

Trabajo Fin de Máster
Máster en Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica

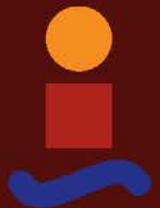
Diseño, Cálculo y Dimensionamiento de un Doble
Actuador Hidráulico Lineal

Autor: Ángel Centeno Baltasar

Tutor: Daniel García Vallejo

Dep. de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Máster
Máster de Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica

Diseño, Cálculo y Dimensionamiento de un Doble Actuador Hidráulico Lineal

Autor:
Ángel Centeno Baltasar

Tutor:
Daniel García Vallejo
Profesor titular

Dep. de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2017

Proyecto Fin de Máster: Diseño, Cálculo y Dimensionamiento de un Doble Actuador Hidráulico Lineal

Autor: Ángel Centeno Baltasar

Tutor: Daniel García Vallejo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal

A mi familia, por el apoyo incondicional que siempre me han dado.

A mis amigos y compañeros, por todos esos ratos compartidos.

A mi tutor, por su tiempo y dedicación.

Agradecimientos

Quisiera agradecer en primer lugar a mi familia el apoyo constante que siempre me han dado, y sobre todo, el esfuerzo que ellos han realizado para que hoy yo haya podido llegar hasta aquí.

Agradecer a mis amigos de siempre su preocupación e interés por saber cómo me va siempre cuando no estoy en nuestra querida Esparragosa. Y a los que las clases y el piso hicieron que no cruzáramos, gracias por todos esos ratos compartidos de estudio, trabajos y por supuesto, cervezas y tapas.

También quiero dar las gracias a mi tutor, Dani, por su total disposición para ayudarme y el tiempo que ha tenido para mí, ayudándome con el proyecto e incluso, más importante si cabe, tratando de abrirme puertas al mundo laboral.

Ángel Centeno Baltasar

Ingeniero Mecánico

Sevilla, 2017

Resumen

En este TFM se presenta de forma general el proceso de desarrollo de un producto cualquiera: partiendo de unas necesidades de trabajo, se crea un modelo preliminar que es sometido a estudio, a partir del cual se realizan modificaciones del mismo para, finalmente, obtener la geometría y proporcionar la información necesaria para llevar a cabo su fabricación.

Dicho proceso se aplica concretamente al caso de un actuador hidráulico, del que se tienen unas condiciones determinadas que debe cumplir en cuanto a movimientos y geometría. Con esta información se realiza un primer modelo que se utiliza, por un lado, para seleccionar de catálogos de fabricantes todos los elementos necesarios para su funcionamiento, y por otro, como base para la realización de un estudio utilizando el Método de los Elementos Finitos, con el que se optimiza el diseño y se determina la validez del mismo. Finalmente, se aportan unos planos en los que queda totalmente definido el actuador.

Abstract

This TFM presents the process of development of any product in a general way: starting with movement conditions, a preliminary model is created, what is analyzed and modified to obtain the final design, and, finally, provide the information to make it.

This process applies to the case of a hydraulic actuator, which has certain conditions that must follow in terms of movement and geometry. With this information, a first model is designed that is used, on the one hand, to select all the elements necessary for its operation of manufacturer catalogues, and on the other, to make an analysis using the Finite Element Method that is used to optimize and validate it. Finally, some plans are provided which define the actuator.

Índice

Agradecimientos	9
Resumen	11
Abstract	13
Índice	14
Índice de Tablas	17
Índice de Figuras	19
1 Introducción	23
1.1 <i>Objetivos</i>	24
1.2 <i>Resumen de contenidos del presente TFM</i>	24
1.3 <i>Información de partida</i>	25
2 Diseño Preliminar Del Cilindro	29
2.1 <i>Predimensionamiento</i>	30
2.2 <i>Elección de elementos de estanqueidad</i>	33
2.2.1 Estanqueidad de camisa exterior del cilindro 1 en cabezales	33
2.2.2 Estanqueidad de camisa interior del cilindro 1 en cabezales	40
2.2.3 Estanqueidad de camisa del cilindro 2 en cabezales	41
2.2.4 Estanqueidad del vástago del cilindro 2 en cabezales	42
2.2.5 Estanqueidad del vástago del cilindro 1 en cabezal de cámara B	51
2.2.6 Estanqueidad del émbolo del cilindro 2	58
2.2.7 Estanqueidad del émbolo del cilindro 1	61
2.3 <i>Cálculo y selección de pernos</i>	64
2.4 <i>Cálculo y selección de mangueras y terminales de conexión</i>	71
2.4.1 Cilindro 1	73

2.4.2	Cilindro 2	79
3	Cálculo Estático Mediante Elementos Finitos	87
3.1	<i>Modelado geométrico</i>	87
3.2	<i>Elección de materiales</i>	91
3.3	<i>Mallado de los componentes y aplicación de las cargas</i>	92
3.3.1	Camisas	92
3.3.2	Vástagos y émbolos	94
3.3.3	Cabezales	95
3.4	<i>Análisis estático</i>	95
3.4.1	Camisa del cilindro 2	95
3.4.2	Camisas del cilindro 1	96
3.4.3	Vástago del cilindro 1	97
3.4.4	Vástago del cilindro 2	98
3.4.5	Cabezal de la cámara A	99
3.4.6	Cabezal de la cámara B	102
4	Conclusiones	11
	Referencias	13
	Planos	15

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Cálculo de presiones en los cilindros	30
Tabla 2-2 Longitud mínima del chaflán de entrada de la camisa, en mm	36
Tabla 2-3 Valores máximos admisibles de la holgura radial para junta tórica, en mm	36
Tabla 2-4 Dimensiones del chaflán para junta de vástago	45
Tabla 2-5 Parámetros de rugosidad superficial del vástago	46
Tabla 2-6 Dimensiones del chaflán para la junta de émbolo Turcon Stepseal 2K	55
Tabla 2-7 Parámetros de rugosidad de la superficie de la camisa	58
Tabla 2-8 Clases ISO de pernos, diámetros y resistencia mecánica asociada	67
Tabla 2-9 Dimensiones comerciales más comunes de pernos	67

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Esquema de componentes de un cilindro hidráulico	23
Figura 1-2 Croquis sección del actuador hidráulico, cotas en mm	26
Figura 1-3 Ciclo de trabajo del cilindro 1	27
Figura 1-4 Ciclo de trabajo del cilindro 2	27
Figura 2-1 Cilindro hidráulico montado con pernos longitudinales	29
Figura 2-2 Geometría de la junta tórica	34
Figura 2-3 Funcionamiento de la junta tórica	34
Figura 2-4 Recomendaciones de diseño del alojamiento para junta tórica	35
Figura 2-5 Geometría del chaflán de entrada de la camisa	35
Figura 2-6 Geometría del alojamiento de junta tórica	37
Figura 2-7 Compresión inicial de junta tórica con estanqueidad estática	37
Figura 2-8 Instalación radial con estanqueidad interior y exterior	38
Figura 2-9 Sección en zona de montaje de la junta tórica, cotas en mm	38
Figura 2-10 Croquis del alojamiento de la junta tórica de la camisa exterior del cilindro 1, cotas en mm	40
Figura 2-11 Croquis del alojamiento de la junta tórica de la camisa interior del cilindro 1, cotas en mm	41
Figura 2-12 Croquis del alojamiento de la junta tórica del cilindro 2, cotas en mm	42
Figura 2-13 Elementos de estanqueidad de un vástago	43
Figura 2-14 Junta Turcon Stepseal 2K	44
Figura 2-15 Chaflán de entrada para junta de vástago	44
Figura 2-16 Parámetros dimensionales del alojamiento de la junta Turcon Stepseal 2K	45
Figura 2-17 Distancia entre elementos de estanqueidad	46
Figura 2-18 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Stepseal 2K del cilindro 2, cotas en mm	47
Figura 2-19 Anillo rascador DA 17	48
Figura 2-20 Parámetros dimensionales del alojamiento del anillo rascador DA 17	48
Figura 2-21 Croquis del alojamiento del rascador DA 14 del cilindro 2, cotas en mm	49
Figura 2-22 Parámetros dimensionales del alojamiento del aro guía Turcite Slydring	49

Figura 2-23 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring del cilindro 2, cotas en mm	51
Figura 2-24 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Stepseal 2K del cilindro 1 (exterior), cotas en mm	52
Figura 2-25 Croquis del alojamiento del rascador DA 14 del cilindro 1 (exterior), cotas en mm	52
Figura 2-26 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring del cilindro 1 (exterior), cotas en mm	53
Figura 2-27 Junta de émbolo Turcon Stepseal 2K	54
Figura 2-28 Chaflán de entrada para todas las junta de émbolo	54
Figura 2-29 Parámetros dimensionales del alojamiento de la junta de émbolo Turcon Stepseal 2K	55
Figura 2-30 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Stepseal 2K del cilindro 1 (interior), cotas en mm	56
Figura 2-31 Parámetros dimensionales del alojamiento en émbolo para el aro guía Turcite Slydring	56
Figura 2-32 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring del cilindro 1 (interior), cotas en mm	57
Figura 2-33 Croquis del alojamiento del rascador DA 14 del cilindro 1 (interior), cotas en mm	57
Figura 2-34 Junta de émbolo Turcon Glyd Ring	59
Figura 2-35 Parámetros dimensionales del alojamiento para la junta de émbolo Turcon Glyd Ring	59
Figura 2-36 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Glyd Ring del émbolo 2, cotas en mm	60
Figura 2-37 Parámetros dimensionales del alojamiento del aro guía en émbolo	60
Figura 2-38 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring en el émbolo 2, cotas en mm	61
Figura 2-39 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Glyd Ring del émbolo 1 (exterior), cotas en mm	62
Figura 2-40 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring en el émbolo 1 (exterior), cotas en mm	62
Figura 2-41 Junta de vástago Turcon Glyd Ring	63
Figura 2-42 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Glyd Ring del émbolo 1 (interior), cotas en mm	63
Figura 2-43 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring en el émbolo 1 (interior), cotas en mm	64
Figura 2-44 Componentes del cabezal de la cámara B	65
Figura 2-45 Diámetros que definen la rosca para obtener la resistencia a tensión.	66
Figura 2-46 Tuerca autoblocante de seguridad	68
Figura 2-47 Arandela plana de acero	69
Figura 2-48 Croquis de la planta del cabezal A, cotas en mm.	70
Figura 2-49 Croquis de la planta del cabezal B, cotas en mm.	71
Figura 2-50 Componentes de una manguera hidráulica	72
Figura 2-51 Terminales de conexión hidráulicos	72
Figura 2-52 Fabricación de un latiguillo	73
Figura 2-53 Módulo de la manguera	74
Figura 2-54 Cálculo de tamaño de manguera para el cilindro 1	74
Figura 2-55 Manguera 681DB	75
Figura 2-56 Terminal CA hembra giratorio recto	76
Figura 2-57 Croquis conexión latiguillo con cámara A del cilindro 1, cotas en mm	77

Figura 2-58 Espacio libre entre alojamientos de juntas del cilindro 1 en cabezal B, cotas en mm	77
Figura 2-59 Terminal CF hembra giratorio codo 90°	78
Figura 2-60 Croquis conexión latiguillo con cámara B del cilindro 1, cotas en mm	79
Figura 2-61 Cálculo de tamaño de manguera para el cilindro 2	80
Figura 2-62 Espacio libre entre alojamientos de juntas del cilindro 2 en cabezal B, cotas en mm	81
Figura 2-63 Espacio libre entre cámaras de cilindro 1 y 2 en el cabezal B, cotas en mm	82
Figura 2-64 Manguera 492 compacta Elite	82
Figura 2-65 Terminal C3 hembra recto giratorio	83
Figura 2-66 Croquis conexión latiguillo con cámara A del cilindro 2, cotas en mm	84
Figura 2-67 Croquis conexión latiguillo con cámara B del cilindro 2, cotas en mm	85
Figura 2-68 Espiral de protección AG	85
Figura 3-1 Croquis inicial y extrusión de la camisa exterior del cilindro 1	88
Figura 3-2 Extrusión del codo en la camisa del cilindro 2	88
Figura 3-3 Modelo de la camisa del cilindro 2	89
Figura 3-4 Croquis inicial de revolución del cabezal de la cámara A	89
Figura 3-5 Modelo del cabezal de la cámara A	90
Figura 3-6 Modelo del cabezal de la cámara B	90
Figura 3-7 Modelo del émbolo del cilindro 1	91
Figura 3-8 Modelo del émbolo del cilindro 2	91
Figura 3-9 Mallado y condiciones de contorno de la camisa del cilindro 2	93
Figura 3-10 Mallado y condiciones de contorno del vástago de cilindro 1	94
Figura 3-11 Mallado y condiciones de contorno del vástago de cilindro 2	94
Figura 3-12 Mallado y condiciones de contorno del cabezal de la cámara A	95
Figura 3-13 Tensión equivalente de Von Mises en la camisa del cilindro 2	96
Figura 3-14 Tensión equivalente de Von Mises en la camisa exterior del cilindro 1	97
Figura 3-15 Tensión equivalente de Von Mises en la camisa interior del cilindro 1	97
Figura 3-16 Tensión equivalente de Von Mises en el vástago del cilindro 1	98
Figura 3-17 Tensión equivalente de Von Mises en el vástago del cilindro 2	99
Figura 3-18 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal de la cámara A. Cara interior	99
Figura 3-19 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal de la cámara A. Cara exterior	100
Figura 3-20 Desplazamientos en el cabezal de la cámara A	100
Figura 3-21 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal de la cámara A modificado. Cara interior	101
Figura 3-22 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal de la cámara A modificado. Cara exterior	101
Figura 3-23 Desplazamientos en el cabezal de la cámara A modificado. Cara interior	102
Figura 3-24 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal exterior de la cámara B. Cara interior	102
Figura 3-25 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal exterior de la cámara B. Cara exterior	103
Figura 3-26 Desplazamientos en el cabezal exterior de la cámara B	103
Figura 3-27 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal exterior modificado de la cámara B. Cara interior	104

Figura 3-28 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal exterior modificado de la cámara B. Cara exterior	104
Figura 3-29 Desplazamientos en el cabezal exterior modificado de la cámara B	105
Figura 3-30 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal interior de la cámara B. Cara interior	105
Figura 3-31 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal interior de la cámara B. Cara exterior	106
Figura 3-32 Desplazamientos en el cabezal interior de la cámara B	106
Figura 3-33 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal interior modificado de la cámara B. Cara interior	107
Figura 3-34 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal interior modificado de la cámara B. Cara exterior	108
Figura 3-35 Desplazamientos en el cabezal interior modificado de la cámara B	108

1 INTRODUCCIÓN

En el presente Trabajo Fin de Máster (TFM) se presenta el diseño y cálculo de un actuador hidráulico lineal un tanto especial, al estar formado por dos cilindros concéntricos de doble efecto. Todo el proceso se lleva a cabo en base a unas necesidades de movimiento y características geométricas ya preestablecidas.

En el TFM se analiza el tipo de construcción más apropiado para el actuador teniendo en cuenta las particularidades de este, se eligen los elementos de estanqueidad y tuberías de conexión, y se obtiene un diseño básico de los diferentes componentes siguiendo las directrices de una norma para la construcción de recipientes a presión [1].

Este primer diseño se modela en CAD y se analiza mediante el Método de los Elementos Finitos con el software SolidWorks, con el que se realiza un estudio estático en el que se calculan tensiones y desplazamientos para las condiciones de trabajo. Con este análisis se optimiza el diseño reajustando espesores de material para un correcto aprovechamiento de este.

Finalmente y una vez ajustado el diseño, se crean los planos de fabricación en el que queda totalmente definido el actuador.

Antes de continuar, se define brevemente el concepto de actuador hidráulico y se muestran los componentes básicos de un cilindro para facilitar la comprensión al lector.

Se define como actuador hidráulico un dispositivo capaz de transformar la energía que transporta un fluido, aceite hidráulico, en energía mecánica. En este caso, debido al movimiento que realiza, se trata de un actuador lineal y de doble efecto, al producir trabajo en ambos sentidos.

En la figura 1-1 se puede ver una representación tipo de un cilindro de doble efecto con sus componentes básicos:

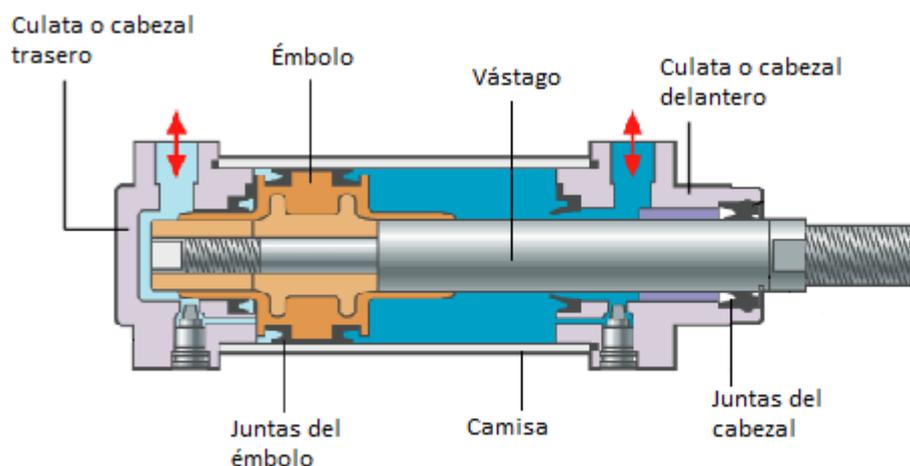


Figura 1-1 Esquema de componentes de un cilindro hidráulico

1.1 Objetivos

El objetivo principal de este TFM es obtener un diseño del conjunto hidráulico anteriormente mencionado, capaz de dar servicio de acuerdo a los requerimientos establecidos, y proporcionar la documentación necesaria para la definición del mismo.

Se pretende estudiar y justificar todas y cada una de las decisiones que se tomen durante el desarrollo del trabajo, así como definir las limitaciones del diseño y establecer posibles mejoras o análisis futuros.

Como objetivos más generales, se busca familiarizarse con el uso de catálogos suministrados por fabricantes, comprendiendo y analizando la variedad de soluciones que aportan para tratar de elegir la más apropiada en cada caso, conocer el comportamiento de los componentes y las causas de los esfuerzos a los que están sometidos poniendo en práctica el Método de los Elementos Finitos, aprender a crear correctamente planos de fabricación de componentes mecánicos, y solventar los diversos problemas que puedan aparecer durante la etapa de diseño. Objetivos íntimamente ligados, como puede observarse, a la titulación a la que se opta con la redacción de este TFM.

Por último, se tratará de facilitar en todo momento la comprensión al lector explicando detalladamente todo el proceso de diseño y las soluciones adoptadas con imágenes y croquis, para hacer la lectura lo más amena y visual posible.

1.2 Resumen de contenidos del presente TFM

El presente TFM sigue a grandes rasgos la secuencia “ingenieril” propia del desarrollo de un nuevo producto, incluyendo cada etapa en los cuatro capítulos y anexo que contiene.

El *capítulo 1* presenta los objetivos que se proponen para el trabajo y la información de partida, en la que se incluyen las necesidades que debe cumplir el actuador.

En el *capítulo 2* se elige y justifica el modo constructivo o de montaje, y se calculan las presiones de diseño en las cámaras de los cilindros, a partir de las cuales se realiza un primer dimensionamiento de las camisas utilizando las expresiones de las tensiones para elementos sometidos a presión.

Conocido el espesor, se seleccionan y justifican todos los elementos de estanqueidad necesarios para el funcionamiento, cuyos alojamientos establecen la geometría y el tamaño preliminar de los cabezales. Además, las recomendaciones del fabricante de dichas juntas definen ciertas características constructivas como el acabado de la superficie o ángulos de entrada para el montaje.

En este mismo capítulo se calculan y distribuyen los pernos que mantienen unido todo el conjunto, y se definen las conducciones y sus elementos de conexión con el cilindro, solventando las dificultades que impone una geometría tan especial.

En el *capítulo 3* se realiza un estudio estático del modelo obtenido previamente, incluyendo el desarrollo previo hasta llegar a dicho análisis. Comienza con el modelado geométrico de los componentes e indicándose como se ha llevado a cabo. Posteriormente se elige el material de cada uno de ellos, y se pasa a mallar y aplicar las condiciones de contorno, para lo que se realizan algunas simplificaciones en el caso de las camisas.

Por último se calculan las tensiones y desplazamientos, a partir de las cuáles se da por válido el diseño o se opta por realizar algunas modificaciones para optimizarlo.

En el *capítulo 4* se recogen las conclusiones obtenidas tras la ejecución del trabajo, se analiza el cumplimiento de los objetivos marcados y se proponen posibles mejoras y trabajos futuros.

Finalmente y como *anexo*, se incluyen los planos del diseño final con los que queda definida la geometría del mismo.

1.3 Información de partida

La información de la que se dispone sobre el cilindro hace referencia a la geometría y al ciclo de trabajo que debe realizar, siendo insuficiente para el diseño completo, por lo que se supondrán una serie de parámetros como se indica posteriormente.

El actuador está compuesto por dos cilindros concéntricos, ambos a su vez compuesto por una cámara A y otra cámara B:

- Cilindro 1: Corresponde al cilindro exterior, y está formado por una cámara tubular de diámetro exterior 210 mm e interior 120 mm. El vástago es cilíndrico hueco, de diámetro exterior 180 mm e interior 160 mm, y se encuentra en la cámara B.
- Cilindro 2: Corresponde al actuador interior, y está formado por una cámara de diámetro 50 mm y un vástago en las cámaras A y B de diámetro 14 mm. Además, este tiene un conducto interior que denominan en la información facilitada “de soplado” del que no se tiene información de la sección, por lo que se supone de diámetro 4 mm, al entender que por él circulará aire y no necesita gran tamaño.

En la figura 1-1 se muestra un croquis de la sección del cilindro con las dimensiones facilitadas, en la que se muestra la apariencia que tendría.

En las figuras 1-2 y 1-3 se representa el ciclo de trabajo que debe realizar cada cilindro, que tiene una duración de 21 segundos. En el cilindro 1 la cota máxima que se alcanza es 623,5 mm y la mínima 80 mm, mientras que en el cilindro 2 la cota máxima es 543 mm y la mínima 0. Con esta información se extrae que el desplazamiento máximo se produce en el cilindro 1 y es de 543,5 mm.

Aunque se indica que el cilindro 1 llega a una cota de 623,5 mm, no es necesario que la carrera alcance este valor, ya que al ser el desplazamiento mínimo 80 mm, basta con diseñar el conjunto de manera que en la posición de retracción completa, el vástago del cilindro 1 se encuentre 80 mm por delante del vástago del cilindro 2, es decir, sea 80 mm más largo.

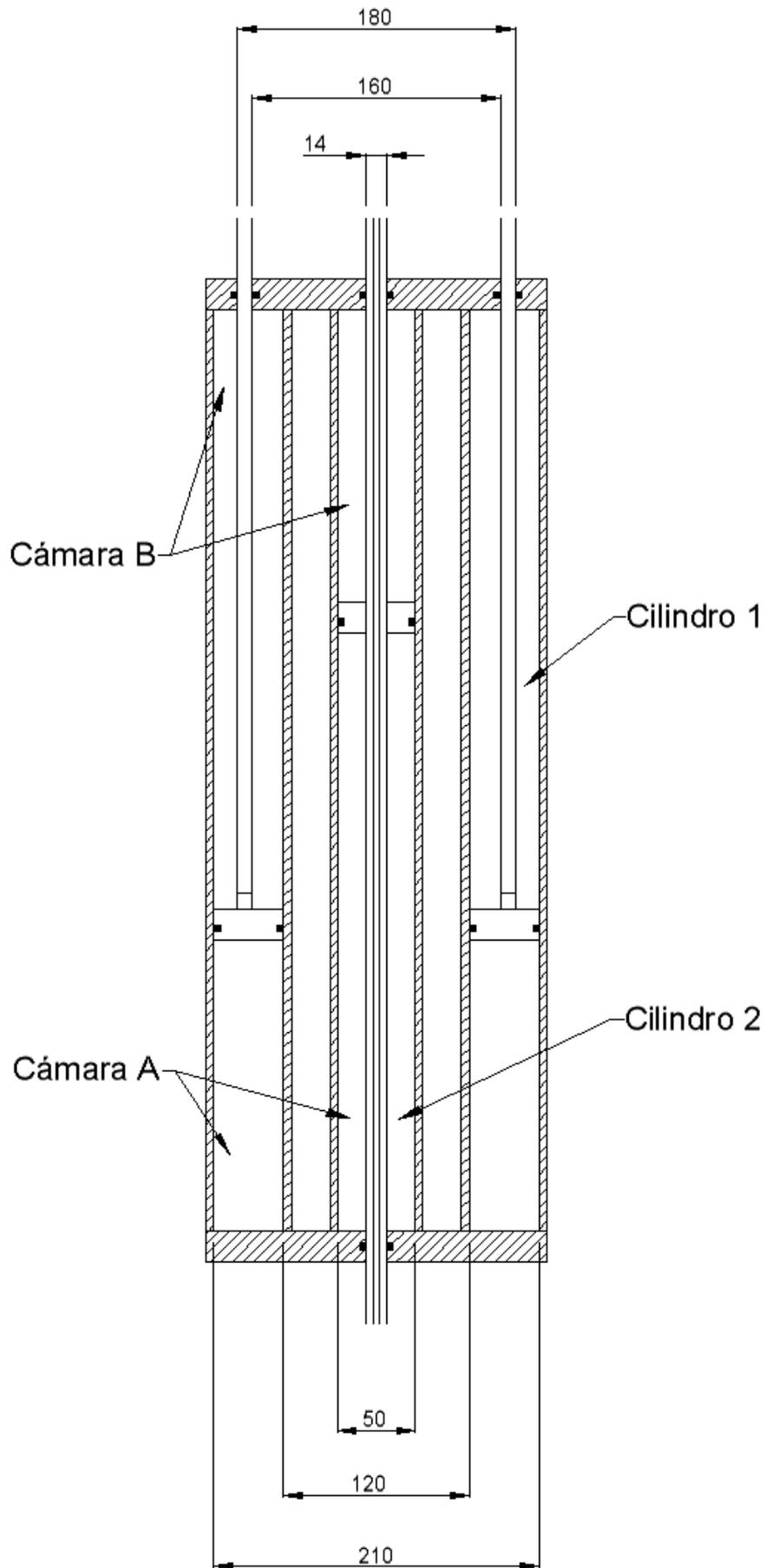


Figura 1-2 Croquis sección del actuador hidráulico, cotas en mm

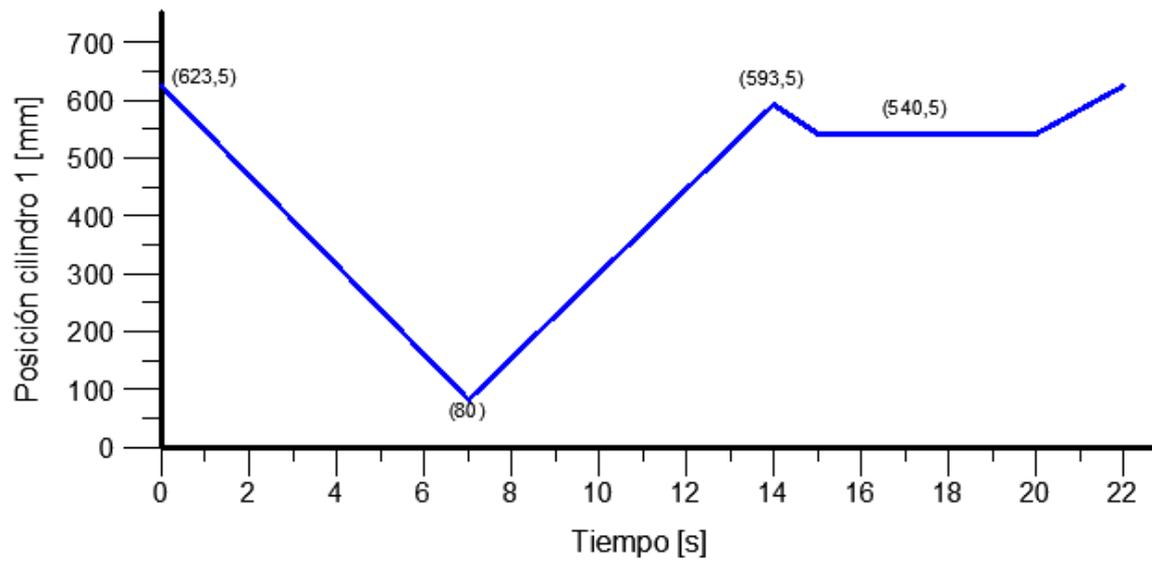


Figura 1-3 Ciclo de trabajo del cilindro 1

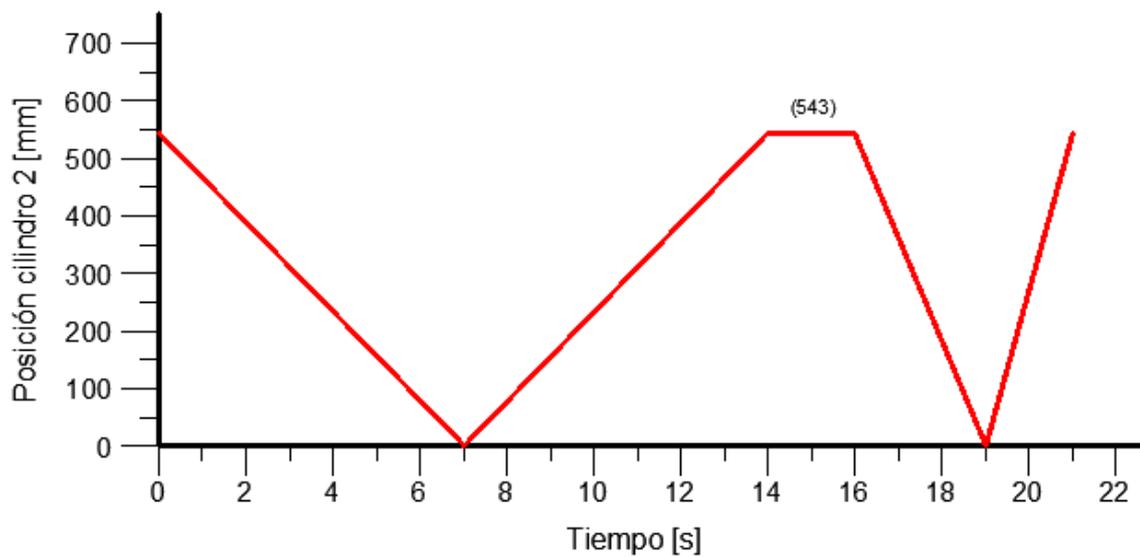


Figura 1-4 Ciclo de trabajo del cilindro 2

Respecto a las cargas que debe soportar el conjunto no se tiene información, por lo que es necesario suponer unos valores, eligiéndose para ambos cilindros 15 kN en la etapa de extensión y 1 kN en la retracción.

