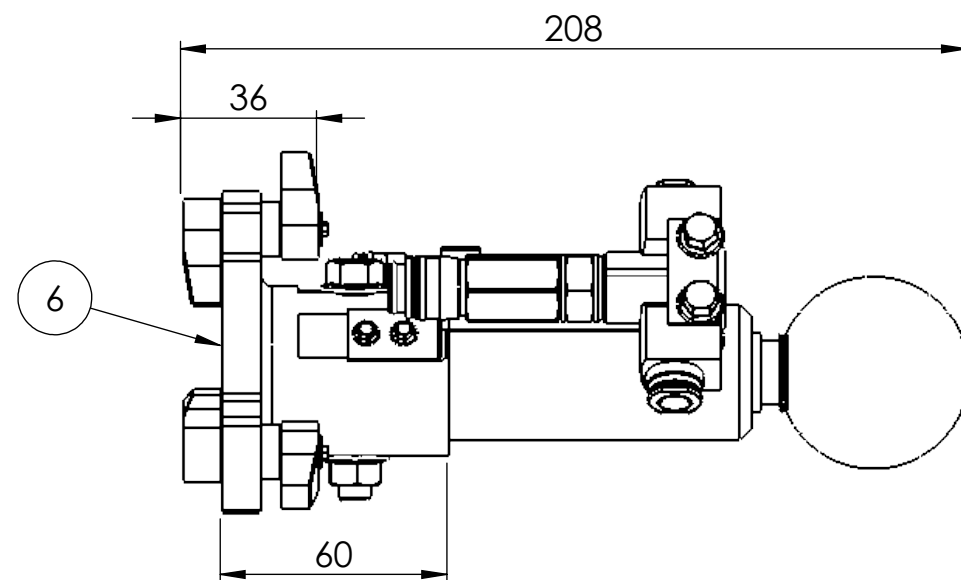


				 DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ENSAMBLE BRAZO TELESCÓPICO- BRIDA ARTICULADA		
N° DE ELEMENTO	N° DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD		FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:8		N° EBTA0074
1	EBT0072	ENSAMBLE DE BRAZO TELESCOPICO	1	DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA			
2	EBA0073	ENSAMBLE DE BRIDA ARTICULADA	1	APROBO					

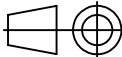


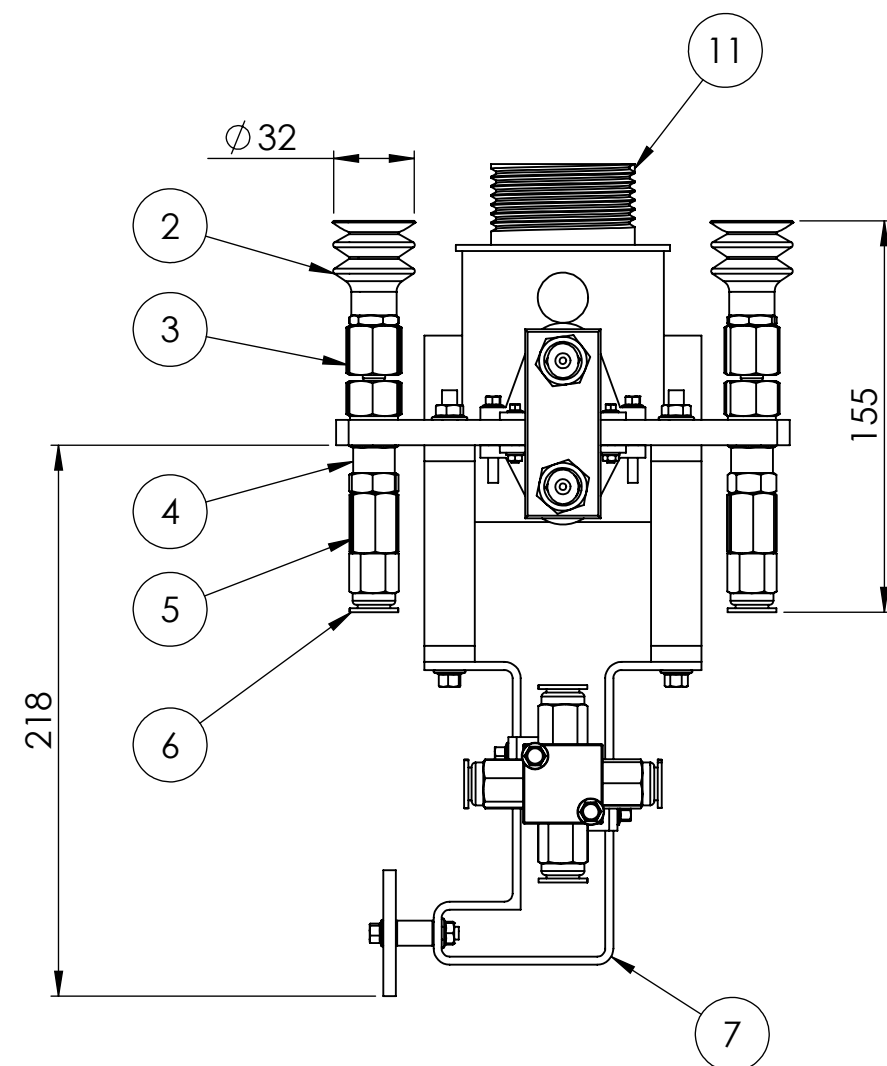
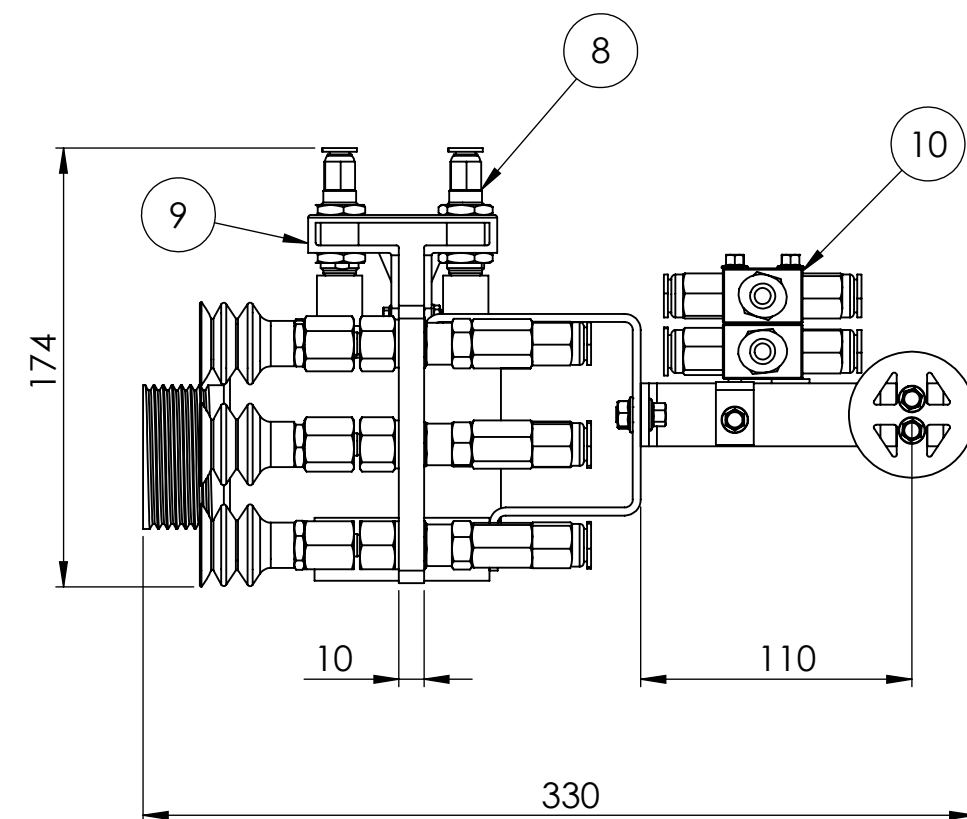
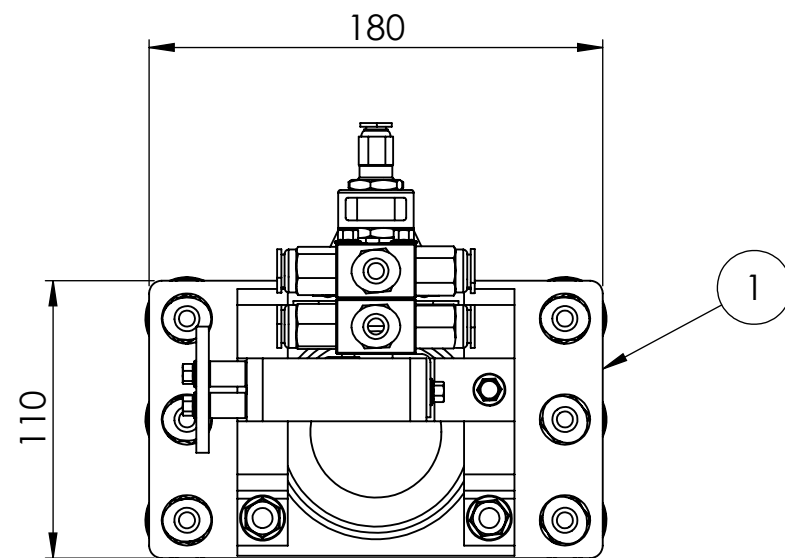
N° DE ELEMENTO	N° DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	TR0075	TUBO CIRCULAR GABARIN ALUMINIO 6063 MODEL 72	1
2	TR0076	TUBO CIRCULAR GABARIN ALUMINIO 6063 MODEL 99	1
3	AD0077	ADAPTADOR DE TUBOS CILINDRICOS	1
4	MG0078	MANGUERA POLIURETANO ØINT 7MM	2
5	VA0079	VÁLVULA 3/2 FESTO CÓDIGO KH/O-3-PK-3	2
6	ETR0080	CONJUNTO TUERCA PARTIDA - ASIENTO RÓTULA Y BUJE ROSCADO	1
7	AB 0081	ABRAZADERA SOPORTA MANGUERAS	1
8	MO0082	MANGO DE GOMA	1

 DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ENSAMBLE BRAZO TELESCOPICO		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:10		N° EBT0072
DIBUJO		B. BARALDI N. SECUENZIA			
APROBO					



N° DE ELEMENTO	N° DE PARTE	MATERIAL	CANTIDAD
1	EEB0083	ENSAMBLE EJE CON ESFERA	1
2	EY0084	EYECTOR FESTO VN-14-H-T4-PQ2-VA5-RQ3	1
3	AH0085	ACOPLE RÁPIDO HEMBRA 1/4 FESTO KD3-1/4-I	1
4	AR0086	ACOPLE RÁPIDO MANGUERA 6MM G1/8" MICRO 0.441.010.610	1
5	AR0087	ACOPLE RÁPIDO HEMBRA 1/8 FESTO KD3-1/8-I	1
6	EAB0088	ENSAMBLE ALOJAMIENTO CONECCIÓN DE BRIDA Y SOPORTES PARA EYECTOR Y RACORES	1

 DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				ENSAMBLE BRIDA ARTICULADA	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		N° EBA0073
DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA			
APROBO					



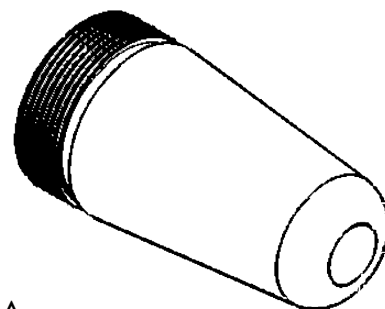
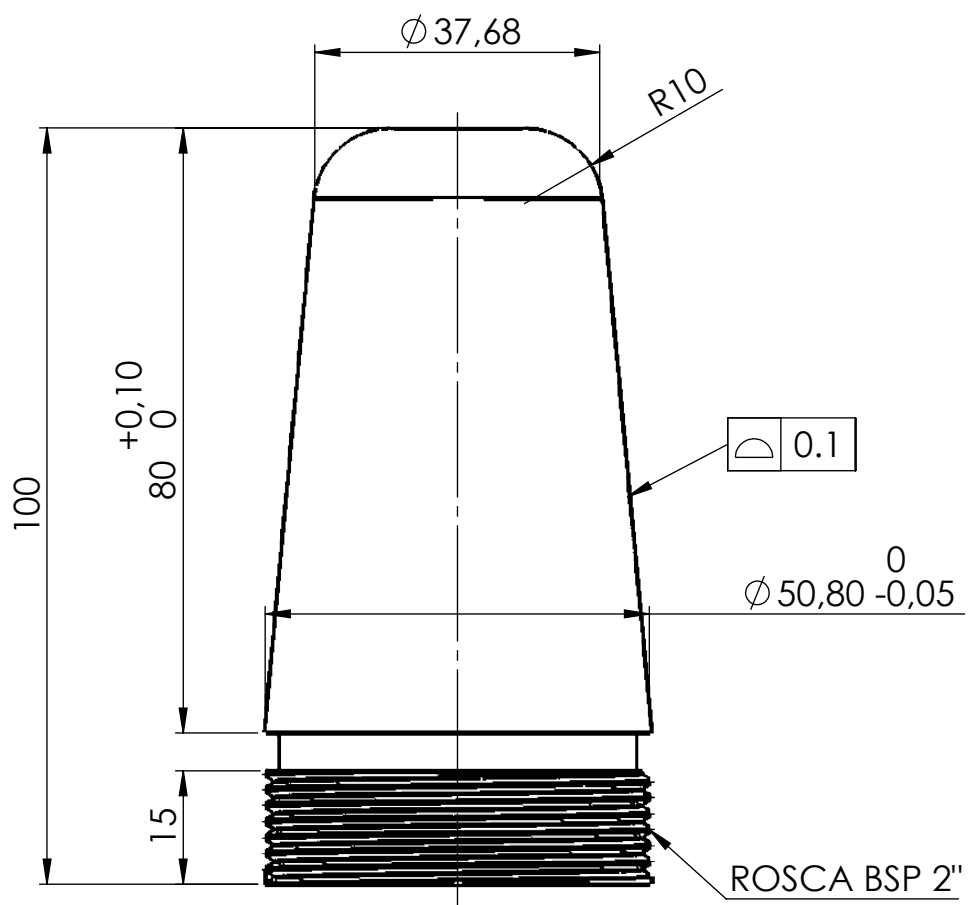
N° DE ELEMENTO	N° DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	PL0090	PLACA CABEZAL	1
2	VE0091	VENTOSA MICRO FSG 2.5 PLIEGUES Ø32MM	6
3	RT0092	RÓTULA MICRO KGL 0.310.300.110	6
4	VA0093	VÁLVULA ANTIRRETORNO MICRO SVK-1/4 0.350.300.035	6
5	CU0094	CUPLA MICRO G1/4" 0.418.551.313	6
6	AR0086	ACOPLE RÁPIDO MANGUERA 6MM G1/8" MICRO 0.441.010.610	6
7	EBS0095	ENSAMBLE BRIDA DE ACOUPLE Y SOPORTES	1
8	ECC0096	ENSAMBLE CILINDRO CARTUCHO Y TRABA RACOR	2
9	ESC0097	CONJUNTO SOPORTE CILINDRO CARTUCHO	1
10	DI0098	DISTRIBUIDOR 4 CARAS MICRO 0.000.008.931	2
11	5PL40019	PROTECTOR DE SENSOR DE NIVEL	1



DIBUJO MECANICO
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

**ENSAMBLE CABEZAL
SENSOR DE NIVEL SUPERIOR**

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		
DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA	1:3		N° ECSN0089
APROBO					



MATERIAL POLIPROPILENO
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGÚN DIN 2768 MEDIA



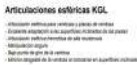
DIBUJO MECANICO
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CONO CENTRADOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N°CO0059
DIBUJO		B. BARALDI N. SEGUENZIA	1:1		
APROBO					

TIPOS DE TUERCAS EN RACORES - TIPO DE GEOMETRIA - CODIGO ARAG DE CADA UNA DE ELLAS

TIPOS DE TUERCAS EN RACORES - TIPO DE GEOMETRIA - CODIGO ARAG DE CADA UNA DE ELLAS			
Record	Código ARAG	Imagen	Reo de fuerza
Respiraderos	Diam hex. 72 (roscas interna 2")		tuerca octogonal
Lavatanque	2052080		tuerca octogonal
Conjunto de carga de tanque	2052070		tuerca octogonal
Conjunto Retorno Tanque	2052060		tuerca octogonal
Desagote	2052030		tuerca hexagonal
Conjunto Desagüe	2052050		tuerca octogonal
Sensores de nivel	Tuerca del lado de afuera- Requiere sujecion de cilindros	 	
Antitorbellino	No requiere de tuercas interiores		
Agitadores	No requiere de tuercas interiores		
Valvula de retorno	2052050		tuerca octogonal



Type	MICRO
R0.9946 \$3946	1.05198-1M
R0.0000 0746	1.91500-9T

in	ST	CD	H	L01	L02	200T	PT	Cable efficiency	Power(g)
3.9	3747	5574	20.8	12	18	38	9	500	47
4	3747	5574	40	14	19	34	9	2000	7.8