2 DISEÑO PRELIMINAR DEL CILINDRO

En este capítulo se estudia y establece primeramente el diseño constructivo del conjunto, que define principalmente el modo de unión y sujeción entre los cabezales y las camisas. Posteriormente se realiza un cálculo básico del espesor de pared de las camisas, se eligen los componentes de estanqueidad, se calculan los pernos de unión y se seleccionan las tuberías o mangueras de alimentación.

Con todo esto se obtiene un diseño basto que en el siguiente capítulo se modelará mediante elementos finitos y sobre el que se iniciarán los cálculos para optimizar dicho diseño.

En los cilindros hidráulicos la unión entre los cabezales y camisa puede ser soldada, roscada y mediante pernos, todas ellas con sus ventajas e inconvenientes.

En este caso, la unión soldada sería posible de realizar pero no se opta por ella ya que complicaría demasiado una futura operación de mantenimiento para, por ejemplo, sustituir uno de los componentes de estanqueidad.

Por su parte, la unión roscada es compleja de realizar en el cabezal interior del lado de la cámara B, al situarse en el interior de un vástago cilíndrico hueco que sobresale por encima de este, lo que requeriría de la fabricación de un útil especial para el apriete la rosca.

Por tanto, se elige el diseño constructivo de unión entre cabezal y camisa mediante pernos. Para ello se realizan tres hendiduras circulares en los cabezales correspondientes a las tres camisas, en las que se introduce cada una de estas colocando en medio una junta torica. Todo el conjunto se mantiene unido debido a la acción de los pernos longitudinales. En la figura 2-1 se puede ver un ejemplo de cilindro con este modo de construcción.



Figura 2-1 Cilindro hidráulico montado con pernos longitudinales

Respecto a la alimentación de fluido hidráulico del actuador, se realizará con mangueras flexibles o latiguillos y sus correspondientes conexiones al interior de las cámaras del actuador.

En el caso del cilindro 1 y la cámara A del cilindro 2, esta alimentación no presenta dificultad para llevarse a cabo ya que se puede realizar directamente desde el exterior. Sin embargo, la cámara B del cilindro 2, debido a la geometría cilíndrica hueca del vástago del cilindro 1 no permite la alimentación exterior como en los otros casos, ya que interrumpiría su movimiento.

Para ello, se introduce la manguera de alimentación en el espacio que queda libre entre la camisa del cilindro 2 y la interior del cilindro 1 saliendo al exterior por el cabezal A, lugar en el que se conecta con el resto de la instalación.

Otra posible solución sería aprovechar esta cámara como conducto, sin necesidad de introducir la manguera en el interior, pero no se opta por ella ya que habría zonas en las que el fluido quedaría estancado, pudiendo provocar

con el tiempo depósitos y el deterioro del aceite.

2.1 Predimensionamiento

En este apartado se realiza un primer cálculo del espesor que deben tener las camisas de los dos cilindros. Se hace únicamente de las camisas y no de los cabezales porque este depende de los elementos de estanqueidad que debe alojar en su interior, y como se comprobará en el apartado siguiente, resulta bastante elevado para las fuerzas que se manejan, por lo que en principio se tomara este espesor resultante y se optimizará la distribución de material tras el cálculo mediante elementos finitos.

Antes de comenzar con el predimensionamiento es necesario conocer las presiones máximas que se producen en el interior de los cilindros durante la retracción y la extensión. A partir de los datos proporcionados anteriormente de cargas y dimensiones, y haciendo uso de la fórmula mostrada a continuación se obtienen las presiones máximas teóricas:

$$p_{int} = \frac{F}{A_{neta}}$$

siendo los términos que aparecen:

- p_{int} presión interna en la cámara
- F fuerza ejercida por el vástago
- A_{neta} área neta del pistón en el lado de la cámara de trabajo

En la realidad, las presiones en las cámaras de trabajo serán mayores a las calculadas de esta manera, ya que hay que tener en cuenta las pérdidas que se producen durante la circulación del aceite en el circuito de retorno y en elementos singulares como válvulas o codos, que se traducen en un aumento de presión en la cámara de trabajo. Por tanto se aplica un incremento del 20% a las presiones calculadas para tener en cuenta dichas pérdidas, ya que no se dispone de información sobre la instalación. Los resultados se muestran en la tabla 2-1.

Tabla 2-1 Cálculo de presiones en los cilindros

Cilindro	Etapa	A_{neta} [mm ²]	Fuerza [N]	p teórica [MPa]	p trabajo [MPa]
1	Extensión	23326,33	15000	0,64	0,77
	Retracción	17985,62	1000	0,06	0,07
2	Extensión	1809,56	15000	8,29	9,95
	Retracción	1583,36	1000	0,55	0,66

Una vez conocidas las presiones máximas, ya se puede proceder a realizar un primer cálculo de los espesores de pared. Como puede verse en la tabla 2-1, el mayor valor se alcanza en el cilindro 2 durante la etapa de extensión, por lo que se calculan los espesores para la camisa correspondiente a este cilindro.

Para el cálculo se siguen las indicaciones del código AD 2000 – Merkleblätter sobre recipientes a presión, concretamente la guía de aplicación de Juan Manuel Martínez Masson [1]. En ella se establece que el cálculo de virolas lisas cilíndricas y tubos sometidos a presión interna se puede realizar siguiendo la formulación que propone para la distribución de tensiones siempre y cuando se cumpla la siguiente relación:

$$\frac{D_e}{D_i} \leq 1,2$$

siendo

- D_e diámetro exterior del tubo o virola
- D_i diámetro interior del tubo o virola

En una virola cilíndrica o tubo con diámetro interior d_i , diámetro exterior d_e y espesor s , estando cerrada por los dos extremos y sometida a presión interior p , aparecen en régimen elástico tres tensiones principales en el sentido circunferencial, longitudinal y radial, dadas por las expresiones:

$$\sigma_c(x) = p \frac{\left(\frac{d_e}{x}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^2 - 1}$$

$$\sigma_l = p \frac{1}{\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^2 - 1}$$

$$\sigma_r(x) = -p \frac{\left(\frac{d_e}{x}\right)^2 - 1}{\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^2 - 1}$$

Como se puede ver la tensión longitudinal permanece con un valor constante, mientras que las tensiones circunferencial y radial varían a lo largo con la coordenada radial x , produciéndose su valor máximo en el interior de la pared, siendo este:

$$\sigma_c(x) = p \frac{\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^2 - 1}$$

$$\sigma_r(x) = -p$$

Esta formulación se aplica al caso en el que los fondos de recipiente se encuentran rígidamente unido a la virola. Es por ello que aparece una tensión longitudinal, ya que la presión que actúa sobre dichos fondos produce una tensión de tracción en este sentido en la virola. Este caso se correspondería con el de un cilindro de construcción soldada o roscada, tal y como se comentó al principio del capítulo.

Al optar por el tipo de unión mediante pernos, la forma de transmisión de las cargas cambia, ya que en este caso la fuerza resultante debida a la presión en los cabezales es soportada y transmitida a los pernos en vez de a la camisa, por lo que la tensión de tracción longitudinal en esta debida a la acción de la presión interior es nula.

Sin embargo, durante el montaje del conjunto es necesario aplicar un par de apriete a los pernos, que se traduce en una pequeña tensión de compresión longitudinal en las camisas. Por tanto, para estar más próximo a la realidad y tendiendo en mente que es un primer cálculo y aún no se han calculado los pernos, se considera nula la tensión longitudinal en la camisa para el cálculo de la tensión equivalente y por tanto del espesor.

La guía del código AD 2000 – Merkblaetter [1] establece que el espesor de pared mínimo para virolas cilíndricas, con independencia del resultado de los cálculos, debe ser 2 mm, y el coeficiente de seguridad que hay que aplicar para aceros laminados y forjados es 1,5.

Para calcular la tensión equivalente se aplica el criterio de Von Mises, cuya expresión es la siguiente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}}$$

Considerando el espesor de pared mínimo de 2 mm y el coeficiente de seguridad de 1,5, se obtienen las siguientes tensiones para la presión máxima de trabajo:

$$\sigma_c(x) = 9,95 \frac{\left(50 + 2 * 2/50\right)^2 + 1}{\left(50 + 2 * 2/50\right)^2 - 1} = 129,54 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r(x) = -9,95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(129,54 - 0)^2 + (129,54 + 9,95)^2 + (0 + 9,95)^2}{2}} = 134,79 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{diseño} = 1,5 * 134,79 = 202,19 \text{ MPa}$$

Como resultado final se obtiene una tensión de diseño de *202,19 MPa*. Se considera demasiado elevada, ya que los aceros utilizados en la fabricación de maquinaria industrial poseen un límite elástico en torno a los 350 MPa, y como se ha dicho anteriormente no se ha incluido en el cálculo la tensión longitudinal, además de no tenerse en cuenta posibles zonas de concentración de tensiones ni efectos de cargas cíclicas. Por todo esto se opta por elegir, en principio, un espesor de pared de 3 mm, dando como resultado las siguientes tensiones:

$$\sigma_c(x) = 9,95 \frac{\left(50 + 2 * 3/50\right)^2 + 1}{\left(50 + 2 * 3/50\right)^2 - 1} = 88,17 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r(x) = -9,95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(88,17 - 0)^2 + (88,17 + 9,95)^2 + (0 + 88,17)^2}{2}} = 93,55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{diseño} = 1,5 * 93,55 = \mathbf{140,32 \text{ MPa}}$$

Finalmente, falta por comprobar que se cumple la relación inicial que permite el uso de la anterior formulación:

$$\frac{D_e}{D_i} = \frac{50 + 2 * 3}{50} = 1,12 < 1,2$$

Hay que aclarar que este proceso se ha realizado para la camisa del cilindro 2 al ser en este en el que se alcanzan las mayores presiones de trabajo, tomándose el espesor de pared resultante para las camisas del cilindro 1.

2.2 Elección de elementos de estanqueidad

Los elementos de estanqueidad son un componente fundamental del actuador y de cualquier cilindro hidráulico en general, de los que dependerá el correcto funcionamiento de este. Este conjunto de elementos son: la junta de vástago, la junta de pistón, el aro guía, rascadores y la junta tórica, cuyas funciones específicas se definen a continuación:

- **Junta de vástago:** se trata de una junta dinámica alojada en el cabezal que actúa sobre el vástago, sellando el espacio que queda entre ellos y evitando fugas de fluido del cilindro hacia el exterior.
- **Junta de pistón:** se trata de una junta dinámica alojada en el émbolo que actúa sobre la camisa, sellando esta unión para mantener la diferencia de presión entre una cámara y otra, y evitar el intercambio de fluido entre ellas.
- **Rascador:** se trata de una junta dinámica colocada en la parte exterior del cabezal, cuyo fin es evitar la entrada de suciedad y partículas externas al interior del cilindro a través del vástago.
- **Aro guía:** No se trata de una junta realmente, ya que su función no es sellar una unión. Se coloca en el émbolo y en el cabezal para evitar el contacto metal-metal con la camisa y el vástago respectivamente, y además absorber las cargas transversales que se produzcan.
- **Junta tórica:** Se trata de una junta estática colocada en el cabezal en la zona de unión con la camisa, y cuya función es sellar el espacio que queda entre ellos para evitar la salida de fluido al exterior.

Para la elección de estos elementos se ha seguido el catálogo de productos del fabricante Trelleborg [2], ya que tras buscar y comparar entre varios se encuentra en este una variedad de producto más amplia, además de incluir importantes recomendaciones sobre las superficies de acabado y el perfil que deben tener camisas, vástagos y cabezales para alojar correctamente los elementos de estanqueidad y asegurar un correcto funcionamiento.

A continuación se muestra el proceso detallado de elección del conjunto de juntas necesarias entre las distintas posibilidades que se ofrecen para cada situación de unión entre componentes del cilindro. Al ser necesario elegir varias veces un mismo tipo de junta, aunque con dimensiones diferentes según el lugar de montaje, y resultar una tarea repetitiva, se desarrolla el proceso completo para un solo caso y en el resto de situaciones similares se indica directamente la junta elegida y las recomendaciones sobre el acabado y geometría de las piezas.

2.2.1 Estanqueidad de camisa exterior del cilindro 1 en cabezales

En este apartado se realiza la selección del elemento de estanqueidad situado en la unión de la camisa exterior del cilindro 1 con los cabezales. No se especifica si el cabezal es el de la cámara A o B, ya que en ambos casos la situación es idéntica, por lo que los resultados se aplican a ambas situaciones.

En este caso el sellado de la unión se realiza con una junta tórica al no producirse movimientos relativos entre la camisa y el cabezal.

La junta tórica es un elemento de estanqueidad sencillo, eficaz y económico diseñado para el uso en aplicaciones estáticas, aunque también se puede utilizar en aplicaciones dinámicas pero siempre bajo unas condiciones de servicio moderadas. Además, como se verá más adelante, también se emplean como elemento de activación de juntas hidráulicas compuestas.

Este tipo de junta se caracteriza por su forma circular con sección radial anular, cuyas dimensiones se definen en función de su diámetro interior d_1 y su sección radial d_2 , como se muestra en la figura 2-2.

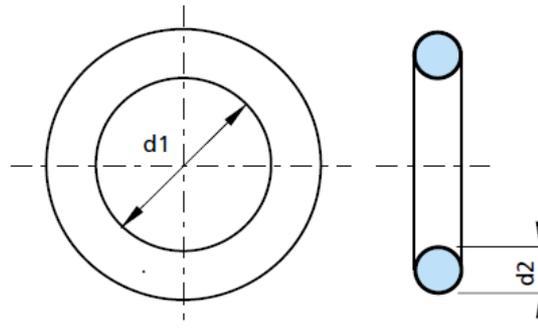


Figura 2-2 Geometría de la junta tórica

En la figura 2-3 se muestra el modo de funcionamiento que tiene este tipo de juntas. El apriete o compresión inicial, que actúa en dirección radial o axial en función de su instalación, confiere a la junta su capacidad de estanquidad inicial. A ella se suma la producida por la presión del sistema, originando una fuerza total de estanquidad que aumenta con el incremento de esta.

Es imprescindible aplicar a la junta tórica una compresión inicial para garantizar su funcionamiento, ya que con esto se consigue homogeneizar tolerancias de fabricación, compensar el desgaste y garantizar las fuerzas de fricción.

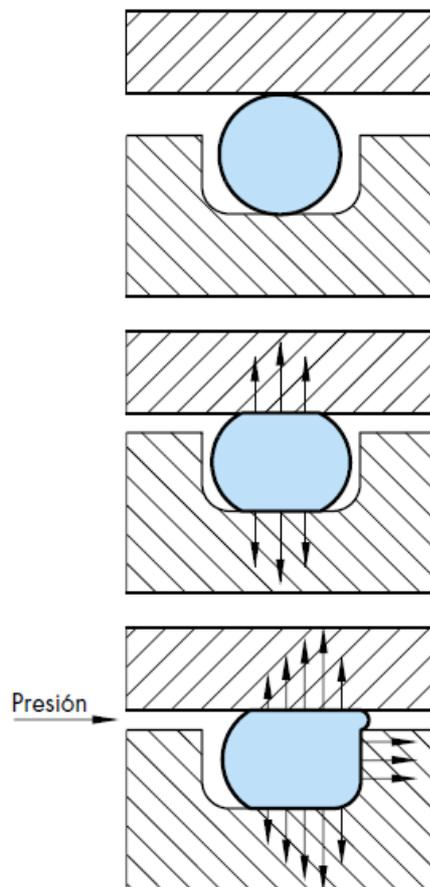


Figura 2-3 Funcionamiento de la junta tórica

Una vez conocida este tipo de junta, el primer paso es elegir el material más adecuado a las condiciones de trabajo que se tienen. En este caso, se opta por el NBR (caucho de nitrilo butadieno) ya que según se indica en

el catálogo posee buenas propiedades mecánicas (límite elástico mayor de 14 MPa), la temperatura de funcionamiento oscila entre -30 °C y 100 °C (durante cortos periodos de tiempo se pueden alcanzar 120 °C) y sobre todo tiene muy buena compatibilidad con los aceites minerales, siendo este último factor fundamental para asegurar que no se deteriore la junta con el paso del tiempo.

El lugar en que se coloca la junta y las superficies en contacto con ella tienen que cumplir una serie de requisitos de diseño que indica el fabricante.

Dada la geometría del cilindro, la solución más sencilla es alojar la junta en el cabezal. Este alojamiento debe ser similar al indicado en el catálogo y que se muestra en la figura 2-4, en la que también se indica la necesidad de realizar un chaflán de entrada en la camisa.

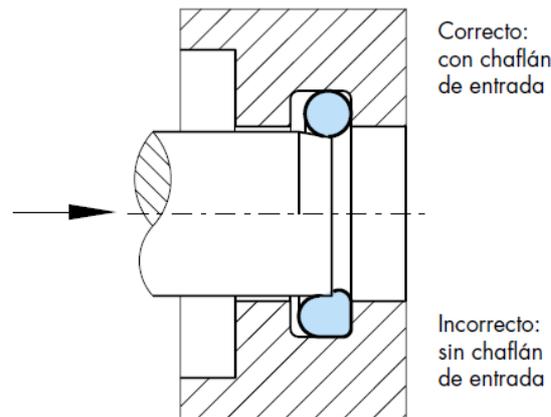


Figura 2-4 Recomendaciones de diseño del alojamiento para junta tórica

El chaflán de entrada es necesario dado que la junta se comprime al instalarla, por lo que, como se muestra en la figura anterior, se producen daños durante el montaje en caso de no existir. Este queda definido, como se observa en la figura 2-5, por el ángulo de entrada, que debe situarse entre 15° y 20°, y por la longitud Z, cuyo valor mínimo depende de la sección radial de la junta y pueden encontrarse en la tabla 2-1. Además, la rugosidad de la superficie de contacto con la camisa debe cumplir que:

$$R_t \leq 10 \mu m \quad R_z \leq 6,3 \mu m \quad R_a \leq 1,6 \mu m$$

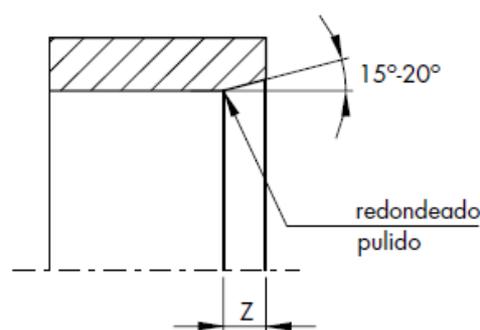


Figura 2-5 Geometría del chaflán de entrada de la camisa

Tabla 2-2 Longitud mínima del chaflán de entrada de la camisa, en mm

Longitud mín. Z del chaflán de entrada		Diámetro de la sección radial de la junta tórica d_2
15°	20°	
2,5	1,5	Hasta 1,78 1,80
3,0	2,0	Hasta 2,62 2,65
3,5	2,5	Hasta 3,53 3,55
4,5	3,5	Hasta 5,33 5,30
5,0	4,0	Hasta 7,00
6,0	4,5	Más de 7,00

Otro factor a tener en cuenta es la holgura radial S existente entre la camisa y el cabezal, ya que si es demasiado grande existe el riesgo de extrusión de la junta tórica, lo cual puede ocasionar el deterioro total de esta. Para aplicaciones estáticas se recomienda un ajuste H8/f7, dado por la norma [3], entre la camisa y el cabezal, y en la tabla 2-3 se muestran los valores máximos permisibles de la holgura radial para este material en función de la presión de trabajo.

Tabla 2-3 Valores máximos admisibles de la holgura radial para junta tórica, en mm

Diámetro sección radial junta tórica d_2	Hasta 2	2 - 3	3 - 5	5 - 7	Más de 7
Presión MPa					
$\leq 3,50$	0,13	0,15	0,20	0,23	0,25
$\leq 7,00$	0,10	0,13	0,15	0,18	0,20
$\leq 10,50$	0,07	0,09	0,10	0,13	0,15
$\leq 14,00$	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10
$\leq 17,50$	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09
$\leq 21,00$	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08
$\leq 35,00$	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04

El alojamiento de la junta en el cabezal es rectangular, tal y como se representa en la figura 2-6. El radio r/l depende del diámetro de junta elegida, mientras que el radio r se recomienda que no sobrepase la máxima holgura radial permisible S .

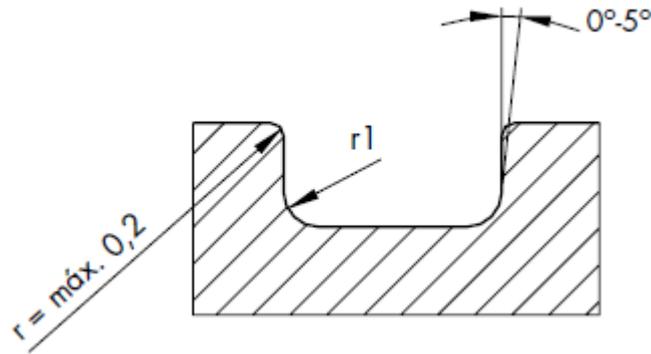


Figura 2-6 Geometría del alojamiento de junta tórica

Como puede verse en la figura 2-6 no se hace referencia a la anchura del alojamiento ni a la profundidad, ya que el fabricante aporta una tabla en la que establece dichas dimensiones en función del diámetro d_2 de la junta y el tipo de montaje (axial o radial). En cualquier caso, la profundidad del alojamiento debe ser tal que la compresión inicial que experimente la junta, una vez montada y antes de someterla a presión, se sitúe en los entre los valores indicados en la figura 2-7.

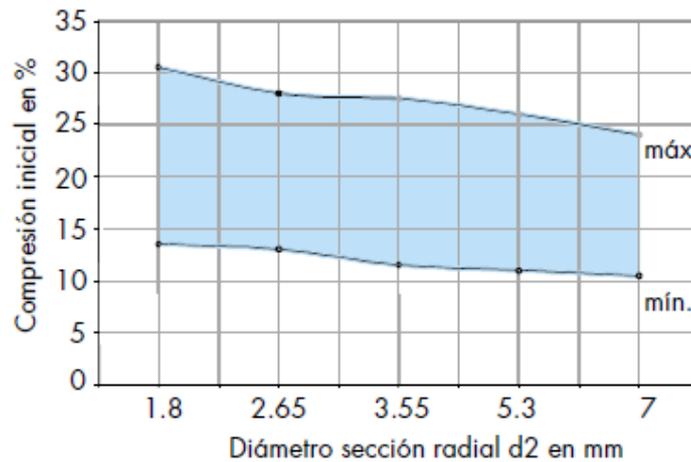


Figura 2-7 Compresión inicial de junta tórica con estanqueidad estática

Además, el acabado en los laterales y fondo del alojamiento debe cumplir que:

$$R_t \leq 16 \mu m \quad R_z \leq 6,3 \mu m \quad R_a \leq 1,6 \mu m$$

Según la geometría que presenta la unión que se trata en este apartado, la instalación de la junta es del tipo radial y con estanqueidad interior, por lo que el fabricante recomienda que el diámetro interior de la junta d_1 sea menor o igual al diámetro del alojamiento, tal y como se representa en la figura 2-8, en la que también aparece instalación radial con estanqueidad exterior a la que se hace referencia con el diámetro d_5 .

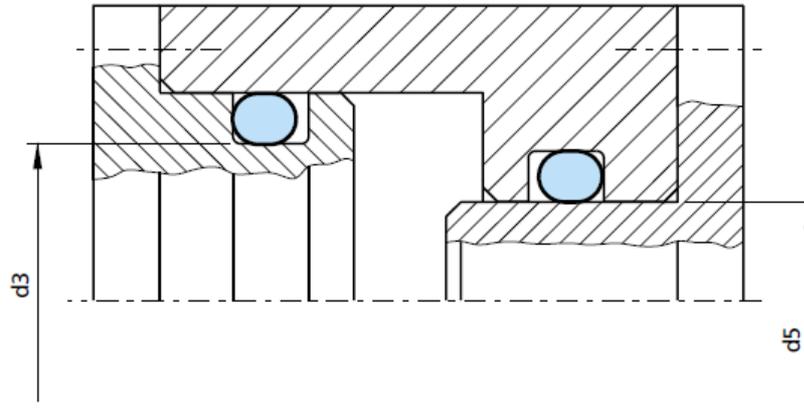


Figura 2-8 Instalación radial con estanqueidad interior y exterior

Una vez mostrados todos los parámetros y recomendaciones que se deben tener en cuenta para la selección de la junta, se procede a la elección de ella entre todas las proporcionadas en el catálogo. Previamente, para visualizar como sería el perfil del cabezal y el alojamiento en el caso concreto que se trata en este apartado, se representa en la figura 2-9 un croquis de la sección de la zona montaje, indicando las dimensiones que se deben de tener en cuenta en la selección.

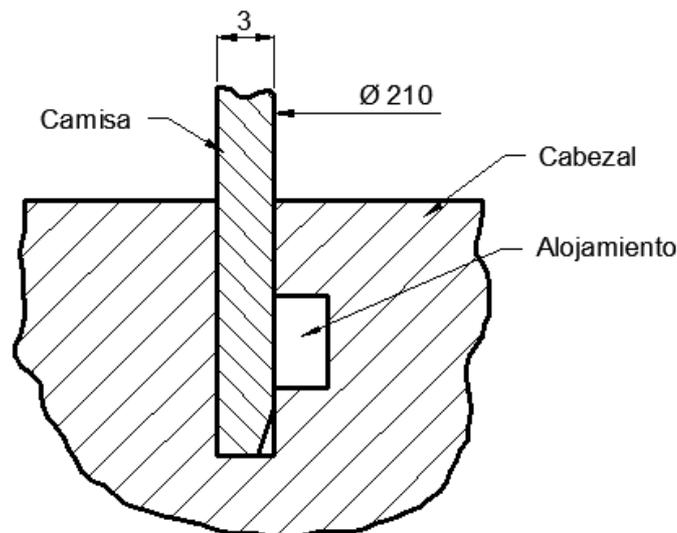


Figura 2-9 Sección en zona de montaje de la junta tórica, cotas en mm

Entre las diferentes dimensiones que se ofrecen en el catálogo, se elige la junta de **202,79 mm x 3,53 mm** ($d1 \times d2$), cuyo número de referencia es **ORAR00266**, y para la que propone el fabricante en instalación radial estática una profundidad de alojamiento de 2,70 mm, anchura de 4,80 mm y radio de redondeo $r1$ (ver figura 2-6) de 0,6 mm. Además, el acabado en los laterales y fondo del alojamiento debe cumplir que:

$$R_t \leq 16 \mu m \quad R_z \leq 6,3 \mu m \quad R_a \leq 1,6 \mu m$$

Con esta profundidad de alojamiento se tiene una compresión inicial de:

$$\text{Compresión inicial [\%]} = \frac{d2 - \text{profundidad}}{d2} * 100 = \frac{3,53 - 2,70}{3,53} * 100 = 23,5 \%$$

que se sitúa dentro del rango establecido y ya mostrado en la figura 2-7.

Respecto al chaflán, se opta por una longitud Z de 2,5 mm con un ángulo de 20° (ver figura 2-2), y la rugosidad de la superficie de contacto de la camisa con la junta debe cumplir que:

$$R_t \leq 10 \mu m \quad R_z \leq 6,3 \mu m \quad R_a \leq 1,6 \mu m$$

La holgura radial S máxima permitida según se muestra en la tabla 2-3 es 0,10 mm para la presión máxima de trabajo, que hay que comprobar si se cumple con el ajuste H8/f7 recomendado para aplicaciones estáticas. Según la norma [3] las desviaciones superior e inferior para la camisa (agujero) y el cabezal (eje) son:

$$210H8 = 210_0^{+0,072} [mm]$$

$$210f7 = 210_{-0,096}^{-0,05} [mm]$$

por lo que el juego o holgura máximo que se podría encontrar es:

$$S_{max} = 0,072 - (-0,096) = 0,168 \text{ mm}$$

que es superior al valor máximo permisible de 0,10 mm, por lo que el ajuste debe ser H7/g6, quedando de esta manera la holgura máxima posible dentro del límite establecido:

$$210H7 = 210_0^{+0,046} [mm]$$

$$210g6 = 210_{-0,044}^{-0,015} [mm]$$

$$S_{max} = 0,046 - (-0,044) = 0,09 \text{ mm}$$

$$S_{min} = 0 - (-0,015) = 0,015 \text{ mm}$$

Como resumen, se muestra en la figura 2-10 un croquis de una sección del cabezal y de la camisa en la zona de montaje con las dimensiones geométricas resultantes del proceso de selección de la junta tórica. Hay que aclarar que la profundidad de la hendidura y la distancia entre la superficie del cabezal y el alojamiento se han tomado por criterio propio, ya que no se especifican recomendaciones.

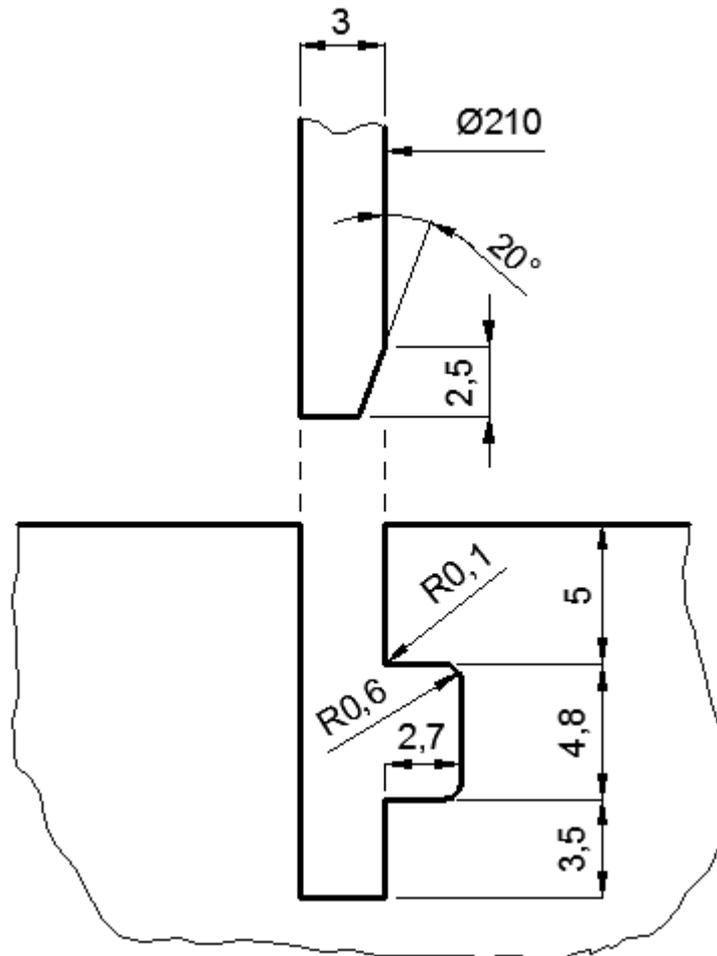


Figura 2-10 Croquis del alojamiento de la junta tórica de la camisa exterior del cilindro 1, cotas en mm

2.2.2 Estanqueidad de camisa interior del cilindro 1 en cabezales

En este caso, al igual que el anterior, como no existe movimientos relativos entre la camisa y el cabezal durante el periodo de trabajo se realiza el sellado de la unión con una junta tórica, aplicándose el resultado a los cabezales de las cámaras A y B.

La junta también se aloja en el cabezal, pero en este caso se trata de un montaje radial con estanqueidad exterior (ver figura 2-8), por lo que el diámetro dI debe ser mayor o igual que el diámetro de la camisa, 120 mm.

Por tanto, la junta elegida es de material NBR y dimensiones **120,24 mm x 3,53 mm (ORAR00248)**, a la que corresponde una profundidad de alojamiento de 2,70 mm, anchura de 4,80 mm y radio de redondeo rI (ver figura 2-6) de 0,6 mm. El acabado en los laterales y fondo del alojamiento debe cumplir que:

$$R_t \leq 16 \mu m \quad R_z \leq 6,3 \mu m \quad R_a \leq 1,6 \mu m$$

En chaflán se elige de 20° y una longitud de 2,5 mm, y la rugosidad de la superficie de contacto de la camisa con la junta debe cumplir que:

$$R_t \leq 10 \mu m \quad R_z \leq 6,3 \mu m \quad R_a \leq 1,6 \mu m$$

El ajuste, al igual que en el caso anterior, debe ser H7/g6, ya que con el recomendado no se garantiza cumplir la holgura radial máxima permitida.

En la figura 2-11 se muestra un croquis con la geometría del cilindro en la zona de montaje de la junta.

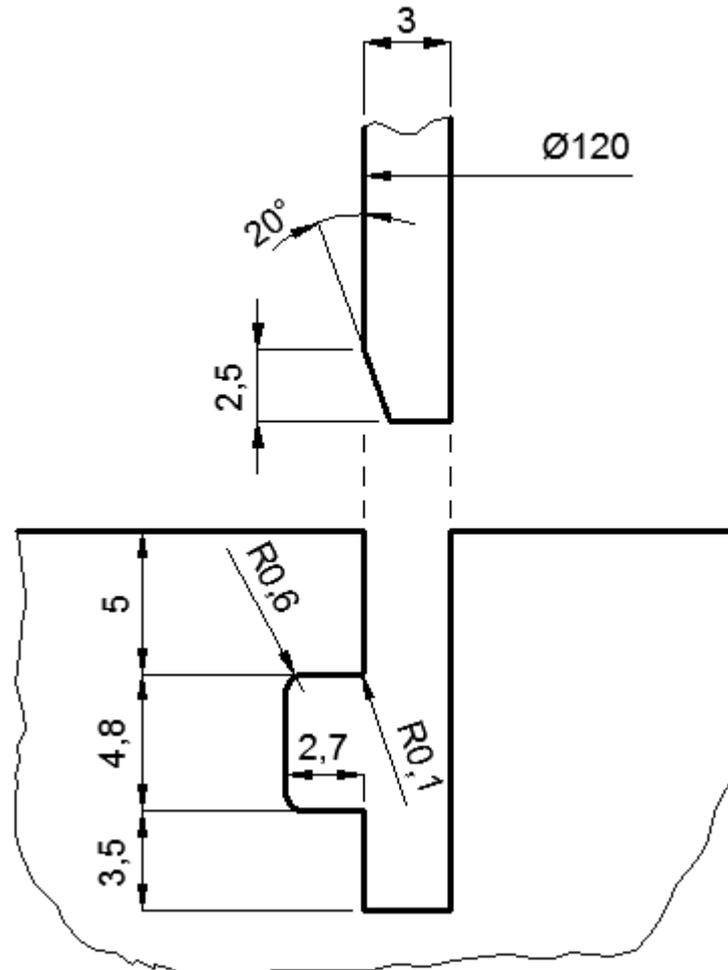


Figura 2-11 Croquis del alojamiento de la junta tórica de la camisa interior del cilindro 1, cotas en mm

2.2.3 Estanqueidad de camisa del cilindro 2 en cabezales

En este caso, al igual que antes, se realiza el sellado de la unión entre la camisa del cilindro 2 y los cabezales de las cámaras A y B con una junta tórica, alojada en este último.

Dada la geometría, esta situación se corresponde con un montaje radial con estanqueidad interior, por lo que el diámetro dI debe ser menor o igual que el diámetro de la camisa, 50 mm.

La junta elegida es de material NBR y dimensiones **49,70 mm x 3,50 mm (OR3504970)**, a la que corresponde una profundidad de alojamiento de 2,70 mm, anchura de 4,80 mm y radio de redondeo $r1$ (ver figura 2-6) de 0,6 mm. El acabado en los laterales y fondo del alojamiento debe cumplir que:

$$R_t \leq 16 \mu m \quad R_z \leq 6,3 \mu m \quad R_a \leq 1,6 \mu m$$

En chaflán se elige de 20° y una longitud de 2,5 mm, y la rugosidad de la superficie de contacto de la camisa con la junta debe cumplir que:

$$R_t \leq 10 \mu m \quad R_z \leq 6,3 \mu m \quad R_a \leq 1,6 \mu m$$

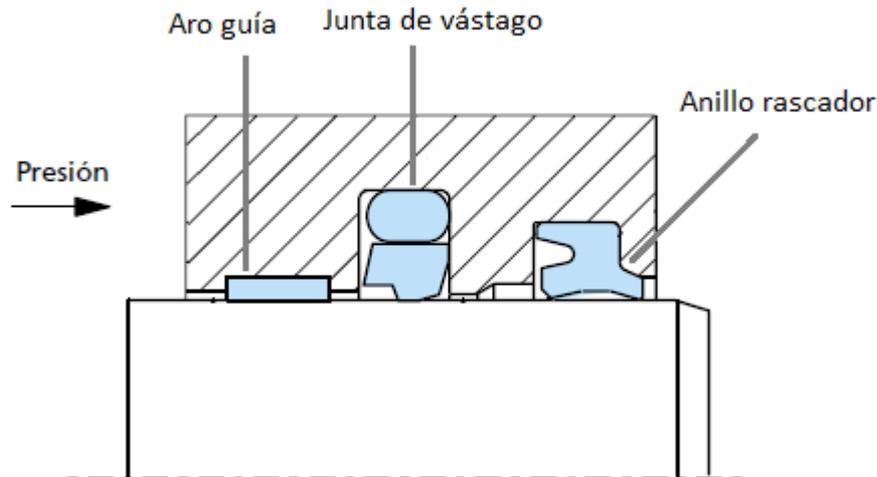


Figura 2-13 Elementos de estanqueidad de un vástago

➤ Junta de vástago

De los tres elementos de estanqueidad que se colocan para sellar la unión, es la junta de vástago la que realiza gran parte de esta función. En el caso de aplicaciones de servicio pesadas o fluidos altamente perjudiciales para el medio ambiente, es común instalar un sistema redundante de estanqueidad, compuesto por dos juntas de vástago y dos aros guía, aunque en esta situación no se incluye el actuador objeto del presente TFM debido a las cargas y presiones que se manejan.

En este caso, la estanqueidad es dinámica, por lo que al igual que la presión de trabajo, la velocidad de movimiento resulta un parámetro fundamental para la correcta selección de la junta. Según el ciclo de trabajo que debe realizar el actuador, la velocidad de movimiento máxima del vástago, tanto del cilindro 1 como el 2, se sitúa en torno a 0,7 m/s, por lo que será este valor el que se tenga en cuenta en el proceso.

De entre las distintas posibilidades de junta de vástago que se ofrecen en el catálogo, se opta por la **Turcon Stepseal 2K** de material Turcon T05, ya que se caracteriza por:

- Velocidad: Hasta 15 m/s con movimiento alternativos, frecuencia hasta 5 Hz
- Presión: Hasta 25 MPa
- Temperatura de funcionamiento: - 30 a 100 °C
- Fluido: Fluidos hidráulicos con base de aceite mineral, fluidos hidráulicos no inflamables, fluidos hidráulicos que no dañan el medio ambiente (bioaceites).

Existen otros tipos de juntas cuyas condiciones límites de trabajo se aproximan más a las de trabajo del actuador, pero se opta por la anteriormente dicha ya que el fabricante indica que estas condiciones son máximas y no se pueden alcanzar al mismo tiempo.

En la figura 2-14 se muestra una imagen de la geometría y algunas características de esta junta, en la que puede verse que requiere de una junta tórica como elemento de activación.

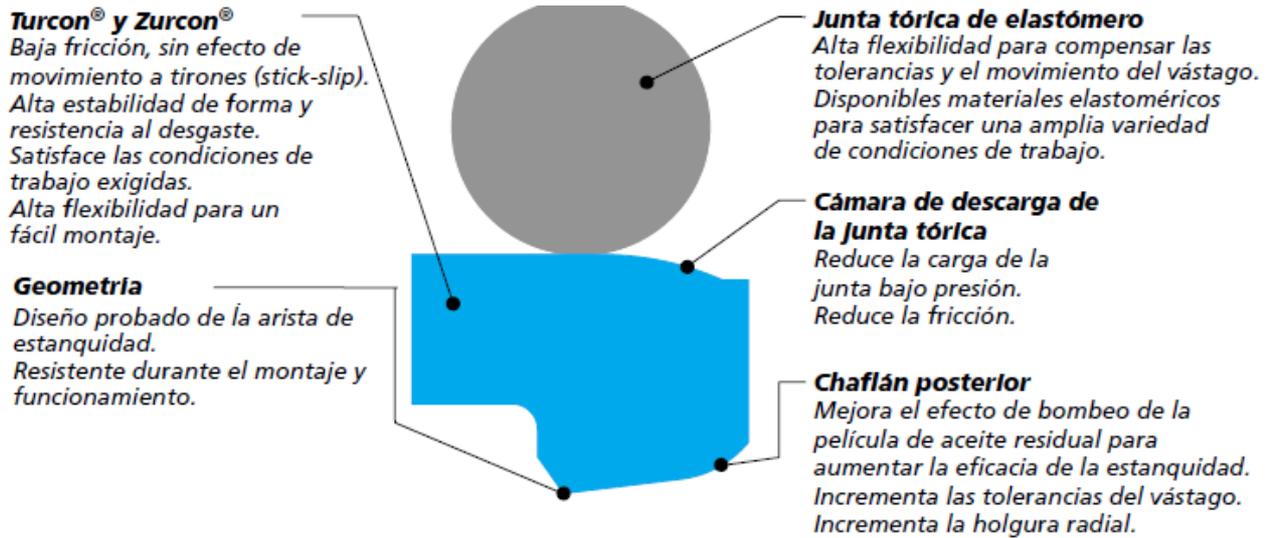


Figura 2-14 Junta Turcon Stepseal 2K

Para el funcionamiento de la junta, la arista de estanquidad crea un gradiente de presión controlado que minimiza la adherencia del fluido en el vástago durante la extensión, y permite que la película de fluido residual vuelva al sistema durante el retorno. Además, la cámara de descarga de la junta tórica reduce la carga de presión en la junta, optimizando el contacto con el vástago y mejorando el rendimiento de estanquidad con altas presiones de trabajo. La alta elevación del chaflán posterior combina una superficie de estanquidad posterior suave con la capacidad de compensar las altas holguras radiales y las tolerancias del vástago.

Con esta junta, el fabricante recomienda que el anillo rascador sea de doble efecto para conseguir el efecto hidrodinámico de bombeo, por lo que se tendrá en cuenta en el momento de la selección de dicho elemento.

Para evitar daños a la junta durante la instalación, el vástago debe estar provisto de un chaflán de entrada y aristas redondeadas, como puede verse en la figura 2-15, y cuyas dimensiones se muestran en la tabla 2-4.

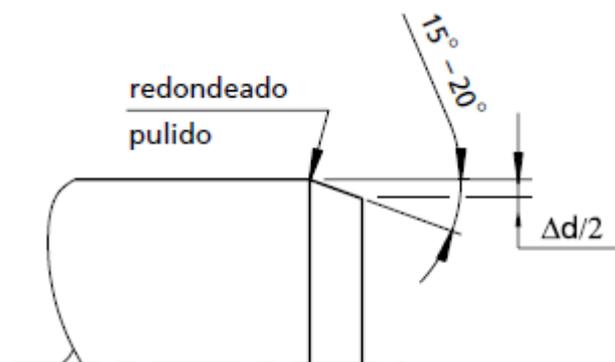


Figura 2-15 Chaflán de entrada para junta de vástago

Tabla 2-4 Dimensiones del chaflán para junta de vástago

Chaflán de entrada Disminución del diámetro Δd mín.	Ancho del alojamiento L_1^*
1,1	2,2
1,4	3,2
1,9	4,2
2,7	6,3
3,5	8,1
4,0	9,5
5,5	13,8

Las dimensiones del chaflán dependen de la anchura del alojamiento L_1 , que a su vez depende del tamaño de junta elegida.

En la figura 2-16 y 2-17 se muestra una imagen con la geometría del alojamiento y sus parámetros dimensionales, que dependerán del tamaño de junta seleccionado, y la distancia L que debe haber con el resto de elementos de estanqueidad, que debe ser como mínimo la profundidad X del alojamiento. Además, se recomienda que el ajuste entre el cabezal y el vástago sea H9/f8.

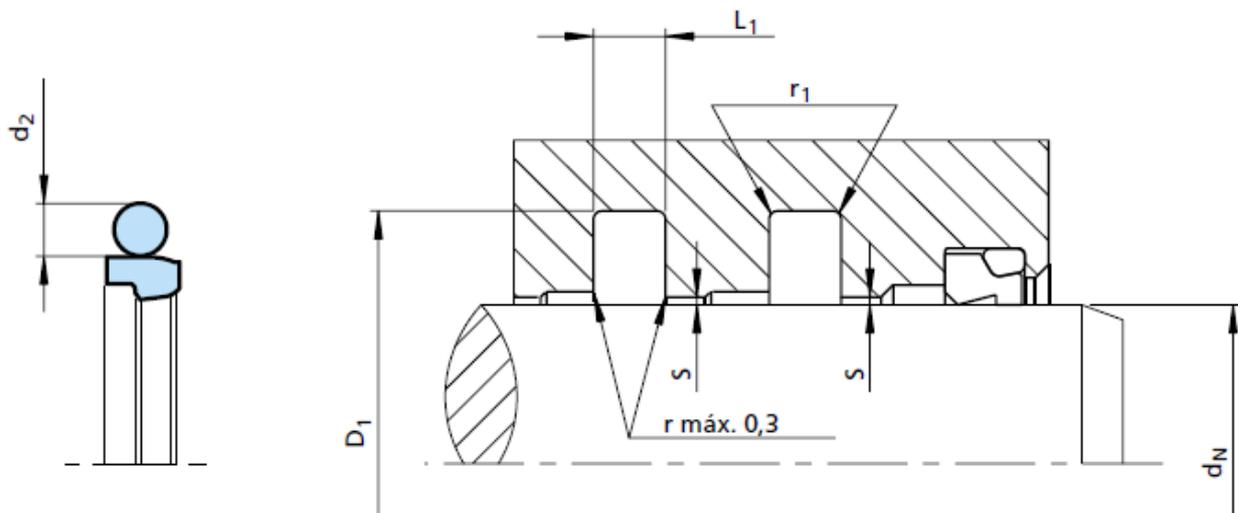


Figura 2-16 Parámetros dimensionales del alojamiento de la junta Turcon Stepseal 2K

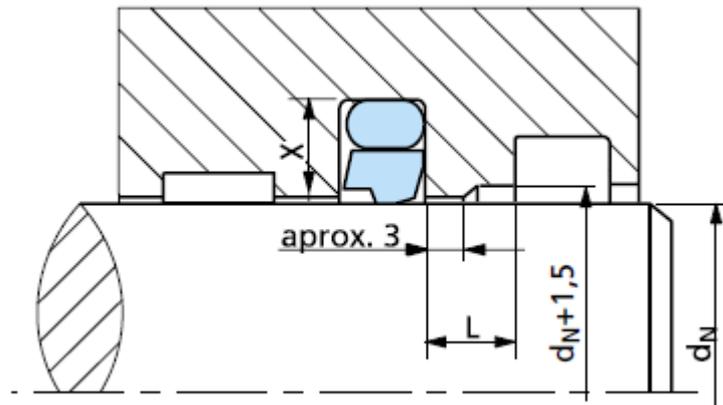


Figura 2-17 Distancia entre elementos de estanqueidad

Respecto al material del vástago, el fabricante recomienda utilizar preferentemente 42CrMo4V, con un endurecimiento por inducción HRC 45 mínimo y profundidad mínima de 2,5 mm. Además, la rugosidad superficial debe cumplir los valores mostrados en la tabla 2-5.

Tabla 2-5 Parámetros de rugosidad superficial del vástago

Rugosidad de la superficie μm			
Parámetro	Superficie de contacto		Superficie del alojamiento
	Materiales Turcon®	Zurcon® y caucho	
$R_{\text{máx.}}$	0,63 - 2,50	1,00 - 4,00	< 16,0
$R_{z \text{ DIN}}$	0,40 - 1,60	0,63 - 2,50	< 10,0
R_a	0,05 - 0,20	0,10 - 0,40	< 1,6

Una vez conocidas todas las recomendaciones de diseño dependientes de la junta del vástago, se puede elegir la dimensión de esta, para lo que es necesario únicamente el diámetro del vástago, que en este caso es 14 mm.

Por tanto, la junta que le corresponde a dicho diámetro es la **RSK100140** y la junta tórica **17,12 x 2,62**. A esta le corresponde un diámetro de alojamiento D_I (H9) de 21,3 mm, un ancho L_I de 3,2 mm y un diámetro de la cámara de aceite D_A (H9) de 15,5 mm

Conocida esta, la disminución del diámetro para el chaflán, Δd es 1,4 mm, el radio del alojamiento r_I 0,6 mm y la holgura máxima S 0,4 mm.

La holgura o juego máximo y mínimo que se pueden dar con el ajuste H9/f8 recomendado son

$$14H9 = 210^{+0,043}_0 \text{ [mm]}$$

$$14f8 = 210^{-0,016}_{-0,053} \text{ [mm]}$$

$$S_{\text{max}} = 0,043 - (-0,053) = 0,096 \text{ mm}$$

$$S_{\text{min}} = 0 - (-0,016) = 0,016 \text{ mm}$$

siendo el valor máximo inferior al valor límite de 0,4 mm, por lo que el ajuste H9/f8 recomendado se mantiene. En la figura 2-18 se muestra un croquis del alojamiento con las dimensiones correspondientes.

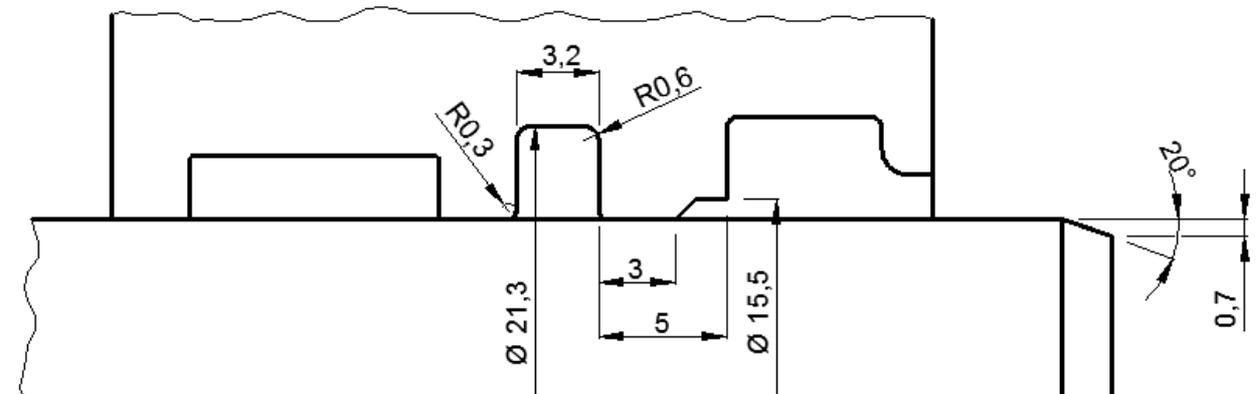


Figura 2-18 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Stepseal 2K del cilindro 2, cotas en mm

➤ Anillo rascador

Los rascadores se instalan en los cilindros hidráulicos para limpiar cualquier suciedad, partículas extrañas o polvo de los vástagos durante el retorno, previniendo así la entrada al interior y la contaminación del fluido hidráulico, ya que en caso contrario dañaría los aros de guía, juntas y otros componentes. Dependiendo de la aplicación y del sistema de estanquidad, se pueden usar rascadores de simple y doble efecto, pero como se vio en la selección de la junta de vástago, con la Turcon Stepseal 2K es recomendable utilizar un rascador de doble efecto.