Ventosas neumáticas FSG 32 - 1/4	
Dámetro	0,032 m
Área	0,00080424772 m ²
Presión	85000 n/m ²
Fuerza de arranque teórica	68,96 N
Factor de seguridad de succión por Fuga y Rendimiento	0,5
Fuerza de arranque real	34,48 N

Torque máximo a cumplir	12000	N.mm
-------------------------	-------	------

Verificación de torque - Retorno a tanque		
Fuerza de cada ventosa	34	N
Distancia ventosa 1	65,59	mm
Distancia ventosa 2	158,70	mm
Distancia ventosa 3	181,33	mm
Distancia ventosa 4	109,45	mm
Distancia ventosa 5	0	mm
TORQUE TOTAL	17514,42	N mm



Verificación de torque - Carga		
Fuerza de cada ventosa		34 N
Distancia ventosa 1		141,92 mm
Distancia ventosa 2		67,62 mm
Distancia ventosa 3		120,39 mm
Distancia ventosa 4		173,3 mm
Distancia ventosa 5		0 mm
TORQUE TOTAL		17116,62 N mm
Verificación de torque - Vacío		



Verificación de torque - Conjunto desague		
Fuerza de cada ventosa		34 N
Distancia ventosa 1		143,25 mm
Distancia ventosa 2		158,14 mm
Distancia ventosa 3		85,56 mm
Distancia ventosa 4		108,69 mm
Distancia ventosa 5		0 mm
TORQUE TOTAL		16850,74 N.mm
Verifica o no verifica torque?		VERIFICAR



Verificación de torque -LAVATANQUE		
Fuerza de cada ventosa		34 N
Distancia ventosa 1		163.11 mm
Distancia ventosa 2		148.68 mm
Distancia ventosa 3		107.61 mm
Distancia ventosa 4		127.08 mm
TORQUE TOTAL		18591.2 N.mm
Verifica o no verifica torque?	VERIFICA	



Verificación de torque -RESPIRADERO		
Fuerza de cada ventosa		34 N
Distancia ventosa 1		232,11 mm
Distancia ventosa 2		232,11 mm
Distancia ventosa 3		270 mm
TORQUE TOTAL		24963,48 N mm
Verifica o no verifica torque?	VERIFICA	



Verificación de torque -SENSOR DE NIVEL	
Fuerza de cada ventosa	34 N
Distancia ventosa 1	80.62 mm
Distancia ventosa 2	80.62 mm
Distancia ventosa 3	76.16 mm
Distancia ventosa 4	76.16 mm
TORQUE TOTAL	10661.04 N mm



Verificación de torque -SENSOR DE NIVEL MEJORADO		
Fuerza de cada ventosa		34 N
Distancia ventosa 1		87,46 mm
Distancia ventosa 2		87,46 mm
Distancia ventosa 3		87,76 mm
Distancia ventosa 4		87,76 mm
Distancia ventosa 5		75,17 mm



Verificación de torque - Valvula de retorno	
Fuerza de cada ventosa	34 N

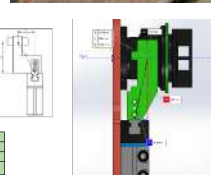
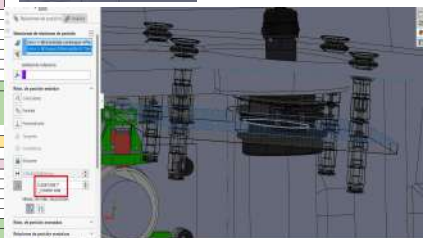


TORQUE TOTAL:		VERIFICA O NO VERIFICA TORQUE?	VERIFICA	14943,05	N.m
VERIFICACIÓN DE TORQUE - JET					
Fuerza de cada ventosa				34	N
Distancia ventosa 1				151,35	mm
Distancia ventosa 2				145,35	mm



Verificación de torque - Antitorbellino		
Fuerza de cada ventosa		34 N
Distancia ventosa 1		220 mm
Distancia ventosa 2		254 mm
Distancia ventosa 3		286 mm
TORQUE TOTAL		25840 N mm
Verifica o no verifica torque?	VERIFICA	





Ries - DPE 20 - 30									
País	DPE	País	DPE	País	DPE	País	DPE	País	DPE
Brasil	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g
País	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g

Ries - DPE 20 - 30									
País	DPE	País	DPE	País	DPE	País	DPE	País	DPE
Brasil	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g
País	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g	100 g

Notas:

- 1. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 2. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 3. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 4. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 5. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 6. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 7. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 8. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 9. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.
- 10. O Brasil é o país de origem da maioria dos produtos.

[illegible]SELECCIÓN DE LAS PINZAS NEUMÁTICAS Jet - Agitador- Pinza paralela

Datos	
Torque máx.	12000 N.mm
Torque máx. experimental del jet	0 N.mm
Puntos de apoyo	2
Torque por mordaza	6000 N.mm
Diámetro de fuerza	26.45 mm

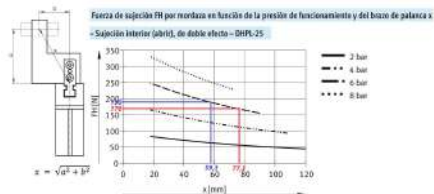
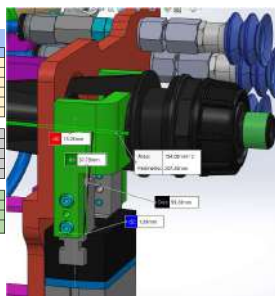
Resultados		
Magnitud de vector a (dx)		57.75 mm
Magnitud de vector b (dz)		13.25 mm
Magnitud vector resultante X		59.25 mm
CON ESTA MAGNITUD SE TRAZA EL GRÁFICO DE CATALOGO Y SE OBTIENE FUERZA TOTAL POR MORDAZA		

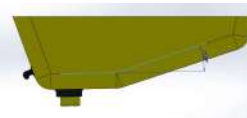
Magnitud vector resultante X	59,25	mm
------------------------------	-------	----

CON ESTA MAGNITUD SE TRAZA EL GRÁFICO DE CATALOGO Y SE OBTIENE FUERZA TOTAL POR MORDAZA

Radio de tuerca	30 mm
Fuerza ejercida por mordazas a mm	190 N
Fuerza ejercida por el resorte (la mordaza incluye un resorte)	95 N
Torque resistente por mordaza	8550 N.mm

Torque resistente por mordaza	
Verifica el torque experimental?	VERIFICA
Verifica el torque maximo?	VERIFICA





Ahora bien, se selecciona el modelo con muelle (resorte) incluido lo que nos brinda un momento adicional de 5 N.m quedando así un momento total de:		
Torque resistente por mordaza	5675.67	N.m
Torque adicional por resorte	5000	N.m
Torque resistente total (de la mordaza (por cada mordaza)	10675.67	N.m
Verifica el torque maximo?	VERIFICA	

[illegible]

Hoja de datos

Vacio p_v en función de la presión de funcionamiento p_f
 Alto vacío

Hoja de datos

Caudal de aspiración q_{as} (contra atmósfera) en función de la presión de funcionamiento p_f
 Alto vacío

Hoja de datos

Consumo de aire q_a en función de la presión de funcionamiento p_f
 Gran caudal. Alto vacío/gran caudal de aspiración

Estándar:

[1] VN 05-H...
 VN 07-H...
 VN 10-H...
[2] VN 20-H...
 [12] VN 20-H...
 [13] VN 30-H...

Índice:

[5] VN 05-M...
 [6] VN 07-M...
 [10] VN 10-M...
 [14] VN 10-M...

Estándar:

[1] VN 10-H...
 [3] VN 14-H...
 [4] VN 14-H...
 VN 14-L...

Índice:

[1] VN 10-M...

Cálculo de flexión de la vara		
Datos	# REP	mm
Distancia máxima medida desde centro del lance		2500
Distancia a considerar en cálculo		1,5
Peso de cable + Sujeción de cableal		kg (se toma un valor promedio del peso de los cables)
Peso de la misma vara		kg (se toma 1,27 kg/m de peso de la vara según el fabricante)
Momento flector máximo		11687,7
Distancia al punto mas lejano desde el eje neutro		17,5
Momento de inercia del área		51230,00
Tensión máxima		3,89 kg/cm ²
Tension de fluencia Aluminio 6063		38,11 MPa
		16000 psi
		110,34 kN/m ²
Tension de fluencia Aluminio 6063 + Tension máxima?	Verifica	
Norma interna de la empresa		
Diámetro máximo recomendado para sujeción manual		50 mm
Diámetro mínima recomendado para sujeción manual		30 mm
Diámetro mínimo utilizado para la verificación de la vara		26 mm
Diámetro interior utiliza para la verificación de la vara		26 mm
Parte telescópica		
Parte 1		
Diámetro exterior utilizado para la verificación de la vara		35 mm
Diámetro interior utiliza para la verificación de la vara		26 mm
Espeor		4,5 mm
Verifica norma interna de la empresa	VERIFICA	
Parte 2		
Diámetro exterior utilizado para la verificación de la vara		40 mm
Diámetro interior utiliza para la verificación de la vara		30 mm
Espeor		5 mm
Verifica norma interna de la empresa	VERIFICA	

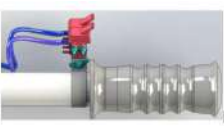


Artículos FESTO			
Brisa que sostiene el cabezal - Artículos			
Eyector	VN-14-H1-T4-PQ2-VA5-RQ3		193520
Acoplamiento interior	KD3-1/4-I		531659
Acoplamiento exterior	KS3-1/4-I		531699
Acoplamiento interior	KD3-1/8-I		531527
Acoplamiento exterior	KS3-1/8-I		531666

Dimensionamiento - Valvulas			
Sistema de sostén de los implementos - Caudal Máximo			
Dámetro del pistón del cilindro		10 mm	
Carerra del cilindro		15 mm	
Ciclos completos por minutos		1 ciclo	
Presión absoluta		7 bar	
Numero de efectos del cilindro		1 (simple efecto)	
Caudal consumido por cilindro		0.008246681	Nl/min
Caudal Máximo consumido por cilindros en un cabezal (Carra-Retorno-Realta vs		0.024740462	Nl/min
Caudal Consumido por Pinza paralela DHPS-25-A-NC			
Dámetro del pistón del cilindro		25 mm	
Carerra del cilindro		24.5 mm	
Ciclos completos por minutos		1 ciclo	
Presión absoluta		7 bar	
Numero de efectos del cilindro		1 (simple efecto)	
Caudal consumido por cilindro		0.084184696	Nl/min
Caudal Consumido por Pinza angular HGRT-40-A-G2			
Dámetro del pistón del cilindro		40 mm	
Carerra del cilindro		54.8 mm	
Ciclos completos por minutos		1 ciclo	
Presión absoluta		7 bar	
Numero de efectos del cilindro		1 (simple efecto)	
Caudal consumido por cilindro		0.482045977	Nl/min
Sistema de agarre con ventosas - Caudal Máximo			
Caudal Máximo consumido por ventosas en un cabezal		41.67 L/min	
Caudal Máximo de Eyector		19.5520 L/min	
Valvula escopista			
valvula de palanca basculante 3/2		KHFO-3-PK-3	33003
Caudal maximo de funcionamiento		80 L/min	







Característica	Valor
Función de la válvula	3/2 vías, abierta/cerrada monostable
Caudal nominal normal	80 l/min
Conexión resúltado de utilización	PK-3
Presión de funcionamiento	0 bar - 6 bar
Forma constructiva	Asiento del émbolo
Dámetro nominal	2.5 mm
Tipo de control	Directo
Conformidad PMS	VDMA24364-01/02 L
Temperatura ambiente	-10°C...60°C
Fuerza de accionamiento con posición normal cerrada	7.5 N
Fuerza de funcionamiento con posición normal abierta	6.3 N
Peso del producto	20 g

DISPOSITIVO ROTADOR

Flexión

CÁLCULO DE EJE DISPOSITIVO ROTADOR

Para valorar el tamaño del eje que sostiene el dispositivo rotador, suponemos la siguiente (para) condición. Sabiendo que el tanque de 3600 L pesa 200 kg y que la máxima distancia desde el frente del eje al final de la barra es de 2275 mm (ver imagen), suponemos que toda la carga se concentra a esa distancia. Agradecemos un factor de seguridad de 1.5 y calculamos el esfuerzo normal a flexión. Consideramos como material el SAE 1045, con una tensión de fluencia de 340 MPa (1).

$$\sigma = \frac{M_y}{I}$$

$$I_y = \frac{1}{12} \pi r^4$$

$$I_y = \frac{1}{12} \pi r^4$$

Área circular

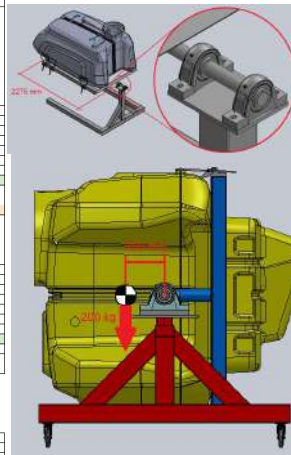
Distancia	2275 mm
Carga	200 kg
Factor de seguridad	1.5
Momento flexor	6688.5 N.m
Tensión de fluencia (SAE 1045)	340 MPa
Díámetro mínimo del eje	55.82 mm

CÁLCULO DE TORQUE A ROTAR

Para poder rotar el tanque es necesario aplicar un torque. Para estimar el mismo, consideramos el mayor de los pesos de los tanques, 200 kg (tanque 3600 L), en la peor posición (a 90° con respecto al piso) y estimamos que el centro de gravedad se encuentra a 200 mm con respecto al centro del eje. A su vez, estimamos un factor de seguridad de 1.5.

Carga	200 kg
Distancia	200 mm
Factor de seguridad	1.5
Torque	735000 N.mm
Tensión de fluencia (SAE 1045)	340 MPa
Tensión de corte de fluencia (se considera la mitad de la tensión de fluencia)	170 MPa
Díámetro mínimo del eje	35.31 mm

Teniendo en cuenta que el eje está más comprometido a la flexión que a la torsión, se decide utilizar un eje de 70mm de diámetro de mínimo



$$\tau_{\max} = \frac{Tc}{J}$$

(5-6)

Aquí $\tau_{\max}$ = el esfuerzo cortante máximo en el eje, que se produce en la superficie de entrada
 T = el par de torsión interno resultante que actúa en la sección transversal. Su valor se determina a partir del método de las secciones y la ecuación de equilibrio de momentos aplicados respecto a la línea central longitudinal del eje.
 J = el momento polar de inercia del área de la sección transversal
 c = el radio exterior del eje

CÁLCULO HORQUILLA QUE SOSTIENE EL TANQUE

Para corroborar el tamaño de los tubos cuadrados que pertenecen al conjunto soldado de la horquilla que sostiene al tanque, sabemos que el tanque de mayor tamaño (3600 L) pesa 200 kg, utilizando un factor de seguridad de 1.5 y suponiendo que el peso del tanque actúa en el medio de las barras, procedemos a verificar el tamaño de los tubos. (ver imagen)

BARRAS 1 (2000 mm de largo)

Consideramos que la barra está empujada en el extremo derecho (ver imagen)

Fuerza	200 kg
Distancia de aplicación de la fuerza	1000 mm
Momento de inercia del tubo cuadrado (100 x 100 x 6.35) [https://skyciv.com/es/section-builder/]	3130450 mm ⁴
Fibra más alejada con respecto al centro [https://skyciv.com/es/free-moment-of-inertia-calculator/]	50.00 mm
Momento flexor	1960000 N.mm
Factor de seguridad	1.5

Tensión normal máxima en el perfil	46.96 MPa
Tensión de fluencia (TE-20) [https://tubos.org.com/airimages/catalogo-tubosestructurales.pdf]	270 MPa

Comparando la tensión máxima a la que estaría sometido el perfil con la tensión de fluencia del Acero estructural TE-20, vemos que sería admisible utilizar el perfil de 100 x 100 x 6.35 para sostener el tanque

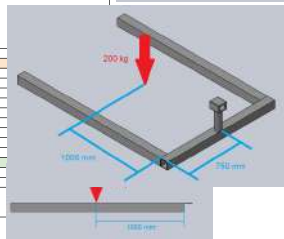
BARRA 2 (1500 mm de largo)

Consideramos que esta barra está sometida a un esfuerzo de torsión con un torque aplicado de 200 kg x 1000 mm (ver imagen). Para ello verificamos que la misma resista a esta torque

Fuerza	200 kg
Distancia donde se aplica la fuerza	1000 mm
Momento torsor	1960000 N.mm
Momento polar de inercia [https://skyciv.com/es/section-builder/]	5385620 mm ⁴
Fibra más alejada con respecto al centro [https://skyciv.com/es/free-moment-of-inertia-calculator/]	50.00 mm
Factor de seguridad	1.5