La diferencia entre el rascador de simple y doble efecto es que el último tiene la función adicional de limpiar la película del fluido residual existente para evitar cualquier fuga externa.

Entre las distintas posibilidades del catálogo, se opta por el **anillo rascador DA 17** de material NBR, cuyas condiciones de trabajo son:

- Velocidad: Hasta 1 m/s con movimiento alternativos, frecuencia hasta 5 Hz
- Temperatura: - 30 a 110 °C
- Fluido: Fluidos hidráulicos con base de aceite mineral, fluidos hidráulicos no inflamables (HFA, HFB, HFC), agua, aire, etc.

En la figura 2-19 se muestra una imagen de la geometría del rascador, en la que puede verse como en la zona central tiene una cavidad cuya función es retener la película de aceite residual durante la etapa de extensión para conseguir una estanquidad máxima.

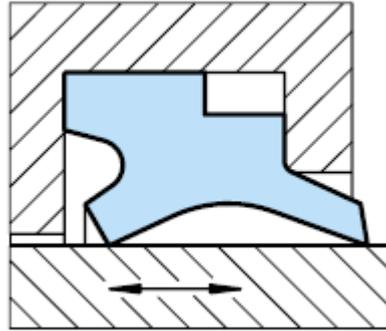


Figura 2-19 Anillo rascador DA 17

En la figura 2-20 se muestra una imagen con las recomendaciones geométricas para la instalación del anillo en el cabezal, y cuyos parámetros dimensionales dependerán del tamaño de rascador elegido. Además, al igual que con la junta de vástago, se recomienda un ajuste H9/f8.

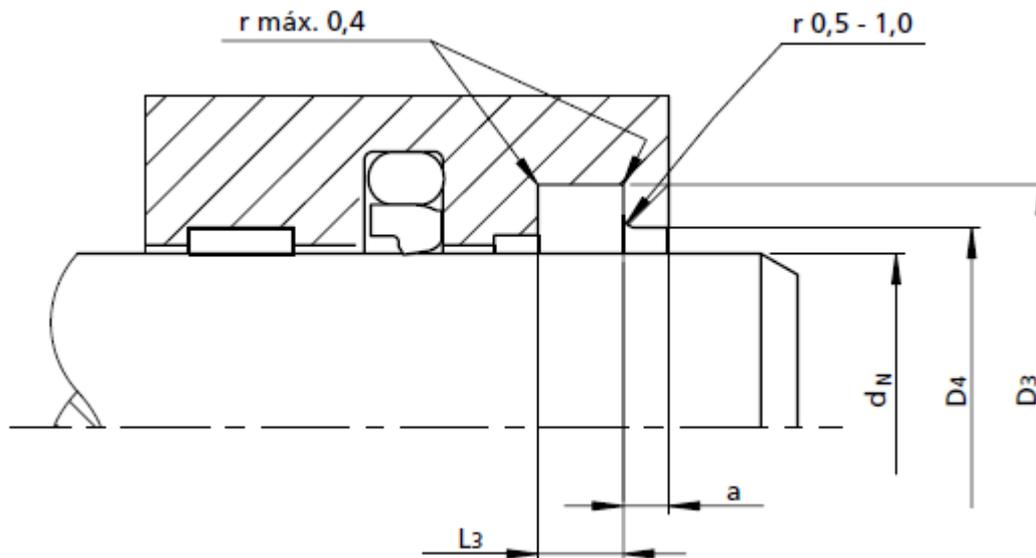


Figura 2-20 Parámetros dimensionales del alojamiento del anillo rascador DA 17

La selección del rascador se basa en el diámetro del vástago, por lo que a 14 mm le corresponde el **WD1700140** y los parámetros dimensionales:

- Diámetro de alojamiento D_3 (H9): 22 mm
- Ancho de alojamiento L_3 : 6 mm
- Diámetro de entrada D_4 (H11): 17,5 mm
- Ancho de pestaña mínimo a : 2 mm

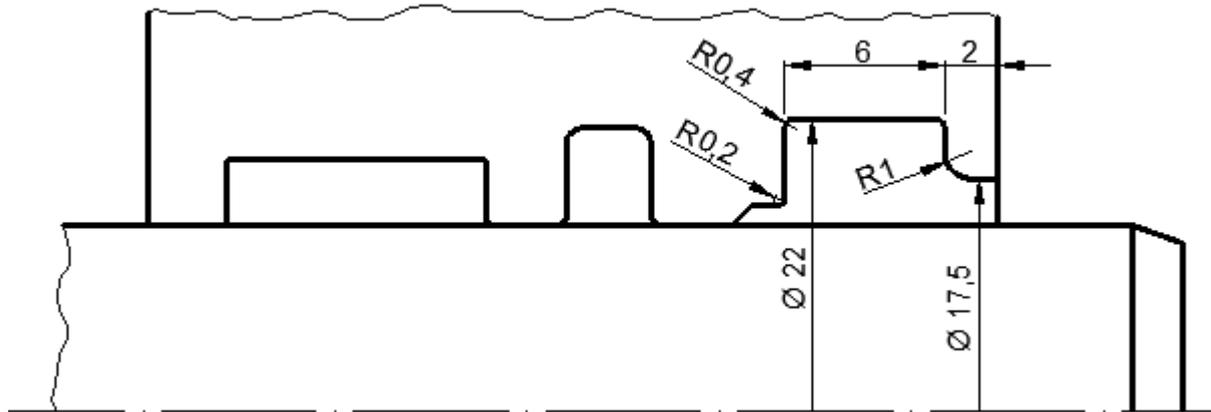


Figura 2-21 Croquis del alojamiento del rascador DA 14 del cilindro 2, cotas en mm

➤ Aro guía

La finalidad que tiene este elemento es guiar el pistón y el vástago de un cilindro hidráulico, y absorber las fuerzas transversales que se producen. Al mismo tiempo, debe impedir el contacto metálico entre las partes deslizantes del cilindro para evitar el desgaste y el gripaje, amortiguar vibraciones y eliminar las concentraciones locales de tensiones.

Estos aros guías se utilizan indistintamente tanto para vástagos como para émbolo, por lo que el proceso de selección es el mismo.

En el catálogo se presentan tres modelos diferentes, cada uno de ellos con una serie de materiales de fabricación, y de entre todos ellos se elige el **Turcite Slydring** de material Turcite T47, ya que presenta buen funcionamiento en aplicaciones con cargas media y ligera, y con superficies de contacto de acero cromado y hierro fundido. Además, tiene las siguientes condiciones máximas de trabajo:

- Velocidad: Hasta 15 m/s con movimiento alternativos.
- Temperatura: - 60 a 150 °C
- Fluido: Fluidos hidráulicos con base de aceite mineral, fluidos hidráulicos no inflamables (HFA, HFB, HFC), agua, aire, etc.
- Presión radial: 15 N/mm² a 20°C, 12 N/mm² a 80°C y 8 N/mm² a 120°C

En la figura 2-22 se muestra una imagen con el alojamiento del aro guía para vástago. El ancho T del aro guía es fijo y existe una serie de valores predeterminados, por lo que el número de aros a instalar dependerá del cálculo del ancho necesario.

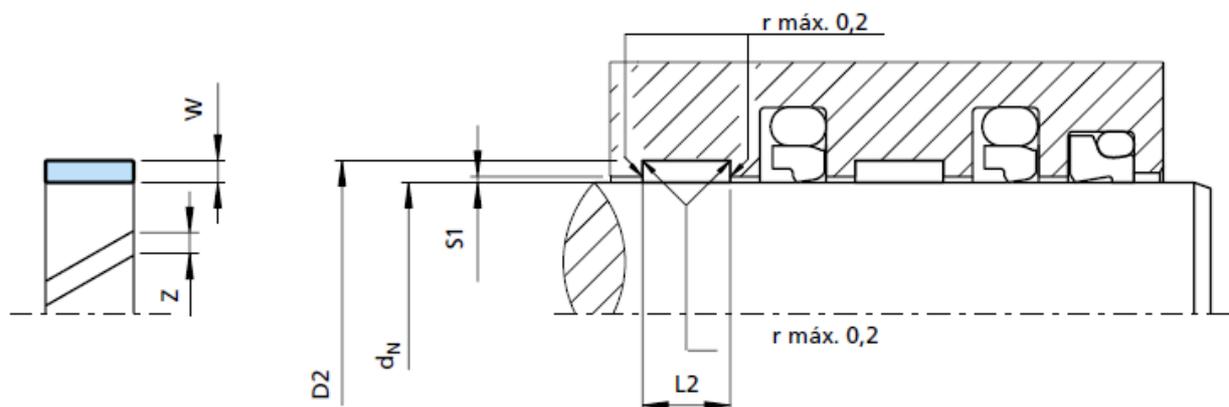


Figura 2-22 Parámetros dimensionales del alojamiento del aro guía Turcite Slydring

El ancho total de aro guía necesario se calcula de la siguiente manera:

$$T_{tot} = \frac{F * f}{d_N * P_r}$$

donde

- F es la máxima carga radial
- f es un factor de seguridad, 2
- d_N es el diámetro del vástago
- p_r es la presión radial del anillo guía

En la información aportada no se especifican fuerzas radiales en el vástago ni se aporta información para poder calcularla, por lo que se estiman en un 5 % de la fuerza máxima que realiza el cilindro, es decir, 750 N. Además, en el cálculo se utiliza la presión radial a 80 °C para estar del lado de la seguridad. Con esto, el ancho total de aro necesario es:

$$T_{tot} = \frac{750 * 2}{14 * 12} = 8,93 \text{ mm}$$

Conocido el ancho necesario, se elige el aro guía **GR69** ya que tiene un ancho de alojamiento L_2 de 9,70 mm. Este tiene un espesor W de 2,5 mm y le corresponde un diámetro de alojamiento D_2 (H8) de 19 mm.

Por último, los aros del material elegido se suministran en rollos, por lo que hay que calcular también la longitud que se necesita en cada situación concreta, para lo que el fabricante aporta la siguiente fórmula:

$$L = c * (d_N + W) - k \text{ [mm]}$$

donde

- c es una constante del material: 3,11
- k es una constante de temperatura: 0,8

Por tanto, la longitud necesaria en este caso es:

$$L = 3,11 * (14 + 5) - 0,8 = 58,29 \text{ mm}$$

A la hora de realizar el corte de la cinta, es importante hacerlo con un ángulo de 45° tal y como se observa en la figura 2-22. Para resumir, se muestra en la figura 2-23 un croquis con el alojamiento del aro guía en el cabezal.

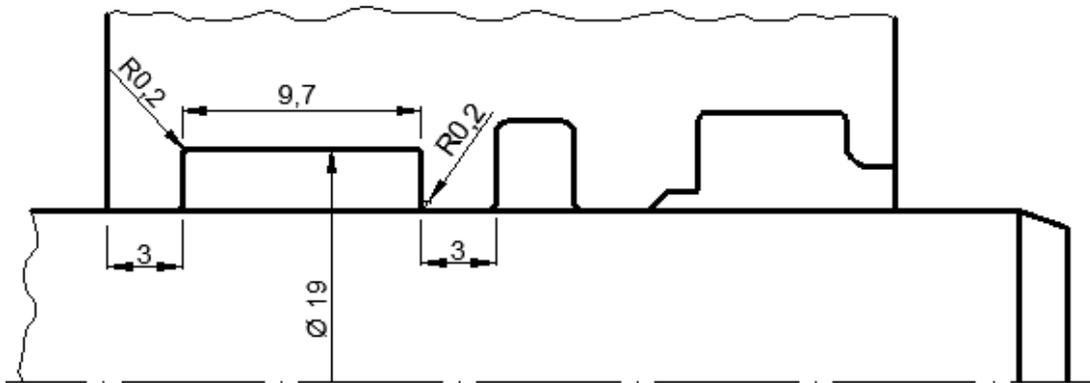


Figura 2-23 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring del cilindro 2, cotas en mm

2.2.5 Estanqueidad del vástago del cilindro 1 en cabezal de cámara B

En este apartado se seleccionan los componentes de estanqueidad para la unión entre el vástago del cilindro 1 y el cabezal de la cámara B. Como en este caso el vástago es cilíndrico y hueco, hay que diferenciar entre componentes de estanqueidad del lado exterior e interior a la camisa.

2.2.5.1 Lado exterior de la camisa

La situación que se da en este caso es igual a las vistas anteriormente, con la salvedad de que ahora el diámetro del vástago es 180 mm.

➤ Junta de vástago

La junta elegida es la **Turcon Stepseal 2K** de material Turcon T05, concretamente la de referencia **RSK301800**, a la que le corresponde la junta tórica **183,52 x 5,33**. Las dimensiones para las recomendaciones de instalación son las que se indican a continuación y se representan en la figura 2-24:

- Diámetro de alojamiento D_I (H9): 195,1 mm
- Ancho de alojamiento L_I : 6,3 mm
- Disminución de diámetro Δd para el chaflán: 2,7 mm
- Radio del alojamiento r_I : 1,3 mm
- Ajuste cabezal/vástago: H9/f8
- Distancia mínima entre elementos L : 7,55 mm
- Diámetro de la cámara de aceite D_A (H9): 181,5 mm

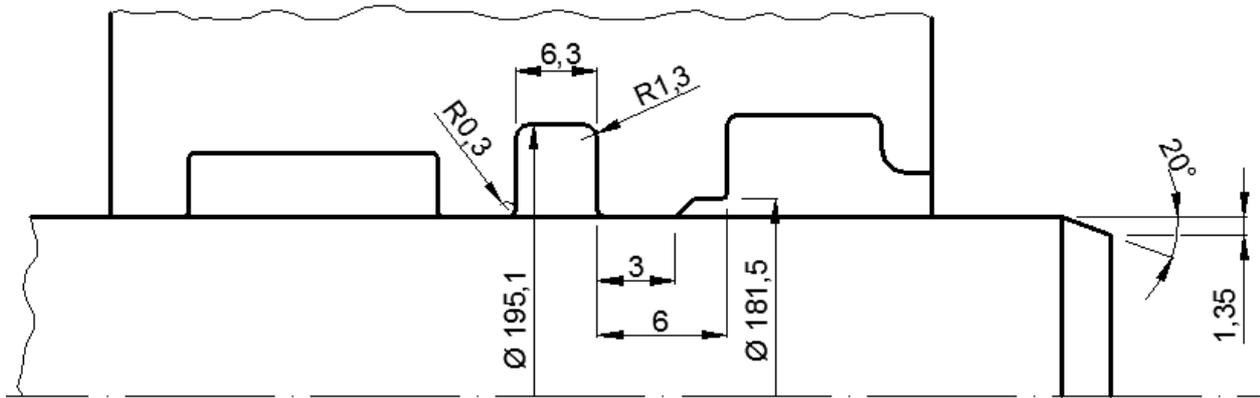


Figura 2-24 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Stepseal 2K del cilindro 1 (exterior), cotas en mm

➤ Anillo rascador

El anillo rascador seleccionado es el **rascador DA 17** de material NBR y referencia **WD1701800**. Las dimensiones de alojamiento se muestran a continuación y se representan en la figura 2-25:

- Diámetro de alojamiento D_2 (H9): 192 mm
- Ancho de alojamiento L_3 : 8,2 mm
- Diámetro de entrada D_4 (H11): 185 mm
- Ancho de pestaña mínimo a : 3 mm

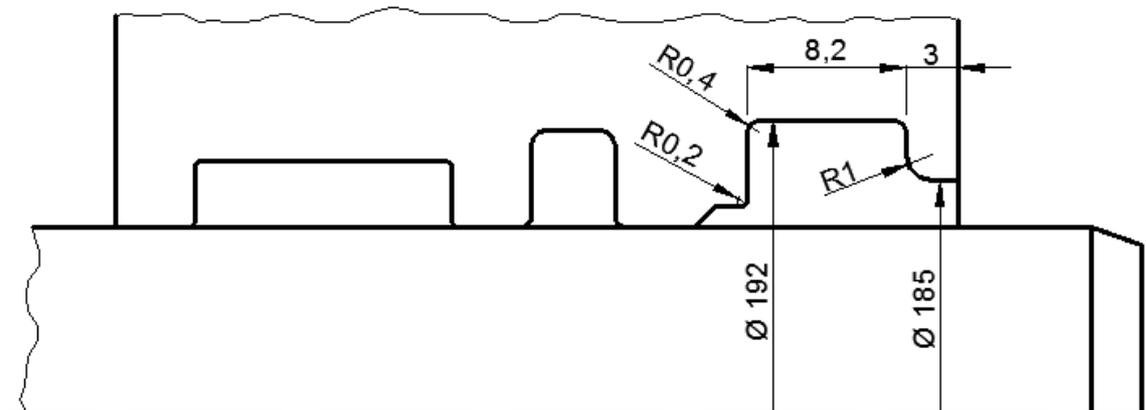


Figura 2-25 Croquis del alojamiento del rascador DA 14 del cilindro 1 (exterior), cotas en mm

➤ Aro guía

El aro guía es el **Turcite Slydring** de material Turcite T47, concretamente el **GR41**. A continuación se muestran las dimensiones que definen el alojamiento y se representan en la figura 2-26:

- Diámetro de alojamiento D_2 (H8): 183,1 mm
- Ancho necesario T_{tot} : 0,69 mm
- Ancho de alojamiento L_2 : 2,5 mm
- Espesor del aro W : 1,55 mm
- Longitud L : 568,64 mm

Como puede verse, en este caso el ancho necesario de aro guía es muy pequeño debido al gran diámetro del vástago y a que se mantiene la suposición de la carga radial como un 5% de la fuerza máxima longitudinal que realiza el actuador.

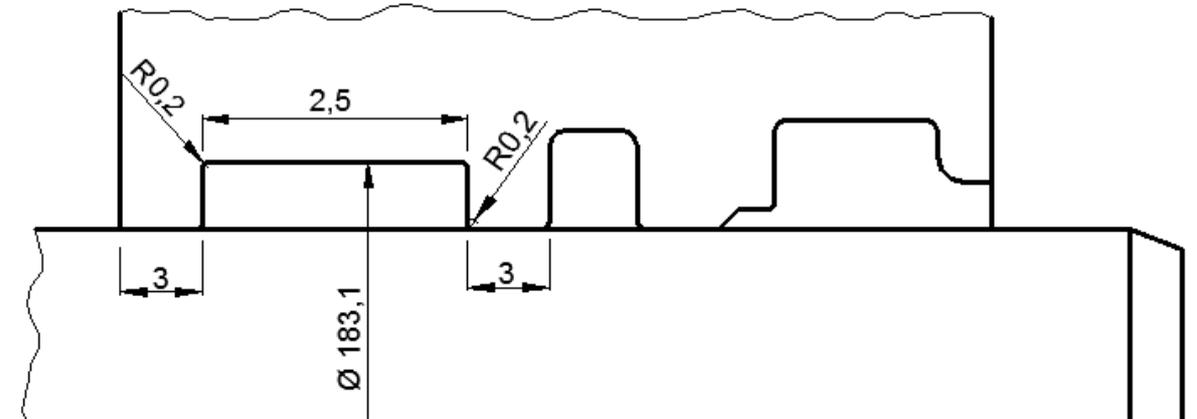


Figura 2-26 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring del cilindro 1 (exterior), cotas en mm

2.2.5.2 Lado interior de la camisa

En esta situación, los elementos de estanqueidad que es necesario colocar son los mismos que se han visto hasta ahora: junta de vástago, anillo rascador y aro guía. Sin embargo, el funcionamiento de estos cambia ligeramente, ya que en este caso el conjunto de juntas deben sellar la unión actuando en sentido radial hacia el exterior, en lugar de hacia el interior. Por este motivo, los elementos de estanqueidad que se seleccionan a continuación se corresponden con elementos utilizados en la estanqueidad de émbolo o pistón, ya que están diseñados para trabajar de este modo.

De esta manera se podrán seleccionar la junta de vástago y el aro guía, pero no el anillo rascador ya que este elemento no tiene sentido instalarlo en el sellado del émbolo y por tanto no se dispone de él en el catálogo. Sería necesario fabricarlo a medida para este propósito, por lo que se supondrán un alojamiento simétrico al del rascador del lado exterior de la camisa.

➤ Junta de vástago

Las juntas de émbolo se dividen en simple y doble efecto, dependiendo la selección de esta de si el cilindro en el que se va a instalar es de simple o doble efecto. Las de simple efecto tienen una sección asimétrica y una orientación de montaje, mientras que las juntas de doble efecto son de sección simétrica y pueden trabajar con presión a ambos lados.

En este caso, aunque el cilindro en el que se van a colocar es de doble efecto, al hacer la función de junta de vástago únicamente entrará en contacto con fluido a presión por una de sus caras, por lo que en la selección se toma de simple efecto.

Entre las distintas posibilidades que se ofrece de junta de émbolo de simple efecto se encuentra la Turcon Stepseal 2K, que tiene la misma sección y características que la seleccionada como junta de vástago en el resto de caso pero la geometría es inversa tal y como puede observarse en la figura 2-27.

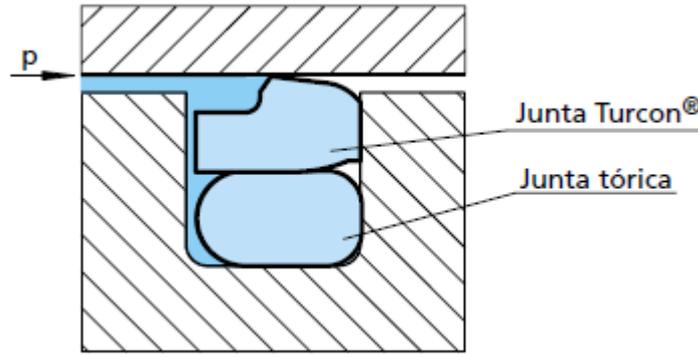


Figura 2-27 Junta de émbolo Turcon Stepseal 2K

Por tanto, por igualdad con el resto de elementos se opta por esta junta también, aunque de material Turcon T46 ya que el Turcon T05 del resto de juntas de vástago ya seleccionadas no se presenta como posibilidad. A continuación se muestran las condiciones límites de trabajo con este material, que como puede verse son superiores a las del Turcon T05:

- Velocidad: Hasta 15 m/s con movimiento alternativos, frecuencia hasta 5 Hz
- Presión: Hasta 70 MPa
- Temperatura de funcionamiento: - 45 a 200 °C
- Fluido: Fluidos hidráulicos con base de aceite mineral, fluidos hidráulicos no inflamables, fluidos hidráulicos que no dañan el medio ambiente (bioaceites).

El material de la junta tórica, por su parte, se mantiene el mismo que en los casos anteriores, siendo el recomendado para esta junta el NBR.

En esta situación también es necesario realizar un chaflán de entrada en el vástago, cuya geometría y dimensiones se muestran en la figura 2-28 y en la tabla 2-6, en función del ancho de alojamiento L_1 .

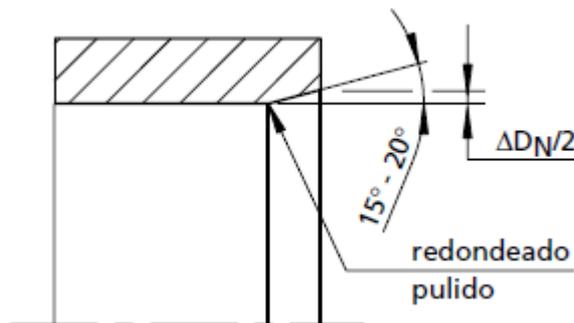


Figura 2-28 Chaflán de entrada para todas las junta de émbolo

Tabla 2-6 Dimensiones del chaflán para la junta de émbolo Turcon Stepseal 2K

Chaflán de entrada Aumento del diámetro ΔD_N mín.	Ancho del alojamiento L_1
1,1	2,2
1,4	3,2
1,9	4,2
2,7	6,3
3,5	8,1
4,0	9,5
5,5	13,8

La rugosidad superficial recomendable es la misma que en el caso de la misma junta pero para vástago, y ya mostrados los parámetros en la tabla 2-5.

En la figura 2-29 se muestra la geometría que debe tener el alojamiento de la junta junto con los parámetros dimensionales que dependen del tamaño elegido de esta. Como puede verse, al ser la imagen de un émbolo no se representa la cámara de aceite que se sitúa entre el anillo rascador y la junta de vástago, pero se siguen las mismas indicaciones que en el caso anterior para establecer el diámetro que le corresponde.

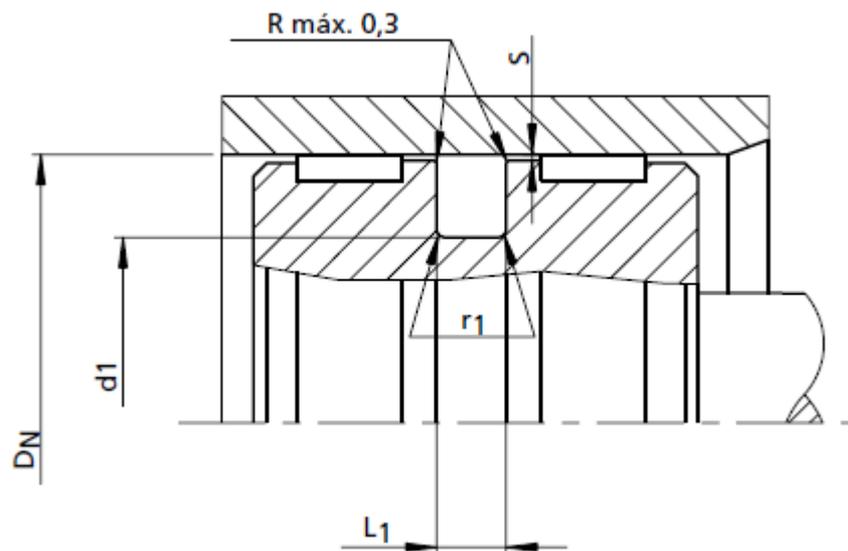


Figura 2-29 Parámetros dimensionales del alojamiento de la junta de émbolo Turcon Stepseal 2K

Conocido el diámetro interior de la camisa, 160 mm, la junta Turcon Stepseal 2K necesaria es la **PSK301600** con la junta tórica **142,24 x 5,33**. Los parámetros dimensionales del alojamiento son los siguientes, que además se representan en el croquis de la figura 2-30:

- Diámetro de alojamiento d_1 (H9): 144,9 mm
- Ancho de alojamiento L_1 : 6,3 mm
- Aumento de diámetro Δd para el chaflán: 2,7 mm
- Radio del alojamiento r_1 : 1,3 mm
- Ajuste camisa/vástago: H9/f8

- Distancia mínima entre elementos L : 7,55 mm
- Diámetro de la cámara de aceite d_A (H9): 158,5 mm

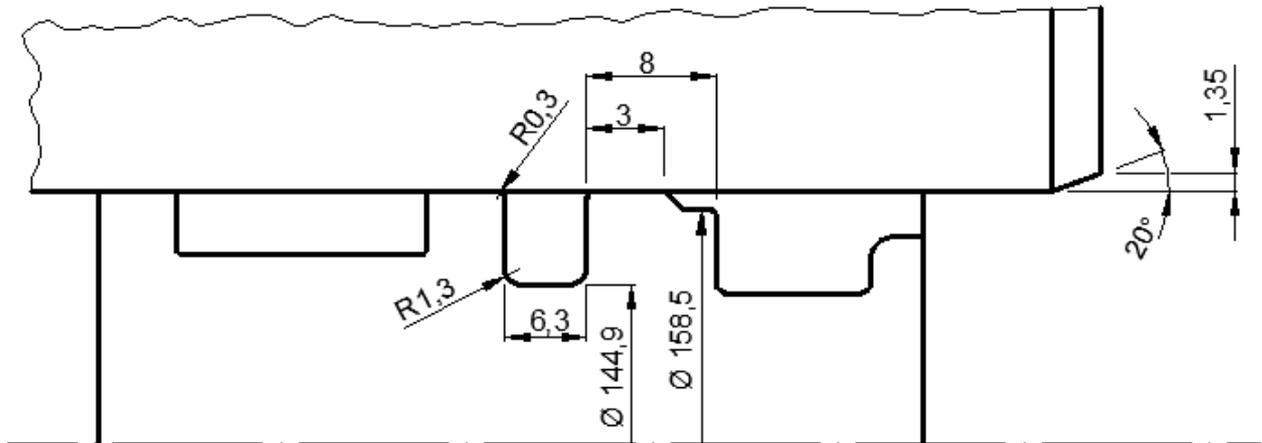


Figura 2-30 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Stepseal 2K del cilindro 1 (interior), cotas en mm

➤ Aro guía

Los diferentes modelos de aro guía se utilizan indistintamente en émbolo y vástago, únicamente cambian las dimensiones que definen el alojamiento. Al igual que antes, se tomarán las recomendaciones para el alojamiento de este como si fuera a instalarse en un émbolo ya que “geoméricamente” hablando es la situación de montaje que se da en este caso.

En la figura 2-31 se representa el alojamiento del aro guía en el caso de instalación en émbolo.

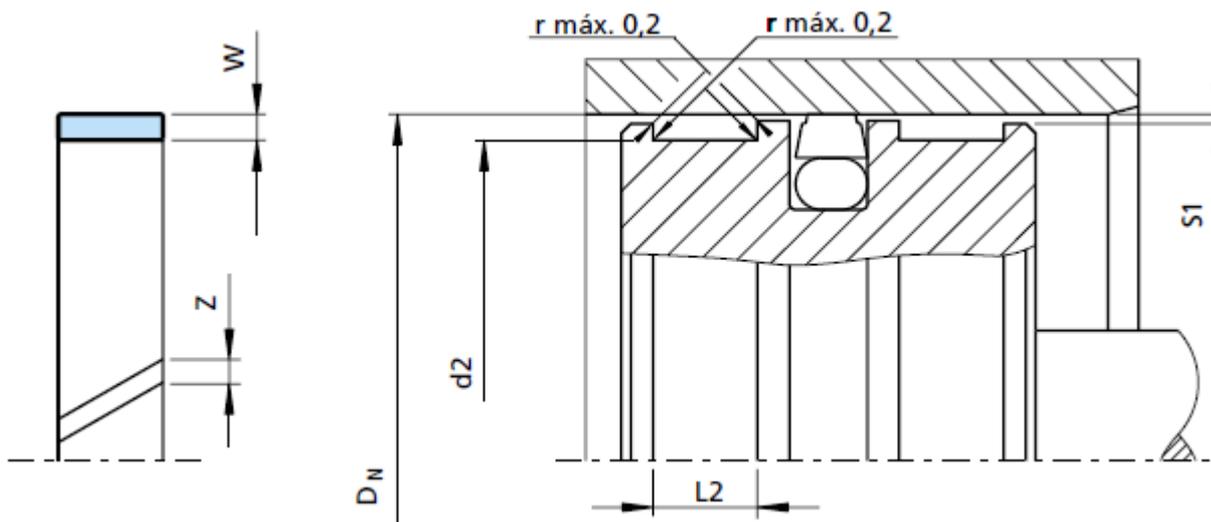


Figura 2-31 Parámetros dimensionales del alojamiento en émbolo para el aro guía Turcite Slydring

Respecto al modelo, se toma el mismo que en el lado exterior, el **Turcite Slydring** de material Turcite T47. El más apropiado es el **GP41**, cuyas dimensiones son:

- Diámetro de alojamiento d_2 (H8): 156,9 mm
- Ancho necesario T_{tot} : 0,63 mm
- Ancho de alojamiento L_2 : 2,5 mm

- Espesor del aro W : 1,55 mm
- Longitud L : 491,98 mm

En la figura 2-32 se muestra un croquis con las dimensiones del alojamiento en el cabezal para el aro guía.

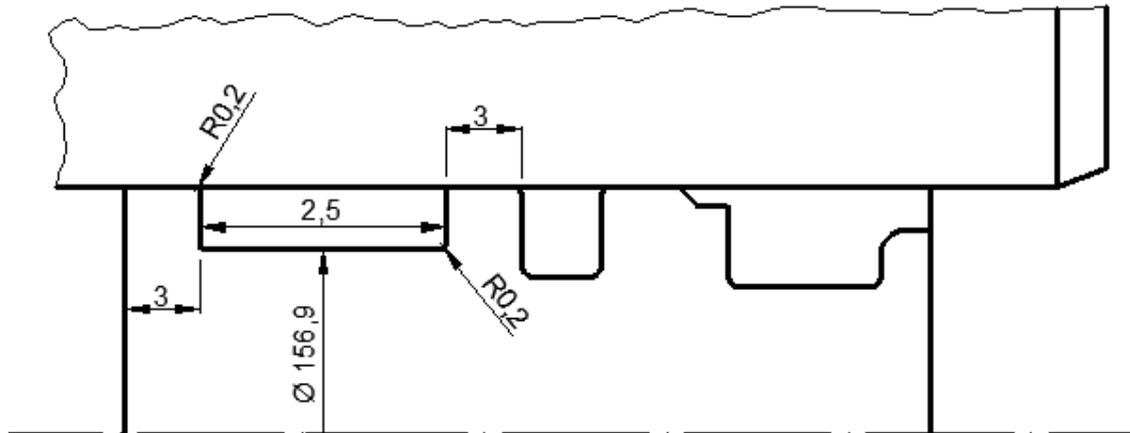


Figura 2-32 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring del cilindro 1 (interior), cotas en mm

➤ Anillo rascador

Como se ha dicho al principio de este apartado, no se contempla la instalación de un anillo rascador en el interior de un cilindro, por lo que no se dispone en el catálogo de ellos para instalar en émbolo. Sería necesario pedirlo para que se fabrique a medida, por lo que se presupone un alojamiento simétrico al correspondiente al rascador del lado exterior de la camisa de dimensiones las mostradas a continuación y representadas en la figura 2-33.

- Diámetro de alojamiento D_2 (H9): 152 mm
- Ancho de alojamiento L_3 : 8,2 mm
- Diámetro de entrada D_4 (H11): 156,5 mm
- Ancho de pestaña mínimo a : 3 mm

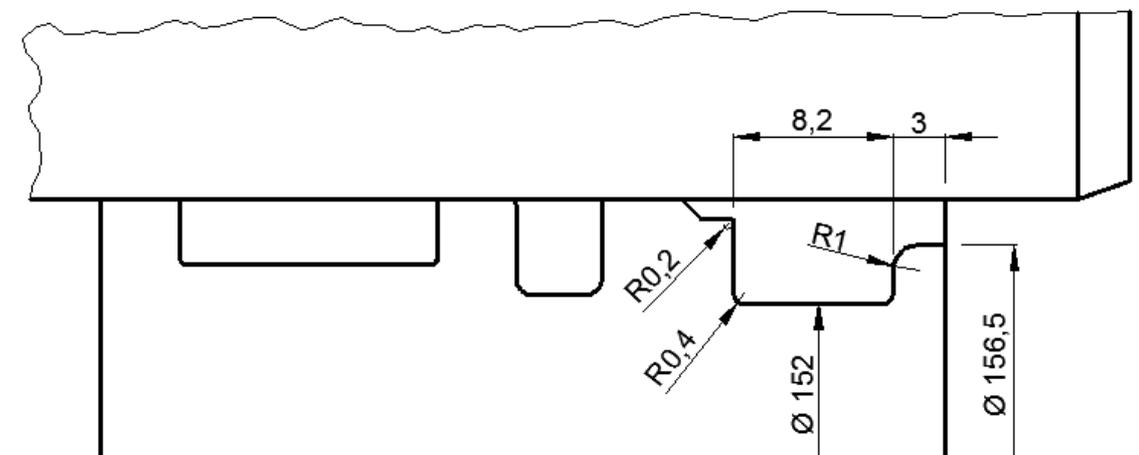


Figura 2-33 Croquis del alojamiento del rascador DA 14 del cilindro 1 (interior), cotas en mm

2.2.6 Estanqueidad del émbolo del cilindro 2

En este apartado se lleva a cabo el proceso de selección de los elementos de estanqueidad de la unión entre el émbolo y la camisa del cilindro 2, que son junta de émbolo y aro guía.

➤ Junta de émbolo

Al ser el cilindro de doble efecto, el émbolo está sometido a presión por las dos cámaras de este, por lo que la junta a elegir debe ser de doble efecto, de modo que se asegure el buen funcionamiento en la extensión y retracción del vástago.

Como ya se ha dicho anteriormente, en este caso también es necesario realizar un chaflán de entrada en la camisa con el fin de evitar daños en la junta durante el montaje, y cuya geometría y dimensiones ya se han mostrado en la figura 2-28 y en la tabla 2-6 respectivamente.

Respecto a la superficie de la camisa en contacto con la junta, se recomienda que cumpla al menos los valores mostrados en la tabla 2-7.

Tabla 2-7 Parámetros de rugosidad de la superficie de la camisa

Rugosidad de la superficie μm			
Parámetro	Superficie de contacto		Superficie del alojamiento
	Materiales Turcon [®]	Zurcon [®] y caucho	
$R_{\text{máx.}}$	0,63 - 2,50	1,00 - 4,00	< 16,0
$R_{\text{z DIN}}$	0,40 - 1,60	0,63 - 2,50	< 10,0
R_{a}	0,05 - 0,20	0,10 - 0,40	< 1,6

Entre todas las posibilidades de junta de émbolo de doble efecto existente en el catálogo se opta por la denominada **Turcon Glyd Ring** de material Turcon T05, que tiene como elemento activador una junta tórica de material NBR. Las condiciones límites de funcionamiento son:

- Velocidad: Hasta 15 m/s con movimiento alternativos, frecuencia hasta 5 Hz
- Presión: Hasta 20 MPa
- Temperatura de funcionamiento: - 45 a 200 °C
- Fluido: Fluidos hidráulicos con base de aceite mineral, fluidos hidráulicos no inflamables, fluidos hidráulicos que no dañan el medio ambiente (bioaceites).

Esta junta se caracteriza por tener mecanizadas unas muescas radiales en ambos lados de esta para asegurar que la junta se active cuando se producen repentinos cambios de presión y dirección de movimiento. En la figura 2-34 se muestra la sección de la junta y la posición de dichas muescas.

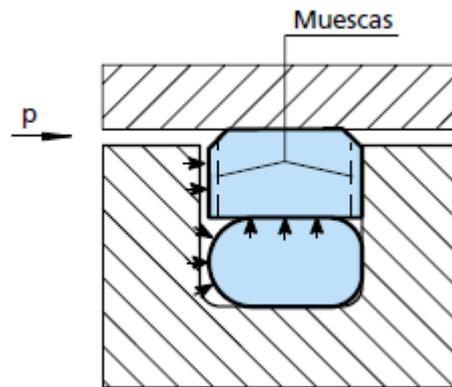


Figura 2-34 Junta de émbolo Turcon Glyd Ring

Los parámetros que definen la geometría y dimensiones del alojamiento son los que se muestran en la figura 2-35.

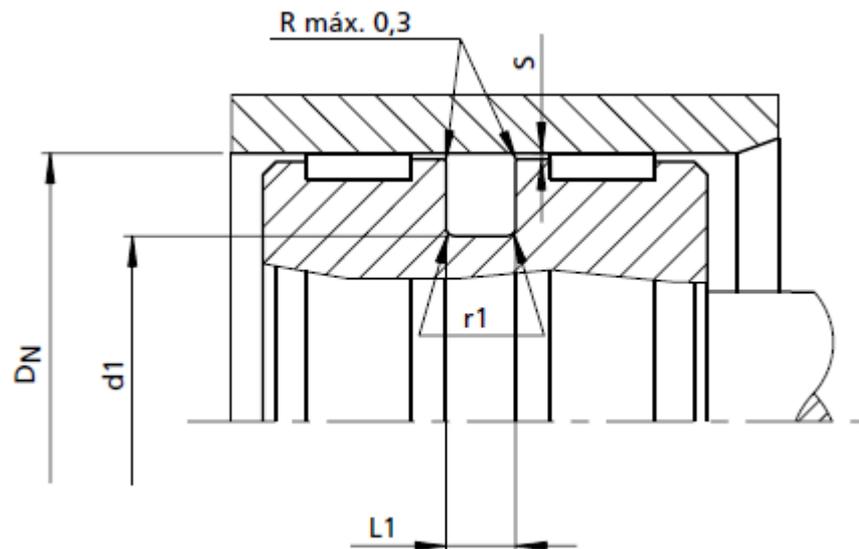


Figura 2-35 Parámetros dimensionales del alojamiento para la junta de émbolo Turcon Glyd Ring

Dado que el diámetro de la camisa es 50 mm, la junta que le corresponde es la de número de referencia **PG4400500** junto con la junta tórica **37,70 x 3,53**. Para este conjunto, las dimensiones del alojamiento y del chaflán son las siguientes, y se representa en la figura 2-36:

- Diámetro de alojamiento d_1 (h9): 39 mm
- Ancho de alojamiento L_1 : 4,2 mm
- Aumento de diámetro Δd para el chaflán: 1,9 mm
- Radio del alojamiento r_1 : 1 mm
- Ajuste camisa/vástago: H9/f8

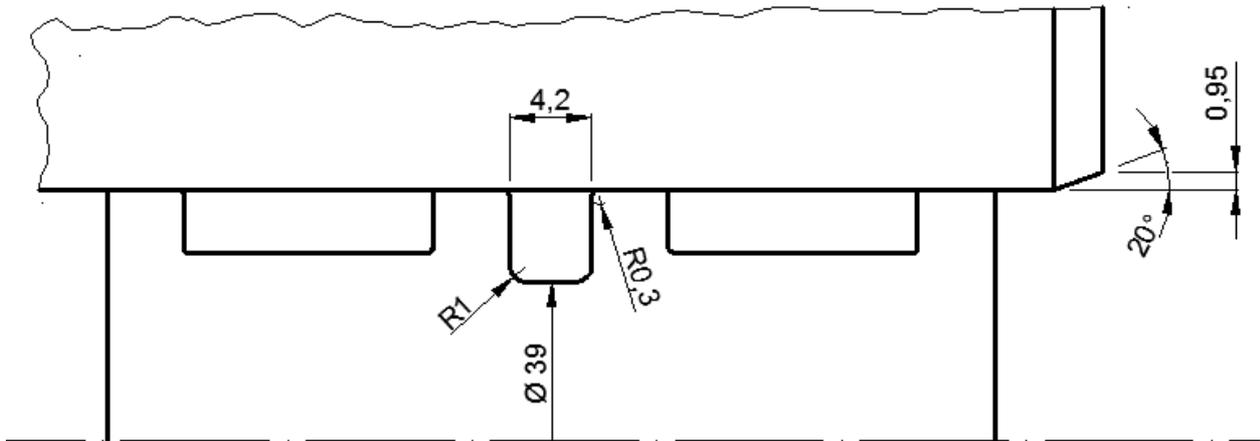


Figura 2-36 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Glyd Ring del émbolo 2, cotas en mm

➤ Aro guía

En el caso de montaje en émbolo, se recomienda la instalación de dos aros guía en lugar de uno, y de tal manera que quede la junta entre estos, tal y como puede verse en la figura 2-37, en la que se representan los parámetros dimensionales del alojamiento.

Por tanto, una vez calculado el ancho de aro total necesario, se escogen dos de ancho igual de tal modo que la suma de ambos sea mayor o igual que el ancho necesario.

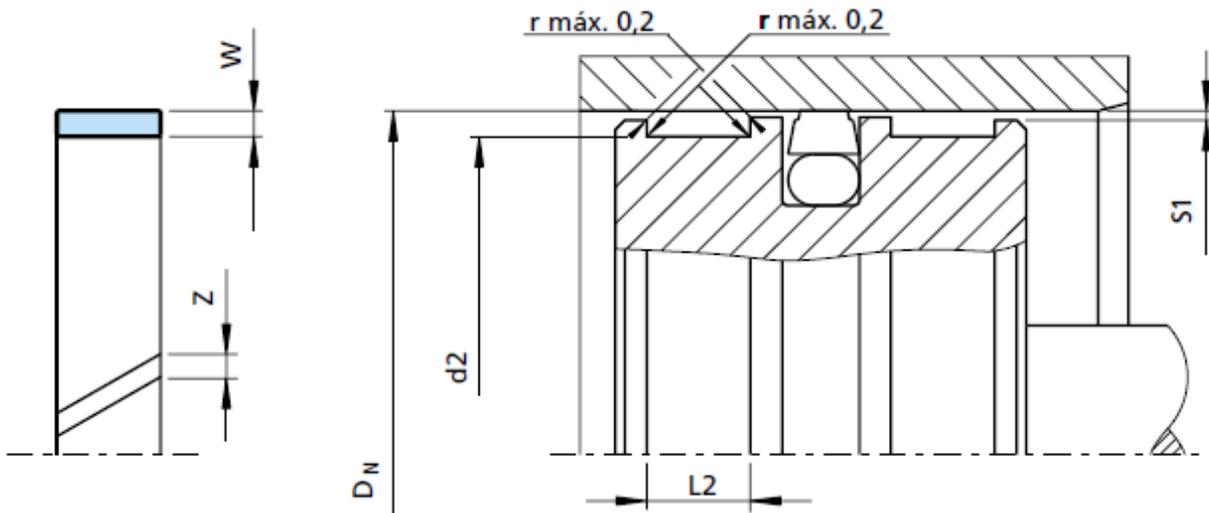


Figura 2-37 Parámetros dimensionales del alojamiento del aro guía en émbolo

El modelo de aro guía escogido para esta aplicación es, al igual que en el resto de casos, el **Turcite Slydring** de material Turcite T47, y cuyas características ya han sido indicadas.

El ancho total necesario de aro es

$$T_{tot} = \frac{750 * 2}{50 * 12} = 1 \text{ mm}$$

por lo que se opta por instalar dos aros de anchura L_2 2,5 mm, al ser la mínima que se encuentra en el catálogo. Estos aros son el **GP41** y tienen un espesor de 1,55 mm. La longitud necesaria para cada uno de ellos es:

$$L = 3,11 * (50 + 1,55) - 0,8 = 159,52 \text{ mm}$$

En la figura 2-38 se representan los dos alojamientos totalmente definidos.

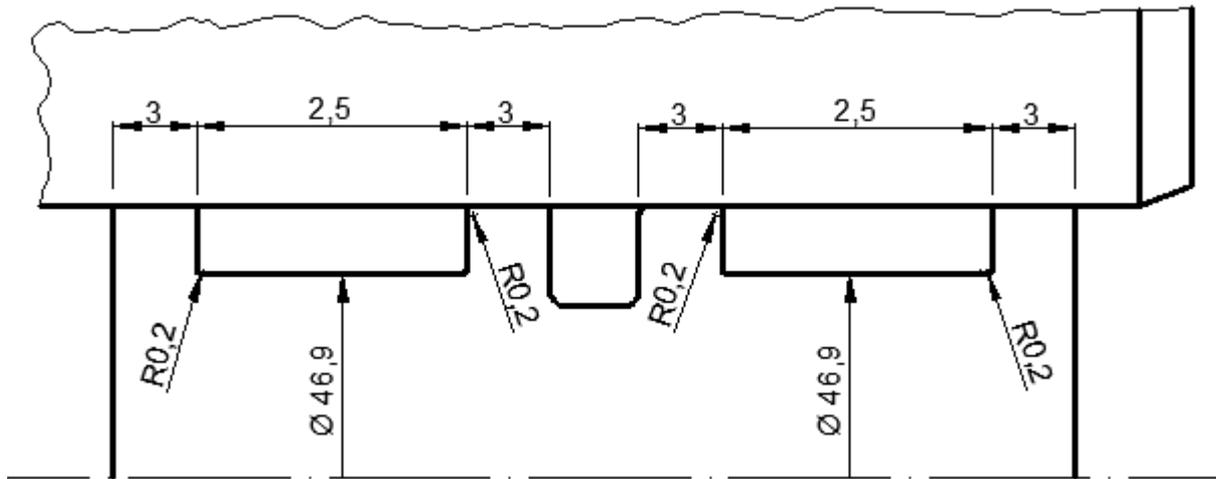


Figura 2-38 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring en el émbolo 2, cotas en mm

2.2.7 Estanqueidad del émbolo del cilindro 1

En este caso se seleccionan los elementos de estanqueidad para la unión del cilindro 1 con su camisa. Al igual que sucedía con las juntas de vástago del mismo cilindro, al tener el émbolo forma de anillo hay que diferenciar entre elementos de estanqueidad del lado exterior y del lado interior.

2.2.7.1 Lado exterior del émbolo

Para la selección de los elementos del lado exterior del émbolo se sigue el mismo proceso que el descrito en el apartado anterior, con la salvedad de que ahora el diámetro de la camisa es 210 mm.

➤ Junta de émbolo

La junta elegida es la **Turcon Glyd Ring** de material Turcon T05, concretamente la de referencia **PG4402100**, a la que le corresponde la junta tórica **183,52 x 7**. Las dimensiones del alojamiento y del chaflán son las siguientes, y se representa en la figura 2-39:

- Diámetro de alojamiento d_l (h9): 189 mm
- Ancho de alojamiento L_l : 8,1 mm
- Aumento de diámetro Δd para el chaflán: 3,5 mm
- Radio del alojamiento r_l : 1,8 mm
- Ajuste camisa/vástago: H9/f8

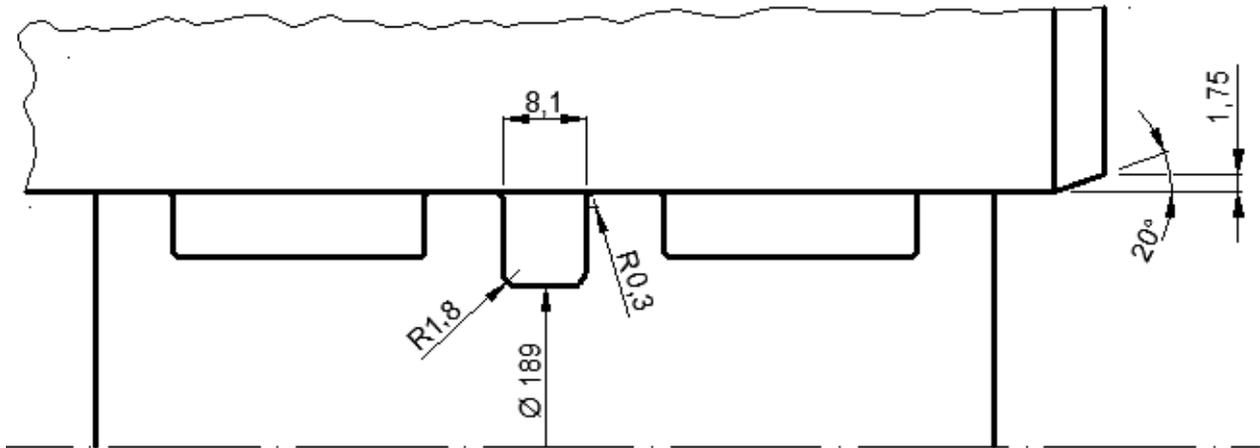


Figura 2-39 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Glyd Ring del émbolo 1 (exterior), cotas en mm

➤ Aro guía

El aro guía escogido es el **Turcite Slydring** de material Turcite T47, concretamente el **GR41**. A continuación se muestran las dimensiones que definen el alojamiento y se representan en la figura 2-40:

- Diámetro de alojamiento d_2 (h8): 206,9 mm
- Ancho necesario T_{tot} : 0,48 mm
- Ancho de alojamiento L_2 : 2,5 mm
- Espesor del aro W : 1,55 mm
- Longitud L : 657,12 mm

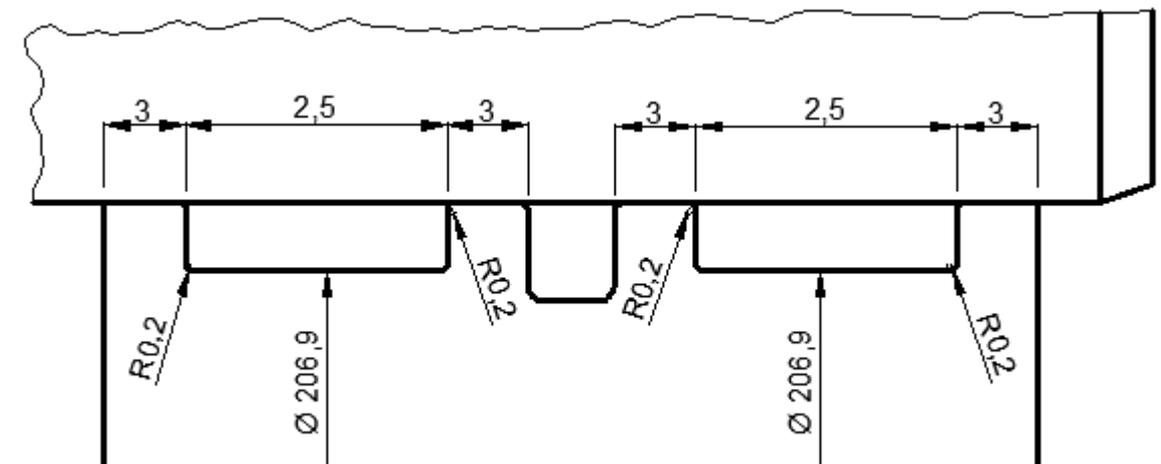


Figura 2-40 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring en el émbolo 1 (exterior), cotas en mm

2.2.7.2 Lado interior del émbolo

En este apartado se seleccionan los componentes de estanqueidad, junta de émbolo y aros guía, para la unión entre el lado interior del émbolo del cilindro 1 y la camisa correspondiente, cuyo diámetro a tener en cuenta es 120 mm. Como sucedía en el apartado 2.2.6.2, el diseño del cilindro es tal que, aunque se trate en realidad de un émbolo, los elementos del catálogo que se corresponden con esta geometría de montaje son los asignados a vástagos, por lo que la junta de émbolo y el aro guía se toman de la parte del catálogo relativa a estos.

➤ Junta de émbolo

Entre las diferentes posibilidades de junta de vástago de doble efecto que se ofrecen en el catálogo se encuentra el modelo Turcon Glyd Ring, de la misma sección que la elegida anteriormente pero de geometría inversa, tal y como puede verse en la figura 2-41. Por tanto, por igualdad con el resto de elementos y al presentar las mismas características, se elige la junta **Turcon Glyd Ring** de material Turcon T05, concretamente la de referencia **RG4301200** con la junta tórica **126,37 x 5,33**, ya que es la que lo corresponde al diámetro de la camisa.