Tensión de corte máxima en el perfil	27.29 MPa
Tensión de fluencia (TE-20) [https://tubos.org.com/airimages/catalogo-tubosestructurales.pdf]	135 MPa

Comparando las tensiones obtenidas, verificamos que el tubo cuadrado (100 x 100 x 6.35) satisficiera el requerimiento



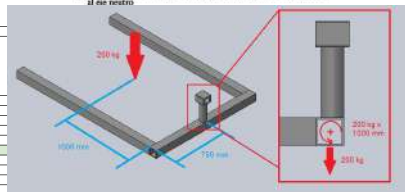
La integral representa el momento de inercia del área de la sección transversal respecto al eje neutro. Su valor se simboliza con I . Por consiguiente, se puede despejar r de la ecuación 6-11 y escribir

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{I}$$

(6-12)

Aquí

$\sigma_{\max}$ = el esfuerzo normal máximo en el elemento, que se produce en el punto sobre el área de la sección transversal que está más alejado del eje neutro
 M = el momento interno resultante, determinado a partir del método de las secciones y de las ecuaciones de equilibrio; se calcula respecto al eje neutro de la sección transversal
 c = la distancia perpendicular desde el eje neutro hasta el punto más alejado del eje neutro. Aquí es donde actúa $\sigma_{\max}$
 I = el momento de inercia del área de la sección transversal respecto al eje neutro



Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{M_y}{I}$$

$$\sigma = \frac{F \cdot l}{\pi r^4}$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{F \cdot l}{\pi r^4}}$$

CÁLCULO EJE SOPORTE DE HORQUILLA

Para terminar de verificar el conjunto de la horquilla que sostiene al tanque, verificamos el soporte que desliza la horquilla respecto al eje de giro. El mismo lo consideramos a un esfuerzo de tracción pura teniendo que soportar el peso completo del tanque, consideraremos como siempre el tanque de 3600 L, que es el de mayor masa (200 kg) y un factor de seguridad de 3. Teniendo estos datos calculamos el diámetro mínimo del soporte.

Carga	200 kg
Factor de seguridad	3
Tensión de fluencia (SAE 1045)	340 MPa
Díámetro mínimo del eje soporte sometido a tracción	4.69 mm

Verificación a la flexión

Además de verificar el eje soporte a la tracción pura, comprobamos que resista a la flexión transmitida por la horquilla. (ver imagen ilustrativa)

Carga	200 kg
Distancia	1000 mm
Factor de seguridad	1.5
Tensión de fluencia (SAE 1045)	340 MPa
Momento flexor	2940000 N.mm

Díámetro mínimo del eje soporte sometido a flexión	44.49 mm
--	----------

Conclusión: El diámetro que se eligió para el eje soporte es de 80 mm, aproximadamente 20 y 2 veces mayor que el diámetro mínimo requerido para la tracción y flexión respectivamente

CÁLCULO PERNO AJUSTE DE ALTURA

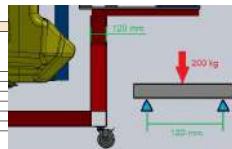
Para saber el diámetro mínimo que debe tener el perno que permite regular la altura, calculamos un eje circular al corte sabiendo que el tanque de mayor capacidad (3600 L) es el más pesado, 200 kg. Utilizando un factor de seguridad de 2, y sabiendo que se trata de un caso de corte puro calculamos.

Carga	200 kg
Distancia entre apoyos	120 mm
Factor de seguridad	2
Tensión de fluencia (Acero F-341) [https://metalicas.tiipod.com/tubobuildercenter/]	240 MPa

Al tratarse de un corte puro, comparamos la tensión al corte con la tensión de fluencia directamente. Es decir tau lo comparamos con sigma elástico

Díámetro mínimo del perno	4.56 mm
---------------------------	---------

Se decide utilizar un perno de diámetro de 15 mm



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

$$\sigma = \frac{F \cdot l}{\pi r^4}$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{F \cdot l}{\pi r^4}}$$

SELECCION DEL MOTOREDUCTOR

Teniendo en cuenta la misma situación que cuando calculamos el eje a la torsión, es decir, sabiendo que la peor condición en cuanto al torque que hay que realizar para girar el tanque se da cuando el mismo se encuentra a 90° respecto al piso, y sabiendo que la masa del tanque de mayor tamaño es de 200 kg, que el centro de masa se encuentra a 250 mm y que consideramos un factor de seguridad de 1,8, obtenemos un torque para poder seleccionar un reductor.

Carga	200	kg
Distancia	250	mm
Factor de seguridad	1,8	
Torque de salida	735	N.m
	735000	N.mm
	75	kgf.m

Por cuestiones de seguridad se girará el tanque a 2 RPM, sabiendo el torque de salida necesario y la velocidad de giro del tanque, tendremos una potencia a la salida del motoreductor de:

Velocidad angular del tanque	2	RPM
Potencia necesaria del motoreductor	0,209	kW
	0,21	HP

Afectando esta potencia obtenida por un factor de rendimiento del 80% tenemos:

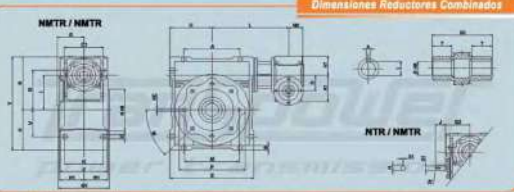
Rendimiento	80	%
Potencia afectada por rendimiento	192,42	W
	0,26	HP

Seleccionando un motoreductor de la empresa "Transpower", <https://www.transpower.es/la-servicio-technica-reducciones>
motoreductores-NMTR-NMTR, así seleccionamos el modelo 800/110

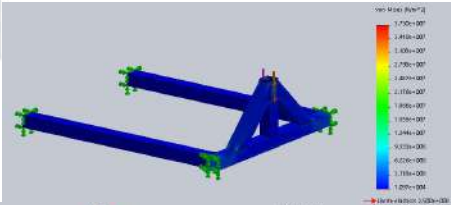
ACLARACIÓN: cabe destacar que el eje de salida del reductor según el catálogo es de 42 mm pero como este eje estará sometido a torsión, cumple con el requisito de tener un diámetro mínimo de 35 mm tal como se dimensionó en el cálculo del torque a rotar.

Tabla de Selección para potencia de 1000 a 10000

		Datos de la Unidad Reductora											
Potencia (HP)	Potencia (kW)	1	1,5	2	3	4	5,5	7,5	10	15	20	30	40
8,0	5,8	0,0002	0,0005	0,0010	0,0020	0,0030	0,0040	0,0060	0,0080	0,0120	0,0160	0,0240	0,0320
10,0	7,3	0,0003	0,0007	0,0015	0,0030	0,0045	0,0060	0,0090	0,0120	0,0180	0,0240	0,0360	0,0480
12,5	9,1	0,0004	0,0010	0,0020	0,0040	0,0060	0,0080	0,0120	0,0160	0,0240	0,0320	0,0480	0,0640
15,0	11,0	0,0005	0,0013	0,0025	0,0050	0,0075	0,0100	0,0150	0,0200	0,0300	0,0400	0,0600	0,0800
18,0	13,2	0,0006	0,0016	0,0030	0,0060	0,0090	0,0120	0,0180	0,0240	0,0360	0,0480	0,0720	0,0960
20,0	14,7	0,0007	0,0018	0,0035	0,0070	0,0105	0,0140	0,0210	0,0280	0,0420	0,0560	0,0840	0,1120
25,0	18,4	0,0009	0,0022	0,0045	0,0090	0,0135	0,0180	0,0270	0,0360	0,0540	0,0720	0,1080	0,1440
30,0	22,1	0,0011	0,0027	0,0055	0,0110	0,0165	0,0220	0,0330	0,0440	0,0660	0,0880	0,1320	0,1760
35,0	25,8	0,0013	0,0032	0,0065	0,0130	0,0195	0,0260	0,0390	0,0520	0,0780	0,1040	0,1560	0,2080
40,0	29,5	0,0015	0,0037	0,0075	0,0150	0,0225	0,0300	0,0450	0,0600	0,0900	0,1200	0,1800	0,2400
45,0	33,2	0,0017	0,0041	0,0085	0,0170	0,0255	0,0340	0,0510	0,0680	0,1020	0,1360	0,2040	0,2720
50,0	36,9	0,0019	0,0045	0,0095	0,0190	0,0285	0,0380	0,0570	0,0760	0,1140	0,1520	0,2280	0,3040
55,0	40,6	0,0021	0,0049	0,0105	0,0210	0,0315	0,0420	0,0630	0,0840	0,1260	0,1680	0,2520	0,3360
60,0	44,3	0,0023	0,0053	0,0115	0,0230	0,0345	0,0460	0,0690	0,0920	0,1380	0,1840	0,2760	0,3680
65,0	48,0	0,0025	0,0057	0,0125	0,0250	0,0375	0,0490	0,0730	0,0960	0,1440	0,1920	0,2880	0,3840
70,0	51,7	0,0027	0,0061	0,0135	0,0270	0,0405	0,0530	0,0790	0,1040	0,1560	0,2080	0,3120	0,4160
75,0	55,4	0,0029	0,0065	0,0145	0,0290	0,0435	0,0570	0,0850	0,1120	0,1680	0,2240	0,3360	0,4480
80,0	59,1	0,0031	0,0069	0,0155	0,0310	0,0465	0,0610	0,0910	0,1200	0,1800	0,2400	0,3600	0,4800
85,0	62,8	0,0033	0,0073	0,0165	0,0330	0,0495	0,0650	0,0970	0,1280	0,1920	0,2560	0,3840	0,5120
90,0	66,5	0,0035	0,0077	0,0175	0,0350	0,0525	0,0690	0,1030	0,1360	0,2040	0,2720	0,4080	0,5440
95,0	70,2	0,0037	0,0081	0,0185	0,0370	0,0555	0,0730	0,1090	0,1440	0,2160	0,2880	0,4320	0,5760
100,0	73,9	0,0039	0,0085	0,0195	0,0390	0,0585	0,0770	0,1150	0,1520	0,2280	0,3040	0,4560	0,6080



800/110		L 228	
A	170	M	165
B	12	N	130
C	6	N1	74
D	120	N2	43,5
E	42	O	14
F	14,5	P	200
G	105	Q	125
H	74	R	107,5
I	127,5	S	84
J	80	T	54,5
K	10	U	45,1
L	110	V	18
M	50	W	45,1
N	30	X	205
O	115	Y	205
P	110 x 18 x 8	Z	144



COMPROBACIÓN BASE ESTRUCTURAL

Para comprobar la rigidez de la base, se realizó una simulación en solidworks. Para ello se tomaron 4 empujamientos en los extremos del conjunto soldado base (se quitaron las ruedas por problemas en el mallado del programa) y se colocó una fuerza de 4000 N (400 kg aprox) repartida en los apoyos donde iba el perno de ajuste de altura. A continuación notamos los resultados más relevantes

Tensión equivalente de Von Mises (se toma como referencia la tensión máxima en la que se comienza a apreciar la su superficie de manera que se pueda apreciar)	4	MPa
--	---	-----

Desplazamiento (máximo)	0,0325	mm
-------------------------	--------	----

Haciendo un cálculo rápido de la barra vertical sometida a compresión tenemos que:

Carga	4000	N
Área de la sección del tubo cuadrado	2229,44	mm ²
Tensión a compresión	1,79	MPa

Prácticamente la teoría nos corrobora que los resultados arrojados por SolidWorks están dentro del orden de magnitud.

Sabiendo que la tensión de fluencia del tubo es de 270 MPa (tomando como referencia el TE-20, <https://hubersa.com.ar/imagenes/catalogo>, <https://estructurales.org/>) podemos confirmar que la base estructural resistirá las exigencias a las que será sometida.



Cálculo de la chavetas - Eje Conducido (Acoplamiento-Eje-Cubo horquilla)		
Anchura b	20	mm
Altura h	8	mm
Límite elástico	60	kg/mm ²
Momento Torsor Mt	735	kg.m
FOS	1,8	
Diámetro del eje	70	mm

Fallo por cizallamiento	52,5	mm
Fallo por aplastamiento	131,25	mm

Fallo por cizallamiento:

La fuerza de corte F sobre la chaveta, debida al momento Mt que se transmite será:

$$F = 2 \cdot \frac{M_t}{D}$$

donde que las tensiones en la sección de corte:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot h} = \frac{2M_t}{D \cdot b \cdot h}$$

Si se utiliza el **criterio de Tresca** para su dimensionado, la longitud l necesaria para que no se produzca el fallo, con un **coeficiente de seguridad** n_s será:

$$l \geq \frac{4M_t \cdot n_s}{D \cdot b \cdot \sigma_s}$$

Fallo por aplastamiento:

La tensión de compresión sobre las caras laterales de la chaveta será:

$$\sigma_{apl} = \frac{2M_t}{D \cdot b \cdot l}$$

Esta tensión de aplastamiento no debería superar la tensión admisible a compresión, por lo que para que no se produzca el fallo con un coeficiente de seguridad n_s, la longitud requerida será:

$$l \geq \frac{4M_t \cdot n_s}{D \cdot b \cdot \sigma_s}$$

Finalmente, se escogerá la longitud más desfavorable obtenida de los dos comprobaciones anteriores. Se puede comprobar que ambos criterios dan lugar a la misma longitud para chavetas cuadradas (b = h).

Un coeficiente de seguridad adecuado para la mayoría de aplicaciones industriales es n_s = 3. Si la longitud calculada excede el espacio disponible para la chaveta, se aumentará el número de chavetas, distribuyéndolas siempre uniformemente en la periferia. Si el número de chavetas necesario es superior o igual a 3, es recomendable utilizar ejes acanalados en su lugar.

puestas de interior para implementos - Agarre de tuercas - Dispositivo -

Propuesta	Descripción	Ventajas	Desventajas	Incognitas	Conclusión
Propuesta 1: Imanes/Electroimanes	Utilizar electroimanes o imanes permanentes para sostener los implementos	Facil instalación y uso: Los imanes podrán posicionar rápidamente en el lugar deseado a los implementos ya que el mismo se manipula del lado de afuera por parte del operario.	Fuerza limitada: Los imanes permanentes pueden no ser lo suficientemente fuertes para sostener implementos pesados.	Fuerza del imán	Se descarta la idea de utilizar imanes/electroimanes dado que se requiere una corriente y superficie excesiva para asegurar la fuerza de apriete manteniendo valores de flujo magnéticos seguros para la salud de los operarios.
		No requiere ingreso al tanque: Los operarios pueden manipular los imanes desde fuera del tanque.	Dependencia de materiales: Solo funciona con materiales ferromagnéticos.	Corriente necesaria	
		Versatilidad: Los imanes pueden sostener una variedad de implementos sin necesidad de ajustes complejos ya que la misma depende de la fuerza magnética hacia el material ferromagnético	Seguridad: Riesgo de que los implementos se caigan o se suelten dentro del tanque si se desenganchan accidentalmente.	Área necesaria del imán	
		Si se utilizan electroimanes, la fuerza de sujeción se puede ajustar variando la corriente eléctrica	Necesidad de construir un dispositivo que actúe como base metálica de montaje para poder colocar a los implementos allí	Costo	
		Control remoto: Se pueden activar y desactivar a distancia, lo que mejora la seguridad	Requiere energía eléctrica: Necesita una fuente de alimentación constante para funcionar.		
			Complejidad: Mayor complejidad de los electroimanes en comparación con los imanes permanentes debido a la necesidad de un sistema eléctrico.		
Propuesta 2: "Pinza larga sin articulación fija/telescópica"		Acceso a lugares profundos: Permite alcanzar a montar los implementos en áreas profundas del tanque.	Limitación en accesorios localizados a la altura de la tapa del tanque (respiradores y lavatanques)	Fuerza de apriete	La propuesta de utilizar una pinza larga sin articulación, ya sea fija o telescópica, genera limitaciones en el montaje de los implementos, tanto para su localización como para la precisión de los mismos. Además, sería imposible sujetar los implementos que se encuentran en la parte superior interna (lavanques y respiraderos) debido a su localización. Si el operario quisiera realizar dicha operación con esta pinza, no estaría en una posición adecuada para soportar el torque de ajuste de la rosca de forma ergonómica. Debido a estas razones, la propuesta no es la indicada, por lo que se descarta
		Simplicidad: Diseño simple, de rápida implementación y fácil de operar.	Precisión limitada: Sin articulación, puede ser complicado posicionar exactamente los implementos.	Torque promedio para el ajuste del implemento	
		Bajo costo: Debido a diseño simple y económico	Cobertura limitada: No puede cubrir todos los implementos debido a la geometría irregular del tanque.	Torque máximo soportado por el implemento	
		Mantenimiento nulo: No tiene partes móviles complejas, lo que reduce la necesidad de mantenimiento.		Fuerza máxima a aplicar por el operario	
Propuesta 2: "Pinza larga con articulación fija/telescópica"	Utilizar un sistema de barras con la posibilidad de sostener los implementos que se pueda maniobrar desde el ingreso (la tapa) del tanque o desde algún otro agujero donde no se haya colocado el implemento aún. El sistema de barras puede ser con o sin articulación, dependiendo del diseño a adquirir, y con la posibilidad de ser o no telescópico.	Flexibilidad: La articulación permite alcanzar y sujetar a los implementos en áreas de difícil acceso dentro del tanque, lo que es esencial para este tipo de tanques con geometrías irregulares	Necesidad de Mantenimiento: Las partes móviles y articulaciones pueden desgastarse con el tiempo y requerir mantenimiento regular (de bajo costo) para asegurar un funcionamiento óptimo.	Fuerza de apriete	La propuesta de utilizar una pinza larga con articulación, ya sea fija o telescópica, permitiría una mayor flexibilidad en la maniobrabilidad, facilitando la localización, sujeción y ajuste preciso de los implementos. La articulación proporciona diferentes ángulos de acceso, mejorando la eficiencia y reduciendo el esfuerzo necesario. Incorporar la característica telescópica permite configurar la longitud necesaria para maniobrar en tanques de diversas longitudes, generando un dispositivo de inercia variable que ajusta el torque en la mano del operario. Su diseño adaptable y capacidad de configuración telescópica proporcionan un control óptimo sobre la posición y el torque aplicado, asegurando un montaje preciso y seguro sin necesidad de que los operarios ingresen al tanque, lo cual mejora significativamente la seguridad laboral.
		Precisión: Mayor control sobre la posición y el manejo de los implementos.		Torque promedio para el ajuste del implemento	
		Ergonomía: Facilita el trabajo desde el exterior del tanque, lo que reduce el esfuerzo físico y la fatiga de los operarios.		Torque máximo soportado por el implemento	
		Menor necesidad de Entrenamiento		Fuerza máxima a aplicar por el operario	
		Especializado: Aunque requiere habilidad para operar, es más intuitiva y fácil de aprender en comparación con sistemas más complejos como robots			
		Costos: Menos costosa que soluciones automatizadas o robotizadas, ofreciendo un buen balance entre costo y funcionalidad			
		Adaptabilidad: Puede ser diseñada con diferentes longitudes y tipos de articulaciones para adaptarse a diferentes tamaños de tanques y configuraciones específicas			
		Bajo Mantenimiento: Aunque requiere más mantenimiento que una pinza simple, los sistemas telescópicos y de articulación pueden ser diseñados para un mantenimiento relativamente fácil y accesible.			
		Seguridad: Debido a que la pinza posee articulación y es fija/telescópica, pudiendo llegar a todos los implementos desde el lado exterior del tanque, no sería necesario la entrada de los operarios al interior del mismo			