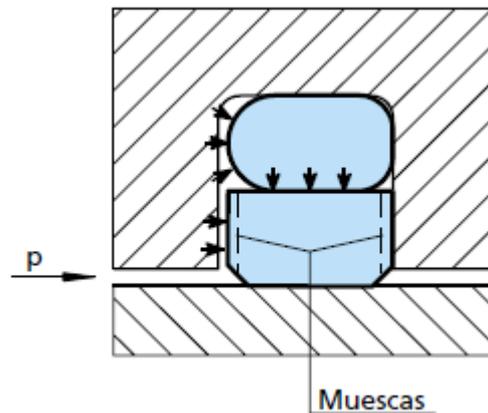


Figura 2-41 Junta de vástago Turcon Glyd Ring

Las dimensiones de instalación y del alojamiento son las siguientes, que se representan en el croquis de la figura 2-42:

- Diámetro de alojamiento d_l (H9): 135,1 mm
- Ancho de alojamiento L_l : 6,3 mm
- Disminución de diámetro Δd para el chaflán: 2,7 mm
- Radio del alojamiento r_l : 1,3 mm
- Ajuste camisa/vástago: H9/f8

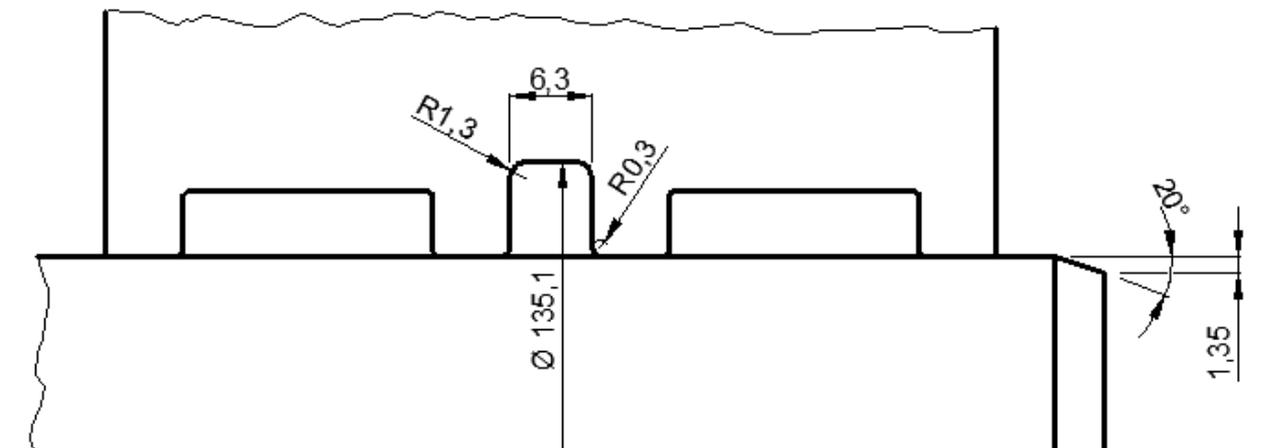


Figura 2-42 Croquis del alojamiento de la junta Turcon Glyd Ring del émbolo 1 (interior), cotas en mm

➤ Aro guía

De la misma forma que en el apartado anterior, se eligen los dos aros guía para el émbolo siguiendo las recomendaciones aportadas para la instalación en vástago.

Al igual que en el resto de situaciones, el modelo de aro guía seleccionado es el **Turcite Slydring** de material Turcite T47, concretamente el **GP41**. A continuación se muestran las dimensiones que definen el alojamiento y se representan en la figura 2-43:

- Diámetro de alojamiento d_2 (H8): 116,9 mm
- Ancho necesario T_{tot} : 0,83 mm
- Ancho de alojamiento L_2 : 2,5 mm
- Espesor del aro W : 1,55 mm
- Longitud L : 367,58 mm

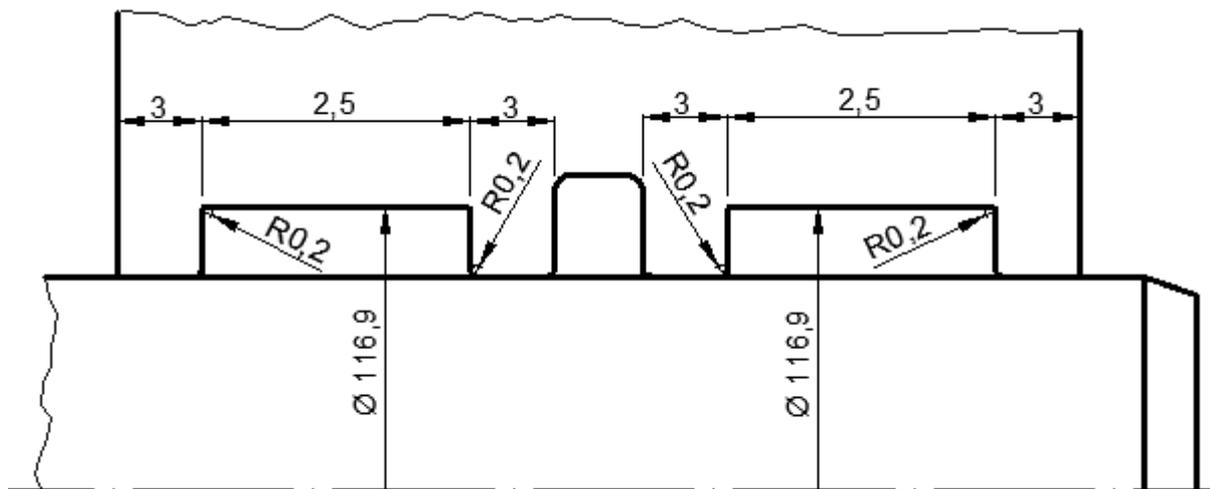


Figura 2-43 Croquis del alojamiento del aro guía Turcite Slydring en el émbolo 1 (interior), cotas en mm

2.3 Cálculo y selección de pernos

En el presente apartado se realiza el cálculo y la selección de los pernos que agrupan y mantienen unidos todos los componentes que forman el actuador hidráulico, estableciéndose las características normalizadas que deben tener.

El cabezal de la cámara A está compuesto por una única pieza, sin embargo, el cabezal de la cámara B, debido al diseño cilíndrico hueco del vástago del cilindro 1, se compone de dos piezas: una anular exterior al vástago y otra circular interior al vástago, tal y como se muestra en la figura 2-44. Por este motivo es necesario el empleo de dos juegos de pernos longitudinales, de manera que cada uno de ellos una cada pieza del cabezal B con el resto de componentes del actuador.

En el caso del juego exterior de pernos, estos se montarán exteriores al cilindro 1, y el juego interior se introducirá en la cámara que queda libre entre la camisa interior del cilindro 1 y del cilindro 2 (ver figura 1-2).

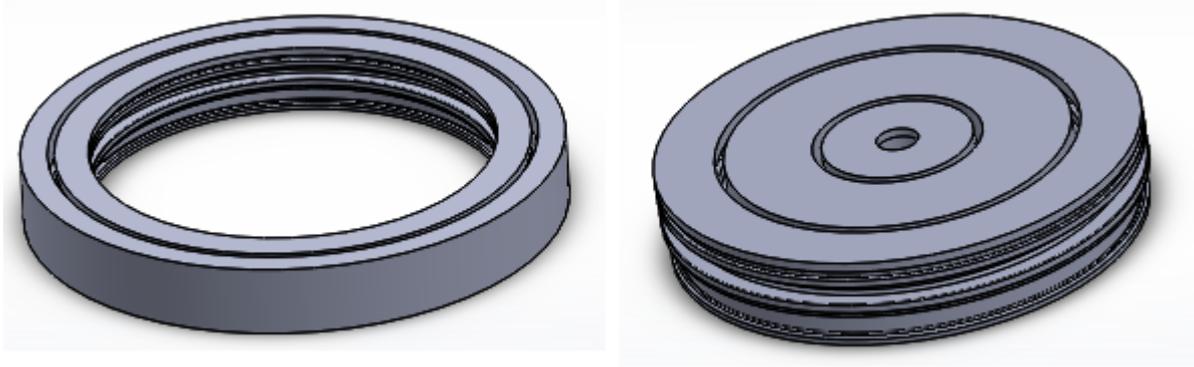


Figura 2-44 Componentes del cabezal de la cámara B

Se opta por instalar, por cada juego de pernos, 4 simétricamente dispuestos de manera que cada uno de ellos reciba la misma carga, por tanto, 8 pernos longitudinales en total.

La carga máxima que debe soportar cada uno de ellos debido al funcionamiento del actuador se obtiene a partir de la presión máxima de trabajo de cada cilindro y en cada etapa, y el área neta del cabezal sometida a dicha presión y correspondiente a cada juego de pernos. La formulación quedaría de la siguiente manera:

$$F_{perno} = \frac{p_{max\ cam\ X} * A_{neta}}{n^{\circ}\ pernos}$$

Por unicidad en la variedad de los elementos se van a elegir los pernos de ambos juegos iguales, por tanto, es necesario calcular la carga de los pernos en cada situación para conocer la más desfavorable y tomar estos valores para el cálculo.

- Extensión cilindro 1 y 2 (presión máxima en cámara A)

$$F_{perno} = \frac{0,77 * \frac{\pi}{4} * (210^2 - 120^2) + 9,95 * \frac{\pi}{4} * (50^2 - 14^2)}{8} = 4495,8\ N$$

- Retracción cilindro 1 y 2 (presión máxima en cámara B)

$$F_{perno\ exterior} = \frac{0,07 * \frac{\pi}{4} * (210^2 - 180^2)}{4} = 643,24\ N$$

$$F_{perno\ interior} = \frac{0,07 * \frac{\pi}{4} * (180^2 - 160^2) + 0,76 * \frac{\pi}{4} * (50^2 - 22^2)}{4} = 394,3$$

La situación más desfavorable, como era de esperar ya que es la etapa en la que la carga es máxima, es en la extensión de ambos cilindros, en la que la presión de trabajo produce una carga de tracción en los pernos de 4495,8 N, por lo que será esta la carga de cálculo.

El cálculo de los pernos se realiza a partir de las características mecánicas definidas según su clase como se establece en la norma [4], y siguiendo el método estudiado en la asignatura Diseño de Máquinas [5].

Dada la geometría de montaje, los pernos están sometido a un esfuerzo de tracción, cuya tensión se obtiene a partir de la carga del perno, F_{perno} , y el área de esfuerzo del perno, $A_{esfuerzo}$, a la que se aplica un coeficiente de seguridad de 1,5:

$$\sigma_t = 1,5 * \frac{F_{perno}}{A_{esfuerzo}}$$

El área de esfuerzo a tensión se define de la siguiente manera:

$$A_{esfuerzo} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_i}{2} \right)^2$$

siendo

- d_p el diámetro de paso (figura 2-45)
- d_i el diámetro inferior (figura 2-45)

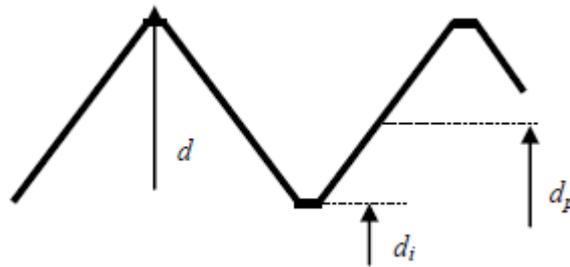


Figura 2-45 Diámetros que definen la rosca para obtener la resistencia a tensión.

Para roscas ISO, el diámetro de paso e inferior se pueden saber a partir del diámetro (d) y el paso (p) del tornillo, tal y como se muestra a continuación:

$$d_p = d - 0,649519 * p$$

$$d_i = d - 1,226869 * p$$

En la tabla 2-8 se muestran las clases de pernos más comunes junto con el rango de diámetros en los que se fabrican y la resistencia mecánica asociada, y en la tabla 2-9 las dimensiones comerciales más comunes y el área de esfuerzo a tracción.

Como aclaración, la resistencia mecánica se puede conocer por la designación de la clase, que consta de dos números separados por un punto. El primer número multiplicado por 100 es aproximadamente el límite de rotura del material en MPa, y el segundo dividido entre 10 es la relación entre el límite elástico y el de rotura.

Por su parte, la resistencia de prueba S_p se define como el esfuerzo al cual el tornillo empieza a tomar una deformación permanente y es cercano, pero inferior, al límite elástico, ya que éste se basa, según normas, en una deformación permanente del 0,2%.

Tabla 2-8 Clases ISO de pernos, diámetros y resistencia mecánica asociada

Nº de clase	Rango de diámetros	Resistencia de prueba S_p [MPa]	Límite elástico mínimo S_y [Mpa]	Resistencia a tracción mínima S_{ut} [Mpa]
4.6	M5 - M6	225	240	400
4.8	M1,6 - M16	310	340	420
5.8	M5 - M24	380	420	520
8.8	M16 - M36	600	660	830
9.8	M1,6 - M16	650	720	900
10.9	M5 - M36	830	940	1.040
12.9	M1,6 - M36	970	1.100	1.220

Tabla 2-9 Dimensiones comerciales más comunes de pernos

Diámetro mayor (nominal) d (mm)	ROSCA BASTA			ROSCA FINA		
	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.4	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.7	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.5	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.8	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.4	1.50	20.16	333.50
24.0	3.00	20.32	352.5	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.4	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.6	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.6	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.7	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.8	3.00	35.32	1028.4

A partir de estos datos, tomando un perno de diámetro 10 mm, M10, se tiene un esfuerzo de tracción de

$$\sigma_t = 1,5 * \frac{4495,8}{57,99} = 116,3 \text{ MPa}$$

por lo que bastaría con una clase 4.8, cuyo límite elástico es 340 MPa. Como puede observarse, la tensión máxima de cálculo está bastante alejada del límite elástico del material, pero conviene que sea así ya que, aunque

ahora se está realizando un cálculo estático, en un futuro cálculo a fatiga el límite real del material se reduciría considerablemente.

Por otro lado, los tornillos se montan generalmente con una precarga, F_i , con el fin de que ante los esfuerzos estáticos o dinámicos que se ejercen sobre las piezas que se ensamblan no se produzcan separaciones. Según las recomendaciones establecidas en la asignatura [5], se suele tomar un valor tal que se corresponda entre el 30% y el 60% de la resistencia de prueba.

Se opta por aplicar una precarga del 30% de la resistencia de prueba, que resulta, según la clase elegida, 93 MPa. Por tanto, la precarga es:

$$F_i = \sigma * A = 93 * 57,99 = 5393,07 \text{ N}$$

Para conseguir este valor de precarga es necesario aplicar una determinado par de apriete, cuyo valor hay que calcular. Este se obtiene con la siguiente expresión:

$$T_i = K * F_i * d$$

donde K es una constante cuyo valor depende del ángulo del avance, del coeficiente de rozamiento y rendimiento del perno, entre otros factores. Sin embargo, en roscas estándar y lubricadas, el valor de K varía muy poco en la práctica, manteniéndose en torno a 0,21. Por tanto, haciendo uso de esta aproximación, el par de apriete que hay que aplicar a los pernos durante el montaje es:

$$T_i = 0,21 * F_i * d = 0,21 * 5393,07 * 0,01 = 11,3 \text{ Nm}$$

Respecto a la longitud de los pernos, tiene que ser suficiente para alcanzar ambos cabezales, es decir, en torno a los 700 mm. Pernos M10 de dicha longitud es difícil encontrar, por lo que se instalarán varillas roscadas con una tuerca en cada extremo. Estas varillas se comercializan en diversas longitudes y se pueden cortar a la medida que se necesite, que se establecerá tras el cálculo estático una vez conocido el espesor final de los cabezales.

Las tuercas deben ser también M10 al igual que la varilla. Además, se eligen autoblocantes de seguridad, caracterizadas por tener un anillo de plástico al final de la rosca que evite que se afloje. En la figura 2-46 se muestra la geometría de estas y a continuación se indican las dimensiones del tamaño seleccionado.

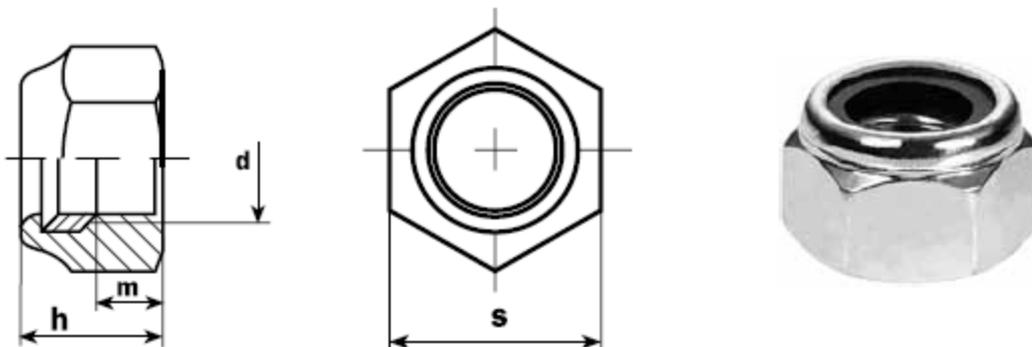


Figura 2-46 Tuerca autoblocante de seguridad

- Diámetro interior d : M10

- Altura h : 10 mm
- Tamaño s : 17 mm

Además, se colocará con cada tuerca una arandela plana de acero de tamaño M10 para un mejor reparto de la fuerza. A continuación se muestra la geometría que tienen en la figura 2-47 y las dimensiones del tamaño seleccionado.

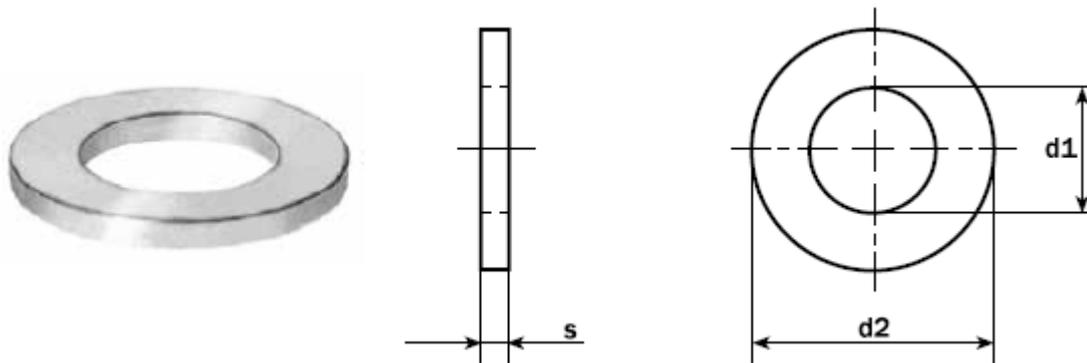


Figura 2-47 Arandela plana de acero

- Diámetro interior $d1$: 10,5 mm
- Diámetro exterior $d2$: 20 mm
- Espesor s : 2 mm

Por último, los taladros que hay que realizar en los cabezales para la introducción de las varillas son de diámetro 10 mm y con una tolerancia H11. En las figuras 2-48 y 2-49 se muestra un croquis con el aspecto de los cabezales A y B respectivamente, en las que puede verse la geometría y la situación de dichos taladros.

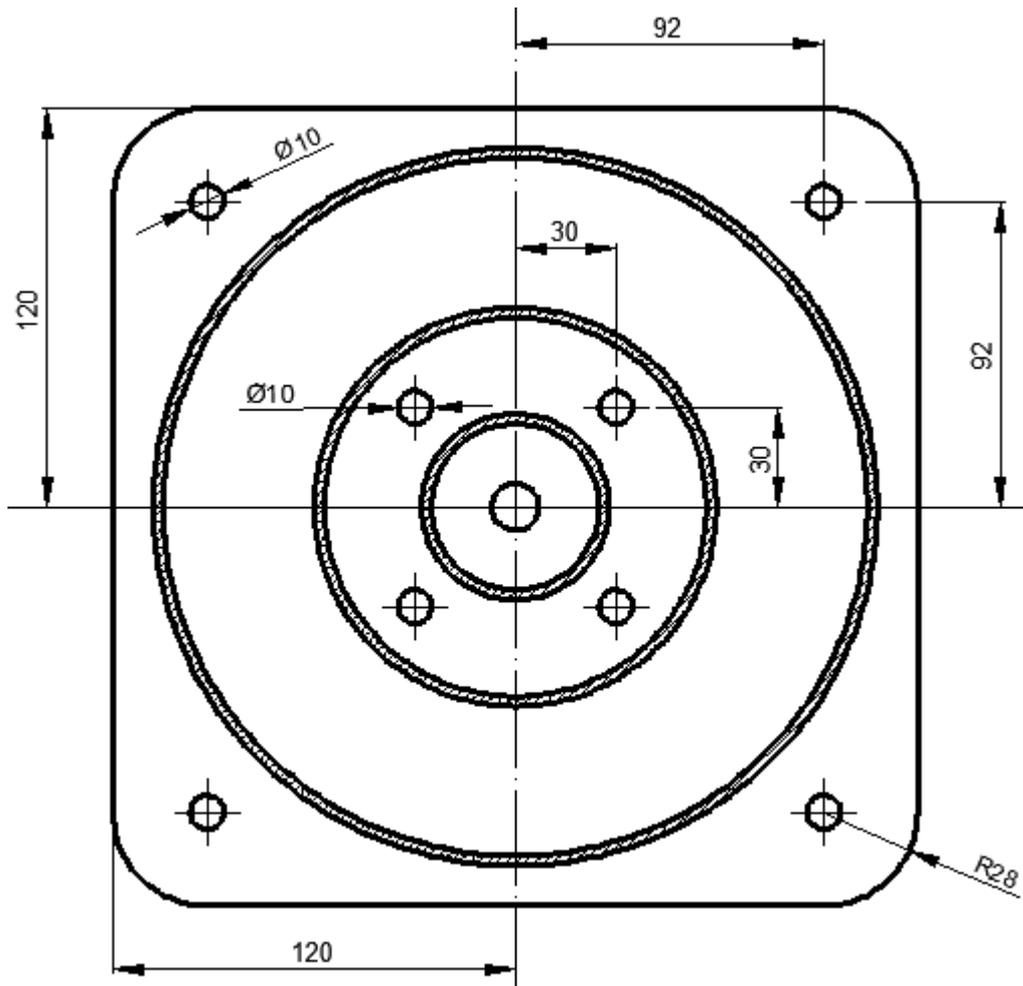


Figura 2-48 Croquis de la planta del cabezal A, cotas en mm.

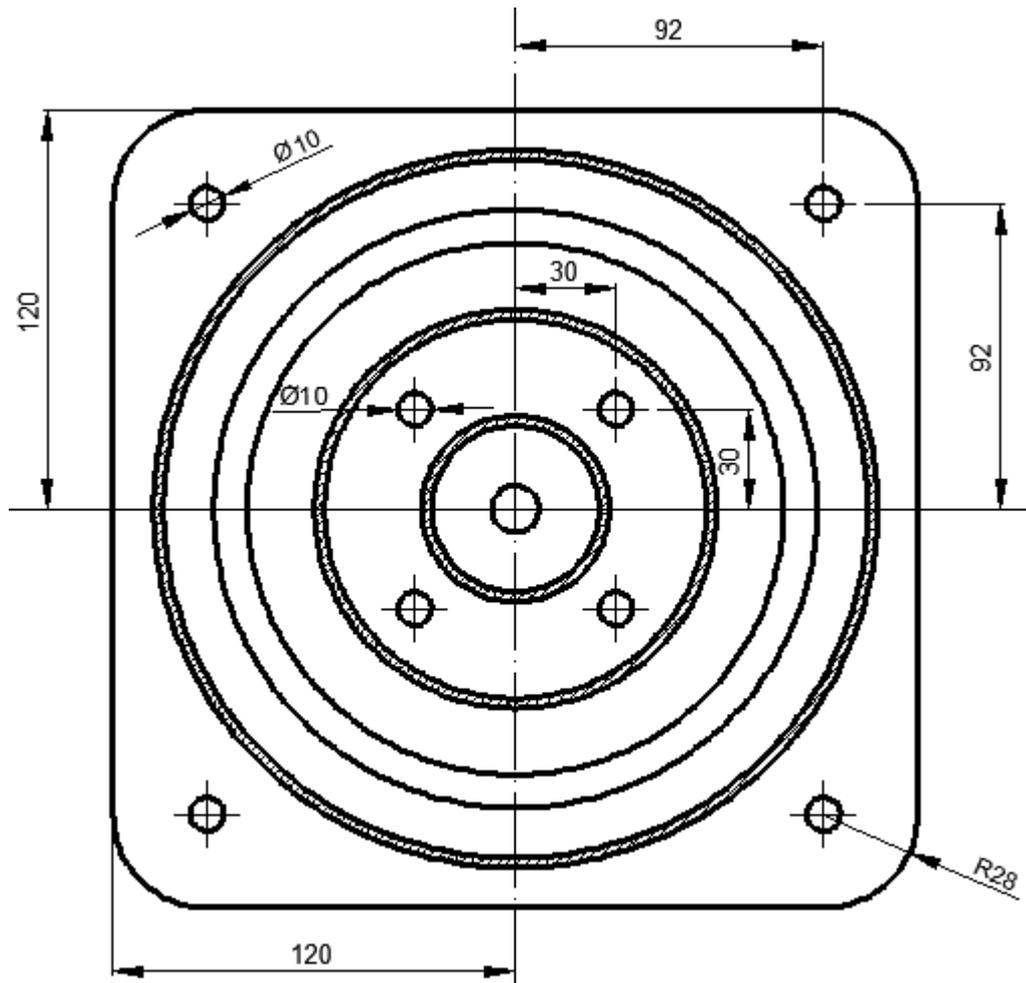


Figura 2-49 Croquis de la planta del cabezal B, cotas en mm.

2.4 Cálculo y selección de mangueras y terminales de conexión

Un componente básico en cualquier instalación hidráulica es la interconexión entre el grupo de bombeo y los distintos actuadores hidráulicos, ya que permite la transmisión de la potencia generada al elemento encargado de transformarla. Esta interconexión se lleva a cabo mediante mangueras y los terminales de conexión que en ellas se instalan, denominándose al conjunto latiguillo. En el caso de cilindros de doble efecto, como los que se están manejando en este diseño, es necesario conectar las dos cámaras del cilindro al grupo de bombeo, por lo que hay que diseñar dos latiguillos por cada cilindro, que actuarán como líneas de presión y retorno indistintamente.

Una manguera está compuesta básicamente de tres capas, tal y como se representa en la figura 2-50. En el interior posee un tubo de goma sintética extruido cuyo único objetivo es mantener y conducir el fluido hidráulico. Debido a la elasticidad de la goma, se recubre dicho tubo con una capa de refuerzo enrollada o trenzada para contener la presión interna, que puede ser de material textil, de acero o de ambos. Por último, para proteger estas capas interiores de las condiciones ambientales, se extruye una cubierta exterior de goma sintética alrededor del refuerzo.

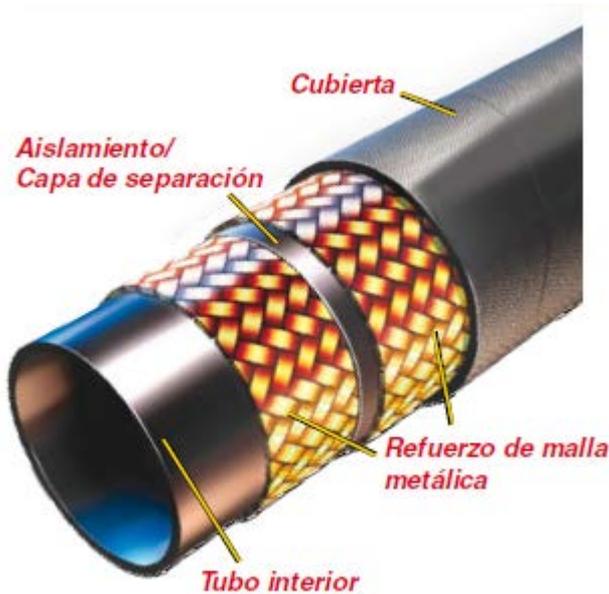


Figura 2-50 Componentes de una manguera hidráulica

Los terminales se instalan en los extremos de la manguera y están contruidos generalmente en acero recubierto de cromo, acero inoxidable o latón. Además, poseen unas estrías interiores para su posterior montaje en la manguera. Su función es realizar la unión con el resto de elementos del sistema hidráulico, permitiendo además amplias posibilidades de llevar a cabo esta tal y como puede verse en la variedad de geometría que puede tener, representada en la figura 2-51.