Propuesta 3: Bolsa neumática	Una vez colocados los implementos con ayuda de una barra guía o alambre y habiéndolos acomodados con morsas tipo "G" (o postizos) desde afuera, inflar un "globo de goma" con un ventilador o compresor desde la tapa para sostener los accesorios desde dentro y poder ajustar desde fuera	Adaptabilidad: Se adapta a diferentes formas y tamaños de implementos.	Complejidad: Requiere un sistema de inflado y desinflado controlado.	Fuerza de apriete	La propuesta de utilizar una bolsa neumática presenta diversas limitaciones que dificultan su viabilidad para el montaje de implementos en tanques. La complejidad asociada con el sistema de inflado y desinflado ya sea por medio de un ventilador o un compresor de aire comprimido que requiere 30 bar de presión, el riesgo de fallas o fugas que se pueden dar debido al sellado de la misma bolsa, la poca practicidad y eficiencia del proceso debido a sus altos tiempos de llenados, la necesidad de altas presiones y dispositivos adicionales, así como las preocupaciones de seguridad que esto implicaría, hacen que esta opción no sea adecuada para nuestras necesidades. Por lo tanto, se descarta la propuesta de la bolsa neumática en favor de alternativas más eficientes y seguras.
		Sujeción uniforme y robusta: Puede sostener varios implementos simultáneamente con la fuerza de apriete requerida distribuyendo a la misma uniformemente en toda la sección del implemento..	Riesgo de fallas o fugas: Posibilidad de desinflado accidental, lo que podría llevar a la caída de los implementos y la pérdida de la fuerza de apriete necesaria	Área de implementos (tomando de referencia tuerca de 2" 1/2"	
			Poca practicidad: El proceso de inflar y desinflar puede ser engorroso y lento, reduciendo la eficiencia del montaje	Presión de aire comprimido)	
			Altas presiones (30 bar): El uso de presiones altas puede presentar riesgos adicionales y requerir equipos más robustos y costosos	Volumen a llenar	
			Utilización de pinzas sargentos: Requiere el uso de pinzas sargentos para posicionar los implementos antes de inflar la bolsa, añadiendo pasos adicionales al proceso	Caudal de compresor de 30 bar Atlas copco Serie LT 20-30	
			Seguridad: El manejo de sistemas de alta presión y bolsas neumáticas puede presentar riesgos adicionales para la seguridad de los operarios, especialmente si no se siguen adecuadamente los procedimientos de seguridad	Tiempo de llenado	
Propuesta 4: Herramienta tipo arpon	Utilizar un sistema de gancho que permita sostener desde fuera el accesorio que va en el interior mientras se ajusta desde fuera el resto del implemento		Necesidad de dispositivo adicional: Requiere un dispositivo de agarre para llevar el implemento al hueco correspondiente antes de que la bolsa pueda actuar, lo que añade pasos adicionales al proceso y puede complicar la operación.	Costo de compresor de aire comprimido a tornillo	La propuesta de utilizar herramientas tipo arpon para la sujeción y el montaje de los implementos en el tanque se vuelve prácticamente inviable. Esto se debe a que no todos los implementos son huecos, lo que impide que el arpon pueda actuar una vez que el implemento esté posicionado. Además, en el caso de decidir utilizar esta propuesta junto con el comentario anterior, los puntos de agarre exteriores del tanque no serían efectivos debido a la irregularidad de su geometría. Aunque a primera vista podría parecer una solución viable aplicando un diseño suficiente, esta opción requiere que todos los implementos tengan la capacidad de ser huecos en su interior para que el arpon pueda actuar y sujetar la tuerca. Por estas limitaciones y consideraciones, se concluye que la propuesta de utilizar herramientas tipo arpon para el montaje de implementos en el tanque será descartada en favor de opciones más viables y efectivas
		Fácil de usar: Similar a un gancho, es intuitivo y fácil de manejar para el operario.	Limitación de uso: Puede no ser adecuado para todos los tipos de implementos y hasta incluso no cumplir con todas las operaciones necesarias para montar completamente el implemento.	Cantidad de implementos/eq uipos totales	
		Precisión: Permite una sujeción firme y precisa de los implementos.	Acceso: Puede ser difícil de manipular a los implementos en tanques con geometrías complejas.	Cantidad de implementos que pueden montarse con la herramienta tipo arpon	
			Cobertura limitada: No cubre todos los implementos, ya que no todos son huecos y pueden no tener puntos adecuados para que el arpon se enganche.	Porcentaje de utilización efectiva	
Propuesta 5: Robot	Utilizar un robot automatizado para poder realizar el montaje de los implementos		Necesidad de dispositivo adicional: Requiere un dispositivo de agarre para llevar el implemento al hueco correspondiente antes de que el arpon pueda actuar, lo que añade pasos adicionales al proceso y puede complicar la operación.		La propuesta de utilizar un robot automatizado ofrece numerosas ventajas para el montaje de los implementos. Equipado con una pinza rotulada, brazos articulados y una programación específica para cada uno de los implementos en su espacio tridimensional de trabajo, el robot puede alcanzar cualquier punto del tanque con la precisión y automatización adecuadas. Sin embargo, esta solución, aunque eficiente en términos de tiempo de producción, resulta costosa y demanda un mantenimiento considerable, así como un cuidado especial en el área de trabajo debido al gran espacio físico que requiere. Además, es crucial considerar que la programación del robot se basa en coordenadas en un espacio tridimensional. lo que presenta un desafío ya que no todos los
		Automatización: Reduce la necesidad de intervención humana, aumentando la seguridad. Precisión y repetibilidad. Alta precisión en la instalación de implementos. Eficiencia. Puede operar de manera continua y sin fatiga. Reducción de errores humanos. Minimiza los errores asociados con el montaje manual. Capacidad de programación. Puede ser programado para diferentes tareas y.	Costo: Inversión inicial alta en tecnología y programación. Mantenimiento: Requiere mantenimiento regular y especializado. Adaptabilidad: Puede ser menos flexible para ajustes en el diseño o cambios en los. Tolerancias geométricas y dimensionales del tanque. Debido al proceso de. Complejidad de integración. Integrar el robot en el proceso existente puede ser. Dependencia de personal especializado: Necesita personal especializado para su. Espacio físico: Puede requerir una cantidad significativa de espacio físico.	Costo Robot ABB IRB 6650S Gripper para IIR 6650S. Precio inversión inicial sin Verdadera posición (Norma lineales (Norma Dimensiones de radios (Norma	