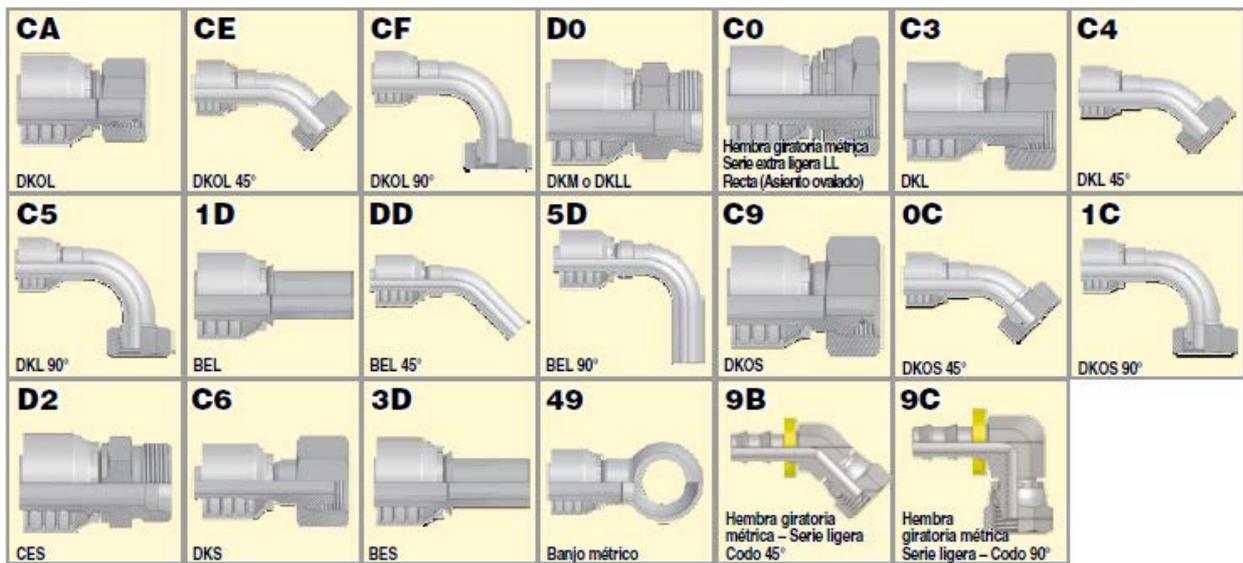


Figura 2-51 Terminales de conexión hidráulicos

La unión entre el terminal y la manguera constituye el proceso de fabricación del latiguillo, y se realiza prensando ambos con una máquina diseñada para tal fin, como se representa en la figura 2-52.

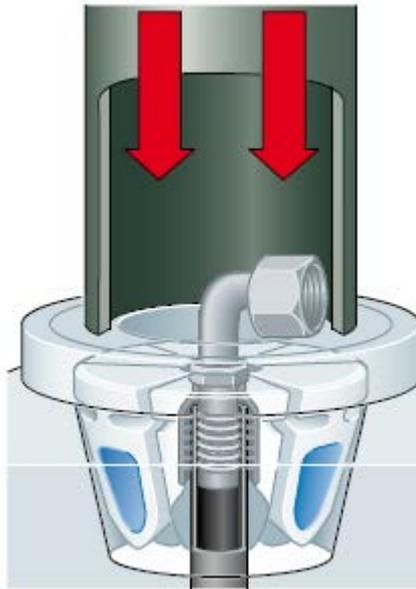


Figura 2-52 Fabricación de un latiguillo

Los factores de los que depende la elección de las mangueras y terminales son básicamente el caudal de fluido hidráulico, la presión máxima de trabajo y la compatibilidad entre el fluido y materiales.

Para llevar a cabo dicha selección, se sigue el catálogo del fabricante Parker [6], en el que se encuentra una gran variedad de producto y aporta todas las herramientas e información necesaria para una correcta elección de los mismos. A continuación se desarrolla el proceso para los cilindros 1 y 2.

2.4.1 Cilindro 1

En el caso del cilindro 1, según el ciclo de trabajo, el caudal máximo se produce durante la extensión en el intervalo 7 s – 14 s y para la cámara A al tener mayor volumen que la B, siendo dicho valor:

$$Q_{1,\max} = \frac{A * c}{t} = \frac{\pi * (210^2 - 120^2)}{4} * 513,5 * \frac{60}{100^3} = 102,7 \text{ l/min}$$

Respecto a la presión, como se puede ver en la tabla 2-1, la presión de cálculo para este cilindro es 0,77 MPa. Con esta información, ya se puede proceder a la selección de la manguera.

En el catálogo, el tamaño de la manguera viene definido por el diámetro interior del tubo, que puede encontrarse en milímetros (sistema métrico) o en pulgadas (sistema anglosajón). Para facilitar el trabajo de elección del tamaño de la manguera y los terminales que le corresponden a dicho tamaño, el fabricante utiliza además los módulos de reconocidos internacionalmente como medida del tamaño de sus mangueras. En la imagen 2-53 se muestra un ejemplo de equivalencia del módulo con los otros sistemas de medida tomado del catálogo.

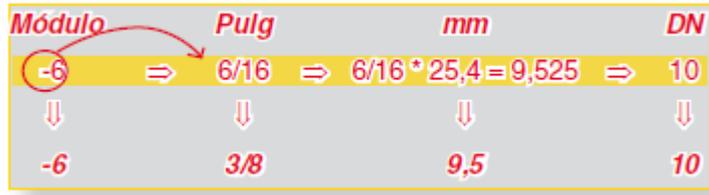


Figura 2-53 Módulo de la manguera

La selección del tamaño de manguera se realiza a través de un ábaco o nomograma, proporcionado en el catálogo, a partir del caudal y la velocidad máxima del fluido. Esta última, el fabricante recomienda que no sea superior a 6,1 m/s para las líneas de presión. En la figura 2-54 se muestra el cálculo del tamaño de manguera para el cilindro 1.

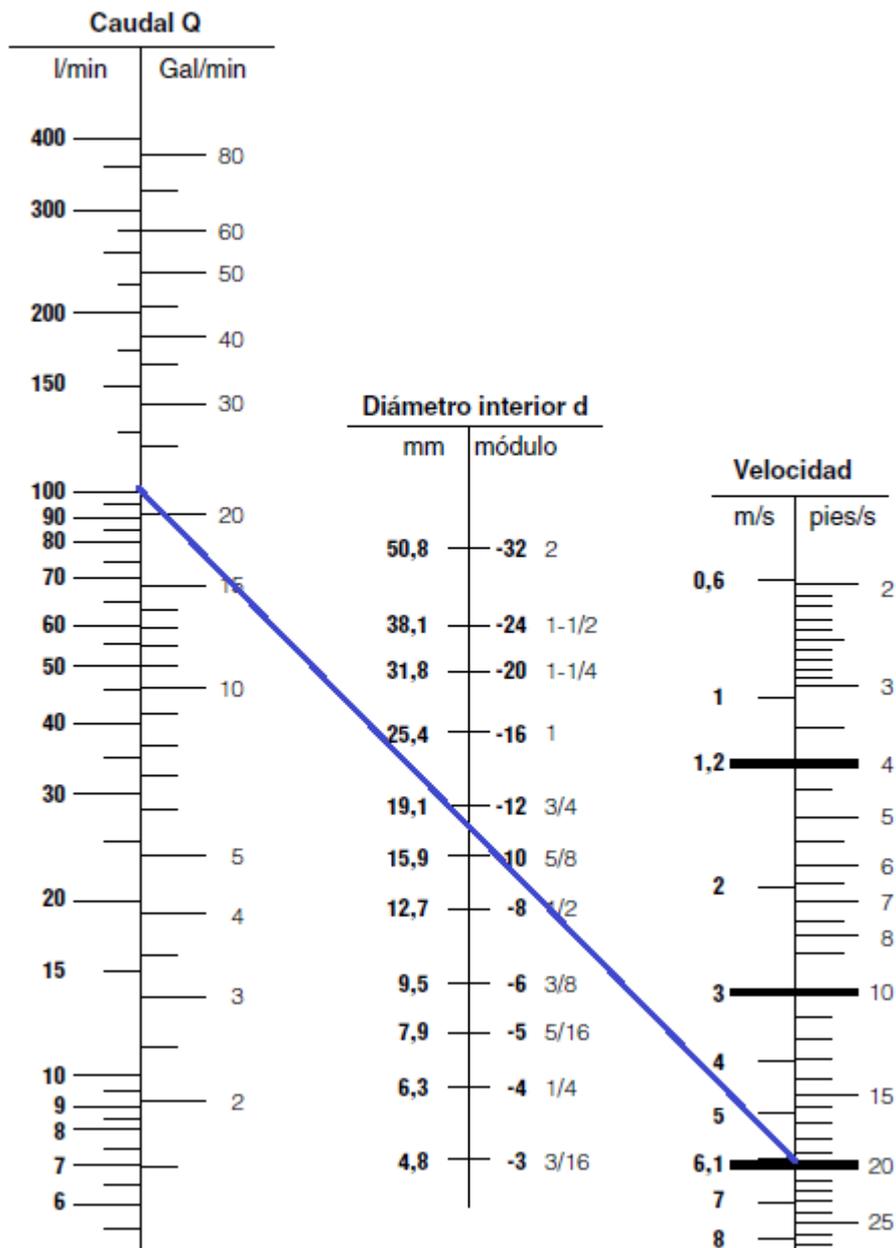


Figura 2-54 Cálculo de tamaño de manguera para el cilindro 1

Como puede verse en la imagen, la línea trazada corta la columna del tamaño entre el módulo -10 y -12, por lo que se toma -12 al ser el inmediatamente superior y de esta manera se asegura que la velocidad no supera el valor límite.

Una vez conocido el tamaño necesario, ahora hay que elegir el tipo de manguera según la presión y características de la instalación.

En el catálogo se encuentran tres conjunto de manguera: baja presión Push-Lok, media presión y alta presión, cuyas presiones de trabajo (con un factor de seguridad 4:1) más alta para módulo -12 de los diferentes modelos que incluye cada conjunto son 5,5 MPa, 28 MPa y 42 MPa, respectivamente. Por tanto, la manguera se toma de la sección de baja presión.

Dentro de esta, se opta por el modelo de manguera, de módulo -12, **681DB-12**, mostrada en la figura 2-55, cuyas características son:

- Construcción: Tubo de goma sintética, dos capas de malla textil de refuerzo y cubierta de goma sintética retardante al fuego.
- Diámetro interior: 19,1 mm
- Diámetro exterior: 26,5 mm
- Presión de trabajo: 4,5 MPa
- Presión de rotura: 18 MPa
- Radio de curvatura mínimo: 110 mm
- Temperatura: - 40 °C a 100 °C
- Fluidos recomendados: Fluidos con base de petróleo, emulsiones agua-glicol y agua-aceite, grasa, lubricantes, crudo y aceites de combustibles, aire y agua.



Figura 2-55 Manguera 681DB

Como no se tiene información para conocer la longitud de manguera necesaria, se supone una longitud de 5m.

El terminal de conexión con el cilindro depende de la zona y modo en el que vaya a realizarse; lo ideal es conectar el latiguillo en el cabezal del cilindro.

En el caso del cabezal A, la conexión puede realizarse por el cabezal. Para ello, se instala un terminal recto hembra giratoria CA para manguera de módulo -12, de referencia **1CA26-18-12** (incluye junta tórica de NBR), representado en la figura 2-56 y cuyas dimensiones son:

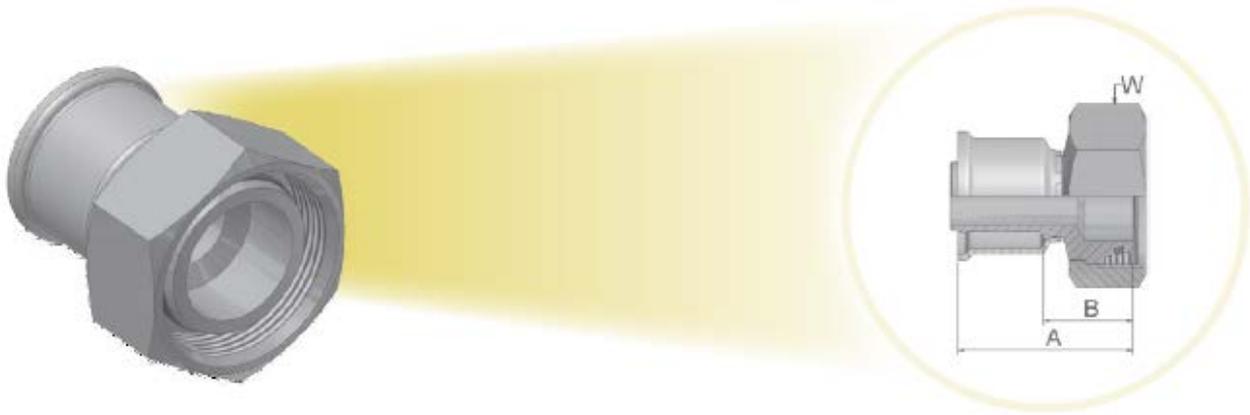


Figura 2-56 Terminal CA hembra giratorio recto

- A: 46 mm
- B: 24 mm
- W: 32 mm
- Rosca métrica: M26x1,5
- Diámetro interior de tubo: 18 mm

Entre los terminales compatibles con esta manguera no se encuentra ninguno tipo macho, es por ello que se ha elegido el anterior, que al ser un terminal hembra, obliga a realizar en el cabezal la correspondiente conexión.

Para ello, se realiza un taladro de 18 mm de diámetro en el cabezal y equidistante a las camisas interior y exterior del cilindro. Centrado con este, se suelda un tubo, del mismo material que el cabezal, de diámetro exterior 26 mm, diámetro interior 18 mm y longitud 20 mm. Para conectar a este el terminal seleccionado, se mecaniza una rosca M26x1,5 en 15 mm, de manera que queden otros 5 mm sin roscar del lado de la camisa para salvar la soldadura. En la figura 2-57 se representa un croquis con dicha conexión en el cabezal A.

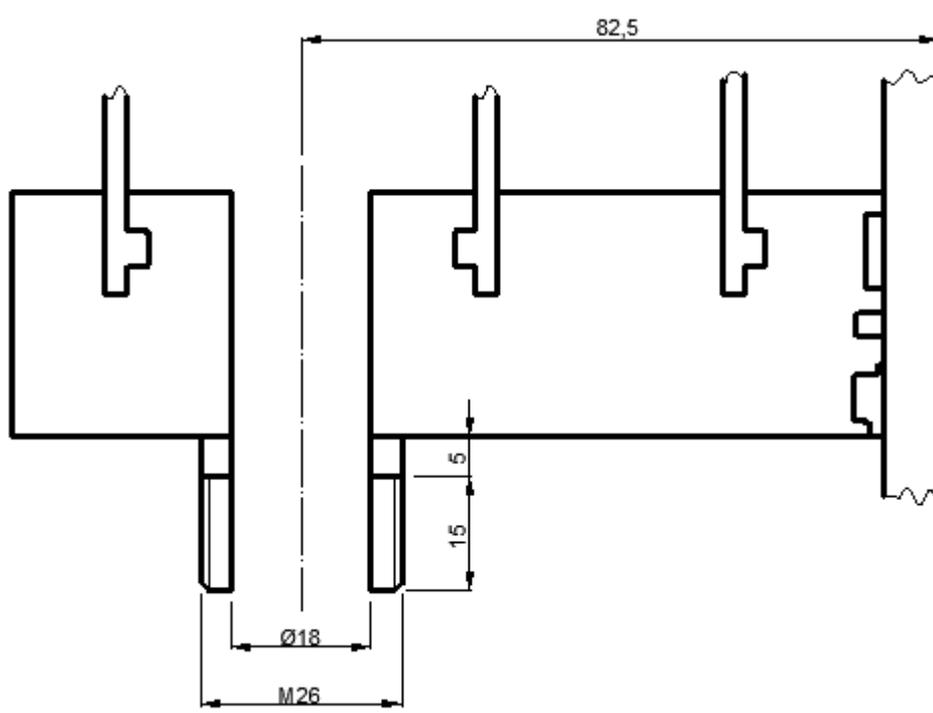


Figura 2-57 Croquis conexión latiguillo con cámara A del cilindro 1, cotas en mm

Para la conexión del cabezal B se toma el mismo tipo de manguera, y al igual que antes, se supone una longitud de 5 m. Respecto al modo de conexión al interior del cilindro, debido al vástago del cilindro 1 y los alojamientos para los correspondientes elementos de estanqueidad, el espacio disponible para taladrar y hacer una conducción es insuficiente tal y como puede verse en la figura 2-58, por lo que es necesario realizar la conexión en la camisa del cilindro.

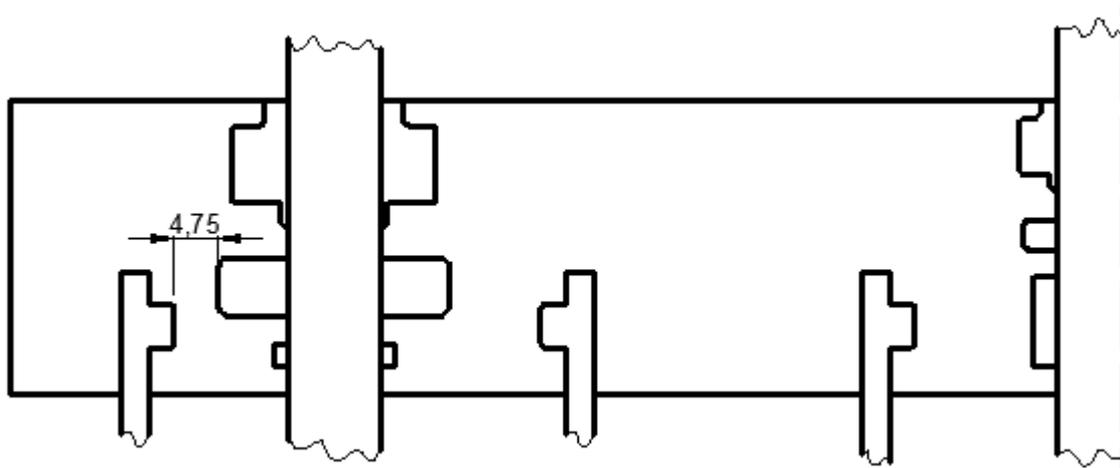


Figura 2-58 Espacio libre entre alojamientos de juntas del cilindro 1 en cabezal B, cotas en mm

Como el espesor de esta es pequeño y no permite mecanizar una rosca en el taladro que hay que realizar para llegar al interior de la cámara, hay que seleccionar un terminal hembra y soldar, al igual que antes, un elemento exterior en la camisa que permita realizar la conexión con el terminal del latiguillo.

El terminal elegido es el CF hembra giratorio codo 90° con junta tórica de NBR incluida, representado en la figura 2-59, y de tamaño correspondiente a una manguera de módulo -12, concretamente el de referencia **1CF26-**

18-12. Las dimensiones de este elemento son las siguientes:



Figura 2-59 Terminal CF hembra giratorio codo 90°

- A: 57 mm
- B: 34 mm
- E: 38 mm
- W: 32 mm
- Rosca métrica: M26x1,5
- Diámetro interior de tubo: 18 mm

El elemento a soldar en la camisa es similar al anterior: un tubo del mismo material que la camisa, de diámetro interior 18 mm, diámetro exterior 26 mm y de longitud 30 mm, en el que se mecaniza una rosca M26x1,5 en 15 mm dejando sin roscar 15 mm del lado de la camisa. Dado que la superficie de la camisa es circular, hay que mecanizar en esta pieza, antes de realizar la soldadura, una superficie curva de radio 108 mm para asentarla en la superficie.

En este caso se deja una distancia de 15 mm entre la rosca y la camisa para salvar el cabezal y dar espacio para poder atornillar el terminal, ya que de no hacerlo así habría que situar más separado del cabezal el punto de alimentación, perdiendo de esta manera carrera del cilindro.

Por otro lado, al situar la alimentación del cilindro en un lateral y con el diseño cilíndrico que tiene el émbolo, en el punto de máxima extensión se produce el cierre del conducto. Por ello, se modifica este añadiendo en toda la circunferencia de unión entre el émbolo y el vástago un recrecido del primero de manera que, en la extensión del cilindro, haga tope en el cabezal y no permita el cierre del conducto. Además, se ejecutan cuatro taladros, simétricamente espaciados en toda la circunferencia de este recrecido, de 18 mm de diámetro cada uno de ellos para conectar los dos volúmenes en los que queda dividida la cámara B por el vástago.

En la figura 2-60 se muestra un croquis con las anteriores soluciones adoptadas.

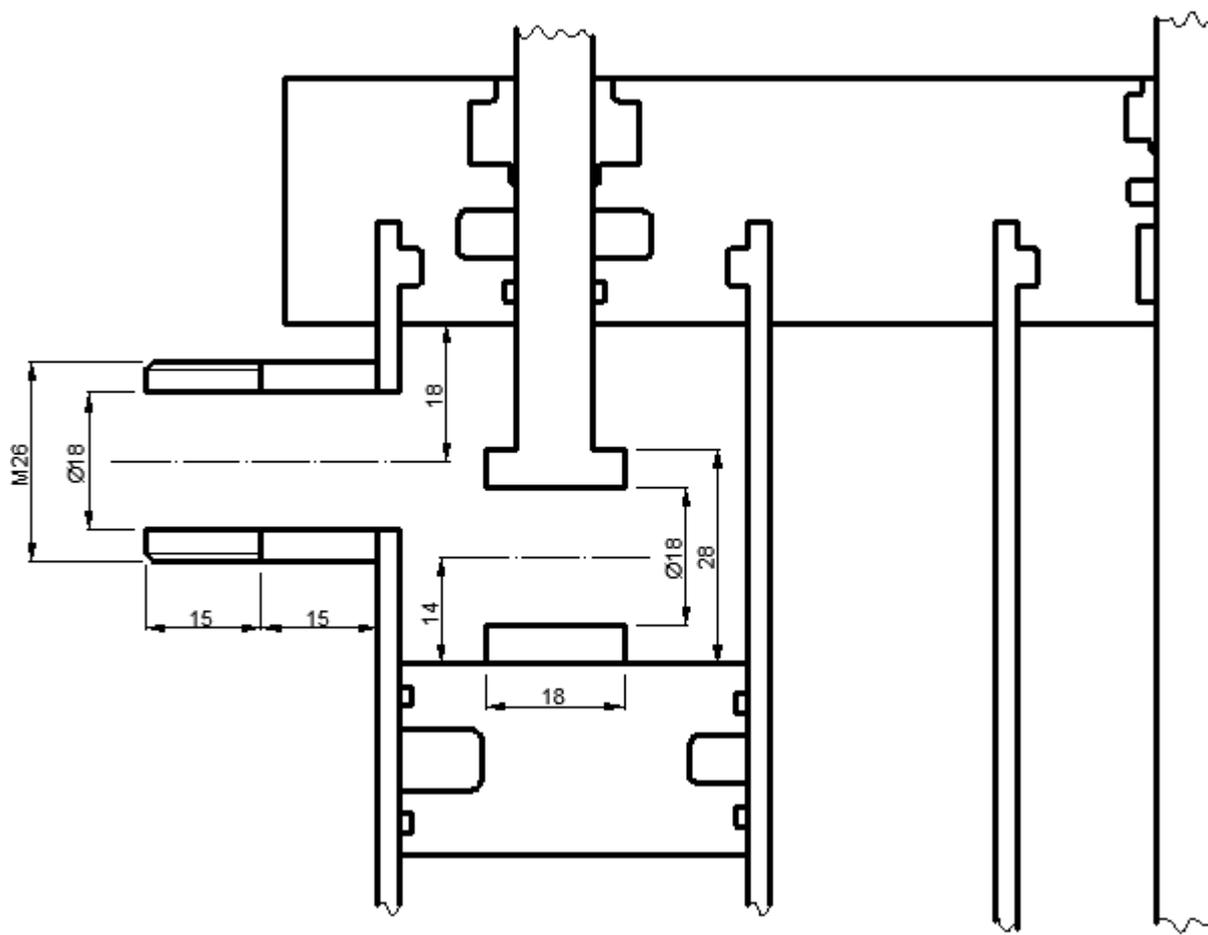


Figura 2-60 Croquis conexión latiguillo con cámara B del cilindro 1, cotas en mm

2.4.2 Cilindro 2

En el caso del cilindro 2, el caudal máximo se produce durante la extensión en el intervalo 19 s – 22 s, siendo este:

$$Q_{2,\max} = \frac{A * c}{t} = \frac{\pi * (50^2 - 14^2)}{4} * 543}{3} * \frac{60}{100^3} = 19,7 \text{ l/min}$$

Respecto a la presión, como se puede ver en la tabla 2-1, la presión de cálculo para este cilindro es 9,95 MPa.

En la figura 2-61 se muestra el cálculo del tamaño de manguera necesario. Como puede verse, bastaría con una manguera de módulo -5, que se corresponde con un diámetro interior de manguera de 7,9 mm.

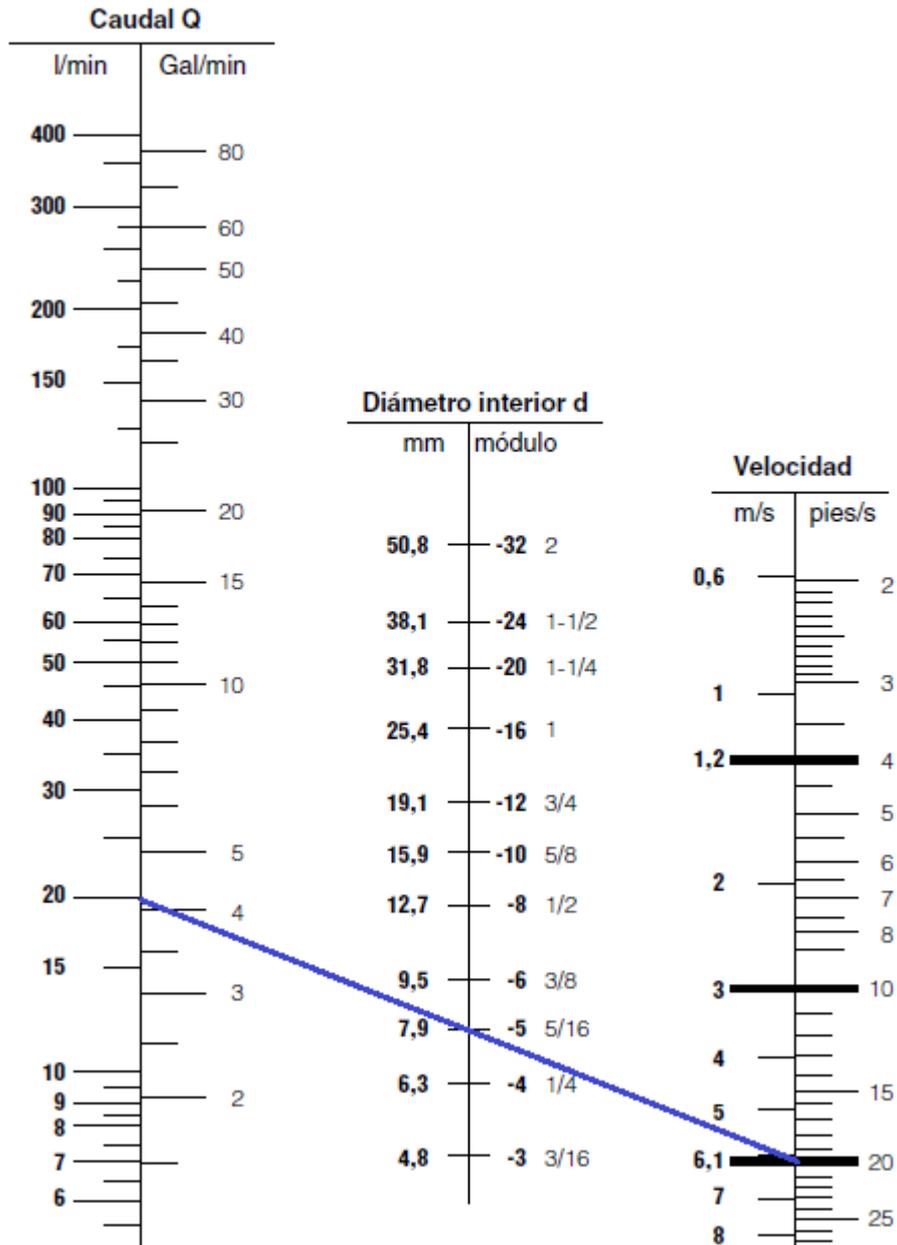


Figura 2-61 Cálculo de tamaño de manguera para el cilindro 2

Por otro lado, en la figura 2-62 se muestra y acota el espacio libre que queda entre huecos de alojamiento en el cabezal A.