Racord	Distancia [cm]	Fuerza Medida [kg]	Fuerza Promedio [kg]	Torque [N.mm]	
Sensor de nivel (abajo)	31	2.33 2.33 2.98 1.06 3.74 1.56 1.36 1.09 0.81 1.21 1.51 1.02 1.37 1.39	1.70	5155,92	
Respiradero (más cerca)	16	4.86 4.40 4.53 4.12 1.51 4.17 2.41 3.93 2.02 3.39 1.86 1.84 1.98	3.16	4947,64	
Lavatanque (más cerca)	10	0.57 2.35 0.30 1.80 0.55 0.45 1.76 0.40 1.12 0.60 0.40	0.94	917,64	
PROMEDIO TORQUE [N.mm]				3673,73	

Racord	Distancia [cm]	Fuerza Máx. Medida[kg]	Torque maximo hecho por Operario [N.mm]	Torque máximo a limite elastico [N.mm]
Sensor de nivel (abajo)	31	3.74	11362.12	91942.24
Respiradero (más cerca)	16	4.86	7620.48	148528.42
Lavatanque (más cerca)	10	2.35	2303.00	148528.42

Torque máximo	12000	N.mm	
Cantidad de apoyos	2		
	Distancia		
	Hexagono/Octogono entre		
Tipo de Rosca BSP	caras opuestas	Fuerza a soportar por apoyo N	Fuerza a soportar por apoyo Kgf
2 1/2"	86	279.07	28.48
2"	72	333.33	34.01
1 1/2"	57	421.05	42.96
1 1/4"	52	461.54	47.10
3/4"	34	705.88	72.03

Distancias tomadas desde el centro de la Tapa del tanque Modelo 3600

Tolerancia dimensional teórica a cumplir [mm]		
Dimensiones de radios (Norma EP-100 PLA) [mm]	" +1,5"	" -1"
Dimensiones de radios (Norma EP-100 PLA) [mm]	2,5	

Distancias medidas desde el centro de la tapa del tanque Modelo 3600						
Número	Descripción de Racores		1era Medición [mm]	2da Medición [mm]	3ra Medición [mm]	Mayor variación Diametral [mm]
1	Respiradero	1	60,22	61,26	62,34	2,12
		2	60,42	62,18	61,4	1,76
2	Lavatanques	1	76,62	76,84	75,26	1,58
		2	76,5	74,32	74,72	2,18
3	Carga tanque	1	61,42	60,38	61,68	1,3
4	Retorno tanque	1	50,2	48,78	49,54	1,42
5	Regla visual	1	27,7	27,82	27,54	0,28
6	Desagote	1	27,3	26,28	27,54	1,26
7	Conjunto desagüe	1	44			0
8	Sensores de nivel	1	60,5	60,5	61	0,5
		2	61,8	59,82	61,92	2,1
9	Antitorbellino	1	60,8	60	60,48	0,8
10	Agitadores	1				0
		2	41,9	42	41,5	0,5
11	válvula de retorno	1	42,12	41,9	41,6	0,52

La lista de componentes está ordenada de la misma forma que la pestaña "Ubicación Tanque 3600 - CAD - Relevamiento" para poder visualizar rápidamente el record

Calculos de Torques max a Lim. Elasticos y Fuerza máx para romper racores

Ejemplo: Lavatanque Rosca 2"1/2"		
Diametro exterior	75,184	mm
Diametro interior	72,226	mm
Momento de inercia polar Iz	465290,0295	mm ⁴
Brazo de palanca	100	mm
Radio exterior del eje	37,592	mm
Material de los implementos Polipropileno		
Limite de rotura	20	MPa
Limite elastico	12	MPa
Torque máximo a limite elastico		
	148528,42	N.mm
	15155,96	kg.mm
Fuerza maxima del operario		
	151,56	kg

Ejemplo: Respiradero (más cerca)		
Diametro exterior	75,184	mm
Diametro interior	72,2260	mm
Momento de inercia polar Iz	465290,0295	mm ⁴
Brazo de palanca	160	mm
Radio exterior del eje	37,592	mm
Material de los implementos Polipropileno		
Limite de rotura	20	MPa
Limite elastico	12	MPa
Torque máximo a limite elastico		
	148528,42	N.mm
	15155,96	kg.mm
Fuerza maxima del operario		
	94,72	kg

Ejemplo: Sensor de nivel (abajo) 2"		
Diametro exterior	59,614	mm
Diametro interior	56,656	mm
Momento de inercia polar Iz	228376,85	mm ⁴
Brazo de palanca	310	mm
Radio exterior del eje	29,807	mm
Material de los implementos Polipropileno		
Limite de rotura	20	MPa
Limite elastico	12	MPa
Torque máximo a limite elastico		
	91942,24	N.mm
	9381,86	kg.mm
Fuerza maxima del operario		
	30,26	kg

TABLE 1-39
Properties of some thermoplastics (Cont.)

Name of plastic	Tensile strength, σ_{ut}		Elongation in 50 mm (2 in), %	Modulus of elasticity, E		Izod impact strength		Hardness, Rockwell	Resistance to		Coefficient of friction, μ		Application
	MPa	kpsi		GPa	Mpsi	J	ft-lbf		Heat	Chemical	With plastic	With steel	
Phenylene oxide	48-123	7.0-17.3	4-60	2.4-6.4	0.35-0.93	2.7-6.8	2-5	115-119 R 106-108 L	Good	Fair			Small housing for power tools, pumps, small appliances, hollow shapes for telephones, flashlight cases, helmets, TV cabinets, cable protective cover, bush-bar sleeves, scrubber-vane mist eliminators
Polycarbonate	55-110	8-16	10-125	2.3-5.9	0.34-0.86	2.7-21.7	2-16	62-91 M	Excellent	Fair	0.52	0.39	Mechanical gears, pistons, rollers, pump impellers, fan blades, rotor housing for pumps, power tools, phone cases, transparent parts for safety glasses, lenses and snowmobile windshields, refrigerator shelves, and flashlight cases
Polyimide	25-345	3.6-50	<1			0.3-23	0.25-17	88-120 M	Excellent	Excellent			Molded polyimides are used in jet-engine vane bushings, high load bearings for business machines and computer printout terminals, gear pump gaskets, hydraulic valve seals, multilayer printed-circuit boards, tubes for oil-well exploration
Polyester	55-159	8-23	1-300	1.9-11.7	0.28-1.7	0.7-2.6	0.5-1.9	65-100 M	Excellent	Poor	0.12 0.22	0.12 0.12	Flashlight and phone cases, housing for pumps, power tools and other appliances, gears, bushings, bearings, tracks, roller-skate wheels and chute liners
Polyethylene	4-38	0.6-5.5	20-1000	0.1-1.2	0.014-0.18	0.7-27.1	0.5-20	10-65 R					Decorative knobs, automobile steering wheels, eyeglass frames, tool handles, camera cases, phone and flashlight cases, housings for pump and power tools
Polypropylene	34-100	5-14.5	10-500	0.7-6.2	0.1-0.9	0.7-3.0	0.5-2.2	50-110 R					Mechanical cams, pistons, washing machine agitators, fan blades, valves, pump impellers, gears, bushings, chute liners, bearings, tracks, wear strips and other wear-resisting parts
Polysulfone	70	10.2	50-100	25	0.36	1.8	1.3	120 R	Excellent	Excellent			Pipe fittings, battery cases, knobs, camera and handle cases, trim moldings, eyeglass frames, tool handles, housings for pumps, power tools, phone cases, transparent parts, safety glasses, lenses, snowmobile windshields, signs, refrigerator shelves, and vandal-resistant glazing

Source: Machine Design, 1981 Materials Reference Issue, Penton/IPC, Cleveland, Ohio, Vol. 53, No. 6 (March 19, 1981).

Material	Límite elástico (MPa)	Tensión de rotura (MPa)	Densidad (g/cm³)
Acero A36	250	400	7,8
Acero al carbono 1090	250	841	7,58
Piel humana	15	20	2,2
Titanio 11 (Ti-6Al-2Sn-1.5Zr-1Mo-0.35Bi-0.1Si) ⁴	940	1040	4,5
Acero, API 5L X65 ⁵	448	531	7,8
Polietileno de alta densidad (HDPE)	26-33	37	0,95
Polipropileno	12-43	19.7-80	0,91
Acero inoxidable AISI 302 - Cold-rolled	520	860	8,19