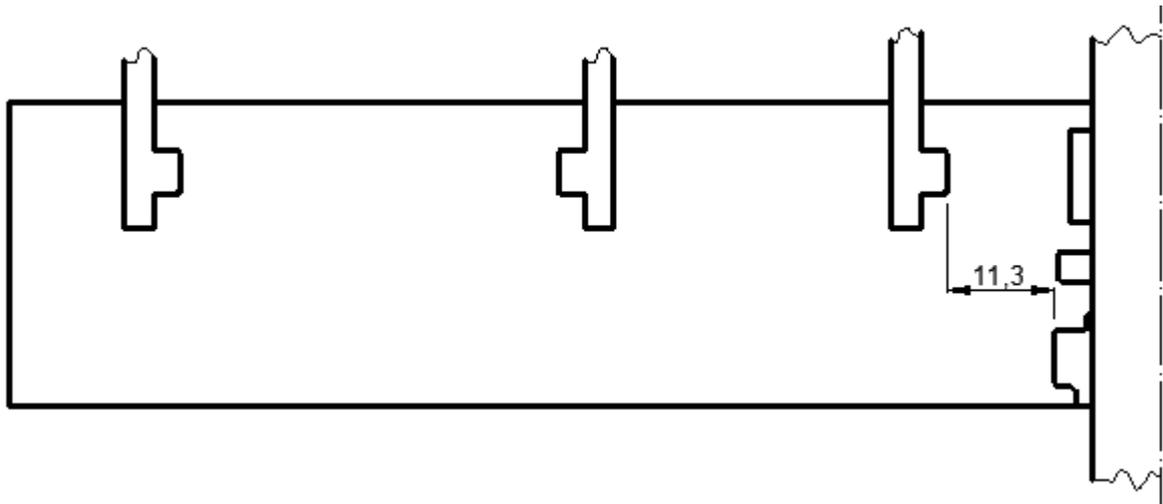


Figura 2-62 Espacio libre entre alojamientos de juntas del cilindro 2 en cabezal B, cotas en mm

Como puede observarse, el espacio libre es de 11,3 mm, lo que hace inviable taladrar una conducción de diámetro 7,9 mm en dicho espacio ya que, por un lado resultaría un espesor de pared muy delgado, y por otro, la cercanía al vástago no permite colocar ni roscar el terminal de conexión del latiguillo.

Para solventar esta situación se plantean dos posibles soluciones:

- Alimentar el cilindro por el cabezal con dos latiguillos, de manera que la sección interior total de estos sea igual o superior a la obtenida en el cálculo con el diagrama.
- Alimentar el cilindro a través de la camisa soldando en ella un elemento exterior, aprovechando el espacio libre entre las cámaras de los cilindros 1 y 2, para realizar la conexión de manera similar a como se ha realizado con el cilindro 1.

Con la primera propuesta, el módulo y diámetro interior de cada manguera sería 4 y 6,3 mm respectivamente, al ser el tamaño inmediatamente superior al calculado a continuación:

$$D_{interior} = \sqrt{\frac{A_{cálculo}}{2} * \frac{4}{\pi}} = \sqrt{\frac{\pi \frac{7,9^2}{4}}{2} * \frac{4}{\pi}} = 5,59 \text{ mm}$$

Con este nuevo tamaño, la conducción por el cabezal tiene un diámetro de 6,3 mm, que ahora sí da lugar a un espesor mínimo más aceptable, 2,5 mm. Sin embargo, tomando un terminal recto macho para esa manguera, la rosca con la que se conecta al cabezal es M16, que no es posible realizar por el alojamiento del anillo rascador. Por tanto, esta opción no es viable.

Con la otra opción, el espacio disponible para realizar la conexión es de 29 mm, correspondiente a la distancia entre los cilindros 1 y 2, y el vástago queda a una distancia de 35,5 mm al punto medio del hueco, tal y como se muestra en la figura 2-63.

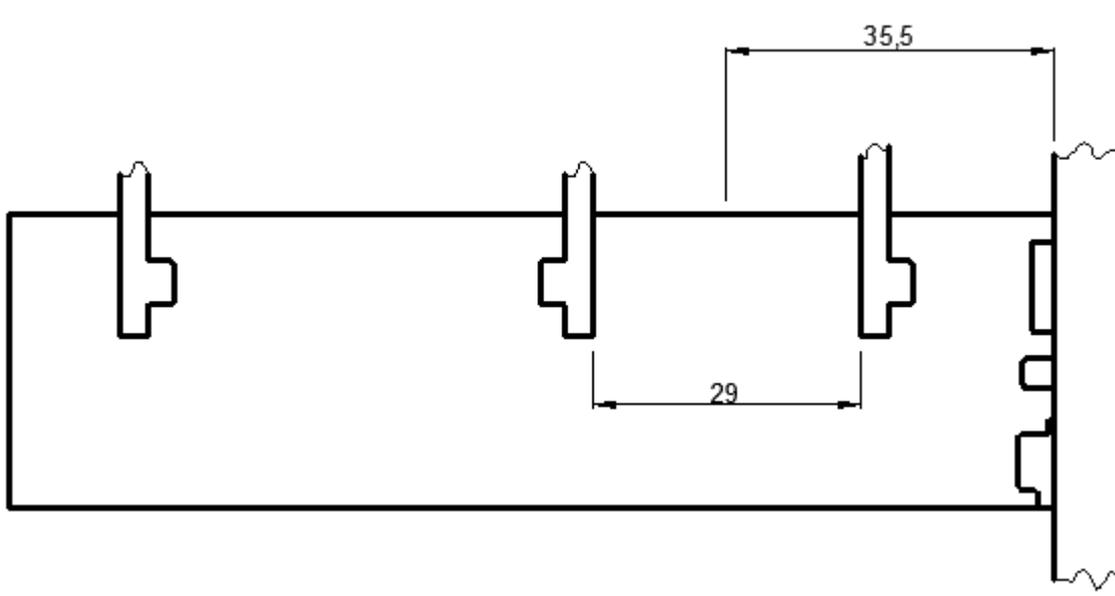


Figura 2-63 Espacio libre entre cámaras de cilindro 1 y 2 en el cabezal B, cotas en mm

En este caso, se toma una manguera de módulo -6, ya que el módulo -5 es muy ajustado como se vio en la figura 2-61. Respecto al tipo de manguera, se toma de la sección de media presión y se opta por la 492 manguera compacta Elite, de referencia **492-6**, mostrada en la figura 2-64, y cuyas características son las siguientes:

- Construcción: Tubo interior de nitrilo (NBR), refuerzo de malla de alambre de acero de alta resistencia y cubierta de goma sintética.
- Diámetro interior: 9,5 mm
- Diámetro exterior: 15,5 mm
- Presión de trabajo: 22,5 MPa
- Presión de rotura: 90 MPa
- Radio de curvatura mínimo: 90 mm
- Temperatura: - 40 °C a 100 °C
- Fluidos recomendados: Fluidos con base de petróleo y agua-glicol, aceites lubricantes, aire y agua.

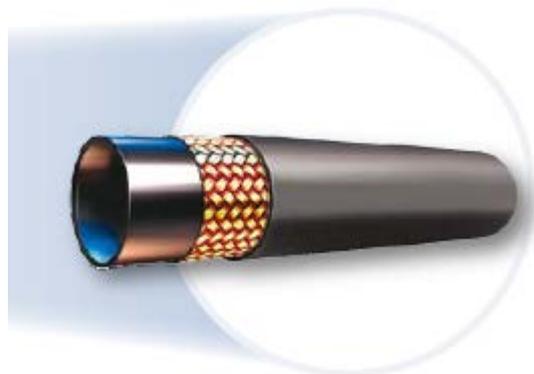


Figura 2-64 Manguera 492 compacta Elite

En este caso, el taladro a realizar en el cabezal debe ser de un diámetro tal que permita el alojamiento de la manguera completa y del terminal instalado en ella, para conectar al saliente de la camisa una vez traspasado

este.

Entre los terminales de la manguera, se opta por un terminal C3 hembra recto giratorio, de referencia **1C346-10-6**, mostrado en la figura 2-65 y con las siguientes dimensiones:



Figura 2-65 Terminal C3 hembra recto giratorio

- A: 47 mm
- B: 24 mm
- W: 19 mm
- Rosca métrica: M16x1,5

La distancia W entre caras de la tuerca del terminal es de 19 mm, que equivale a una circunferencia de diámetro 22 mm aproximadamente. Dado que la distancia libre entre las cámaras de los cilindros es 29 mm, se realiza un taladro de diámetro 23 mm en el cabezal (dejando una distancia a estas de 3 mm) en el que puede quedar embebido el terminal.

Para realizar la conexión hay que realizar un taladro de diámetro 9,5 mm en la camisa. Además, se soldará a ella y centrado con dicho taladro, un codo 90° realizado con el mismo material de la camisa, de diámetro exterior 16 mm y diámetro interior 9,5 mm. Este, en el lado de unión al cilindro tendrá una superficie curva de radio 28 mm para asentar en la camisa, y en el lado de conexión al terminal se mecanizará una rosca M16x1,5 en una longitud de 15 mm.

Además, al igual que sucedía en el cilindro 1, en el punto de máxima retracción y con la geometría inicial del émbolo, se produce el cerramiento del conducto, por lo que se recrece el émbolo para evitar esta situación. En la figura 2-66 se muestra un croquis con el aspecto final de la conexión.

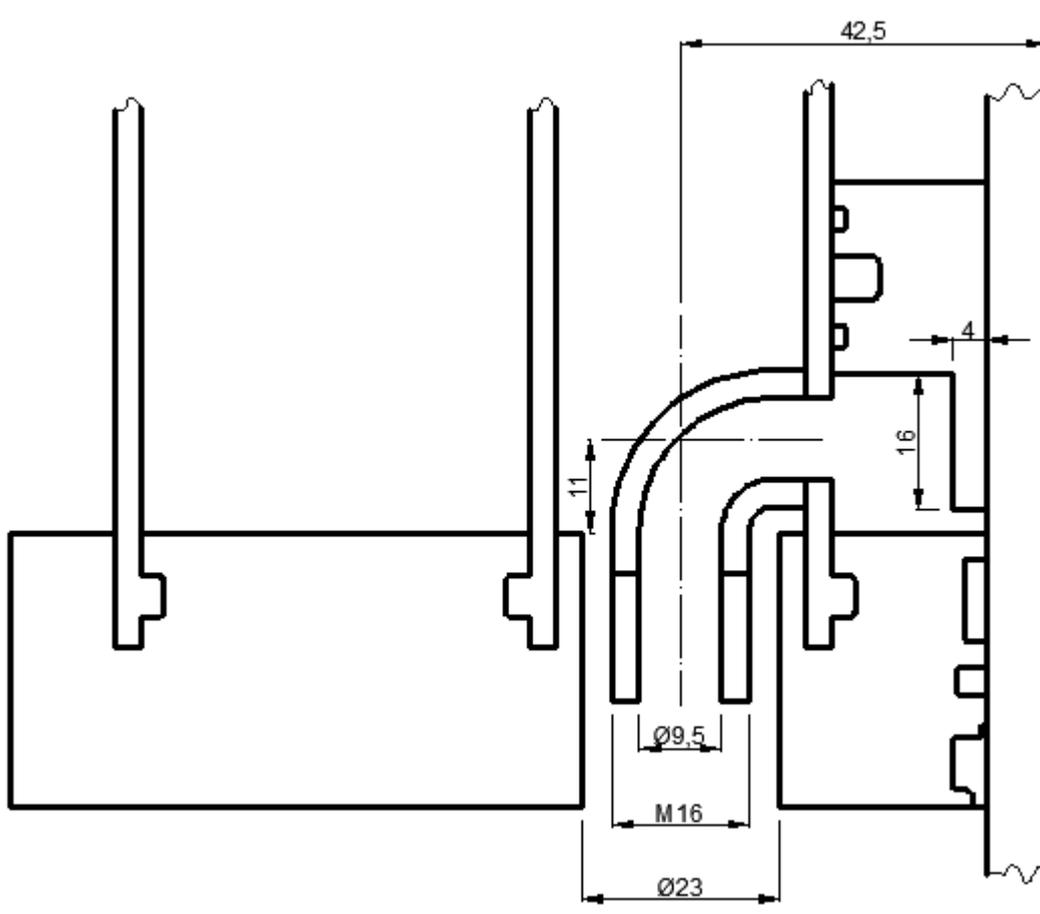


Figura 2-66 Croquis conexión latiguillo con cámara A del cilindro 2, cotas en mm

Para la conexión de la cámara B, dado que la situación es similar a la cámara A, se procede de la misma manera. Se toma un terminal C3 hembra recto giratorio de referencia **1C346-10-6**, se realiza un taladro en la camisa de diámetro interior 9,5 mm, y se suelda un codo 90° con rosca M16x1,5 en el lado de conexión al terminal. También se recrece el émbolo para evitar el cierre lateral del conducto.

Igualmente, dado que el latiguillo se alojará en el espacio libre entre los cilindros 1 y 2, se realiza un taladro de diámetro 23 mm en el cabezal para permitir el paso de este. En la figura 2-67 se muestra una representación de la conexión.

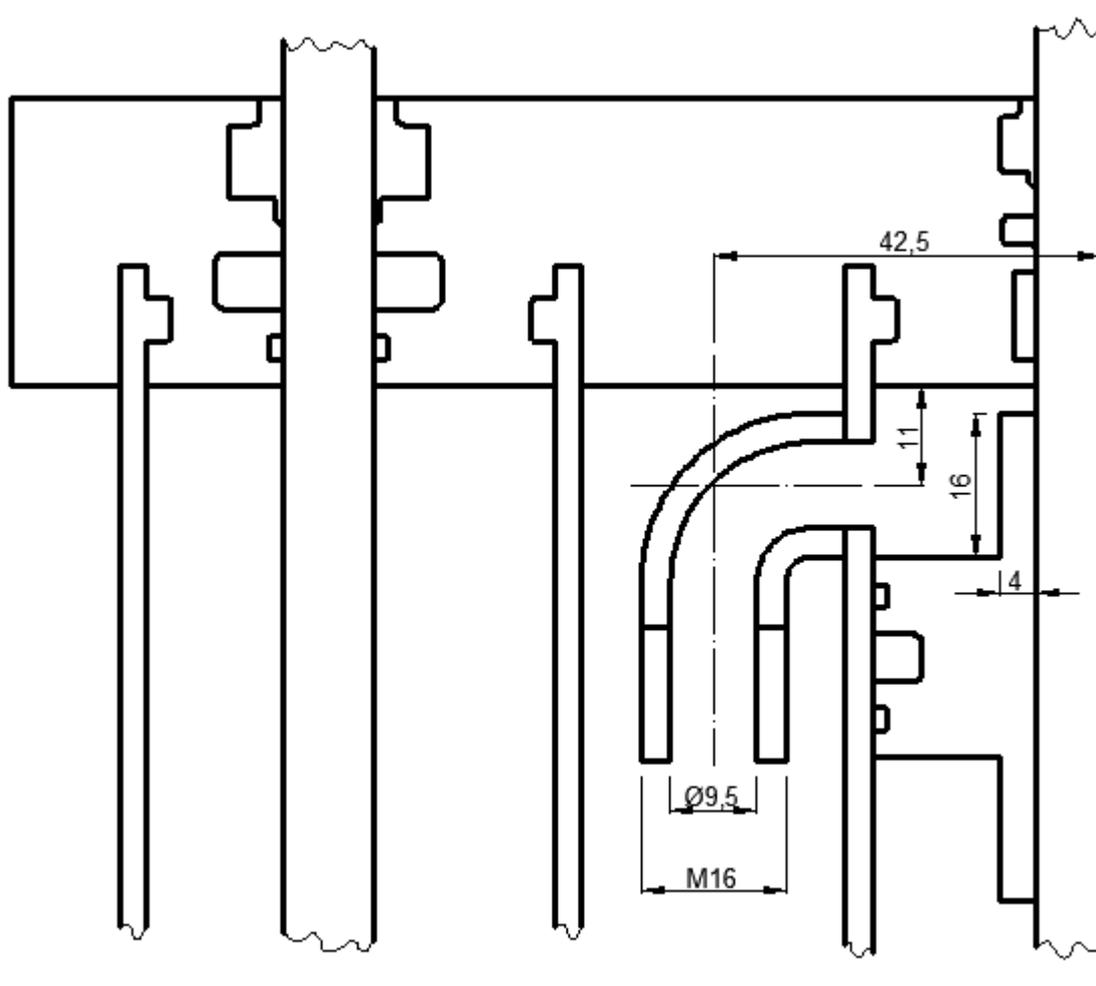


Figura 2-67 Croquis conexión latiguillo con cámara B del cilindro 2, cotas en mm

Por otro lado, debido al movimiento y vibraciones del latiguillo, en este taladro del cabezal se pueden producir daños en él por rozamiento, por lo que se opta por instalar un espiral de protección de acero protegido contra la corrosión en el tramo correspondiente desde el terminal hasta la salida del cabezal. Dicha protección, representada en la figura 2-68, se toma del mismo catálogo, concretamente la de referencia **AG-060**, ya que tiene diámetro interior de 15,20 mm.



Figura 2-68 Espiral de protección AG

3 CÁLCULO ESTÁTICO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se realiza un estudio estático de los elementos que componen el actuador hidráulico, con el que se obtendrán las tensiones y deformaciones a las que se encuentra sometido para las condiciones de trabajo dadas. Estos resultados servirán para analizar la integridad mecánica del diseño y optimizarlo en cuanto al aprovechamiento de material, reduciéndose en aquellas zonas en las que la sollicitación mecánica sea baja.

El proceso comienza con el modelado de cada uno de los componentes en el programa SolidWorks a partir de la geometría resultante de los capítulos anteriores. Posteriormente se aplican las cargas correspondientes a la presión de trabajo y la fuerza que realizan los vástagos y se realiza el mallado. Por último, ejecuta el análisis para calcular las tensiones y deformaciones.

3.1 Modelado geométrico

El procedimiento para modelar piezas en SolidWorks consiste en realizar un croquis o plantilla en 2D y, a partir de él, extruir la pieza para darle volumen. Para ello, el programa cuenta con un editor de croquis con herramientas básicas para dibujar, y también tiene la posibilidad de importarlo de otros programas de dibujo en el que puede realizarse con herramientas más avanzadas.

El proceso de modelado de las camisas es muy similar ya que la geometría es casi idéntica, variando entre ellas principalmente el elemento de conexión a los latiguillos. En las tres se parte de un sencillo croquis inicial compuesto por dos circunferencias con los diámetros interior y exterior que correspondan a cada una, y posteriormente se extruye la superficie situada entre ambas una distancia de 650 mm. En el cilindro obtenido, se realiza el chaflán de entrada, sobre la arista correspondiente en cada caso, con las dimensiones obtenidas durante la selección de los componentes de estanqueidad. En la figura 3-1 se muestra el croquis inicial y la extrusión de la camisa exterior del cilindro 1.

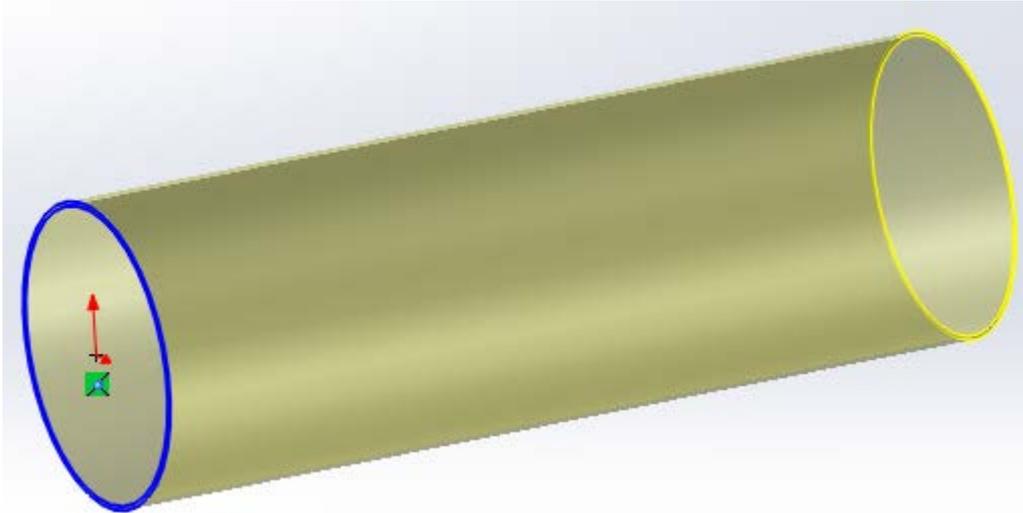


Figura 3-1 Croquis inicial y extrusión de la camisa exterior del cilindro 1

Para crear el elemento de conexión con los latiguillos y el taladro de entrada a la cámara, se crea un plano de trabajo tangente a la superficie de la camisa en el que se realiza el croquis correspondiente. Este croquis se utiliza para el calado de la camisa y para la extrusión del cilindro que conforma la conducción. En el caso de la camisa del cilindro 2 hay que modelar el codo, por lo que se crea de nuevo un croquis con el que se realiza la revolución de 90° , tal y como se muestra en la figura 3-2. En la figura 3-3 se muestra el modelo completo de dicha camisa.

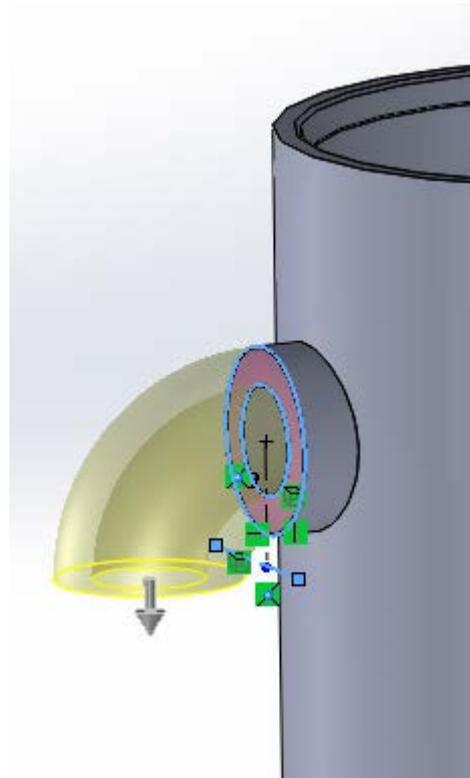


Figura 3-2 Extrusión del codo en la camisa del cilindro 2

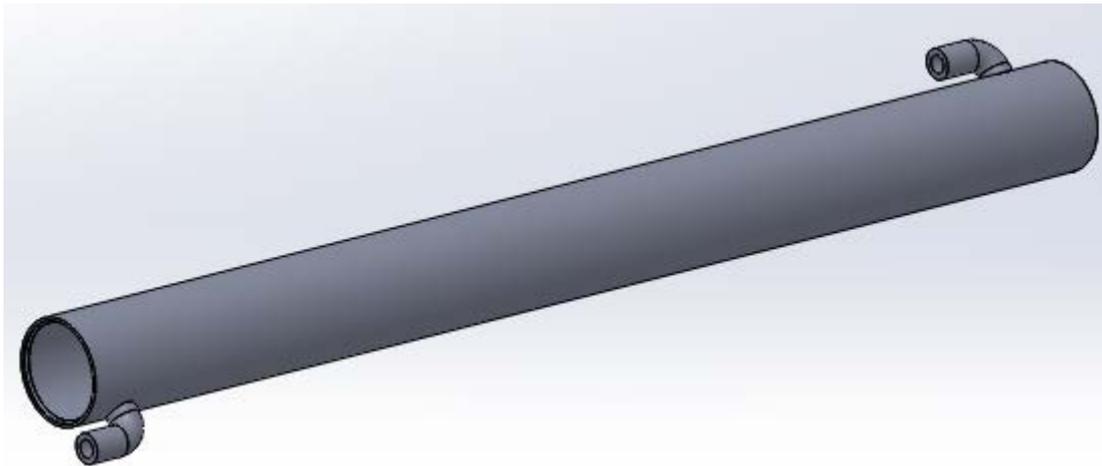


Figura 3-3 Modelo de la camisa del cilindro 2

Para modelar el cabezal de la cámara A se parte de un croquis en el que se dibujan los alojamientos de las juntas del vástago y de las camisas, tal y como se observa en la figura 3-4, que se extruye en revolución 360°.

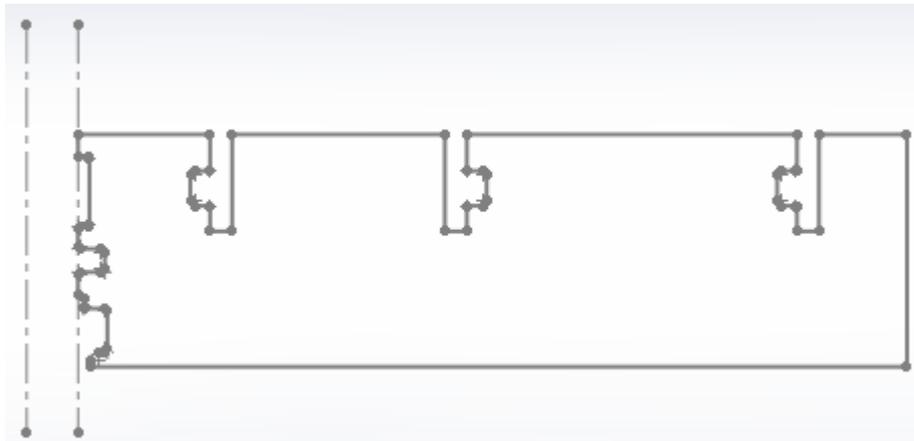


Figura 3-4 Croquis inicial de revolución del cabezal de la cámara A

En una de las caras del volumen obtenido se crea un nuevo croquis, en el que se representan las dimensiones exteriores, los taladros para los pernos y los taladros para el paso de los latiguillos. Con este, se extruye el volumen restante y se realiza el corte de dichos taladros. Estas operaciones, junto con el croquis, se muestran en la figura 3-5, en la que también puede verse el aspecto final del cabezal de la cámara A.

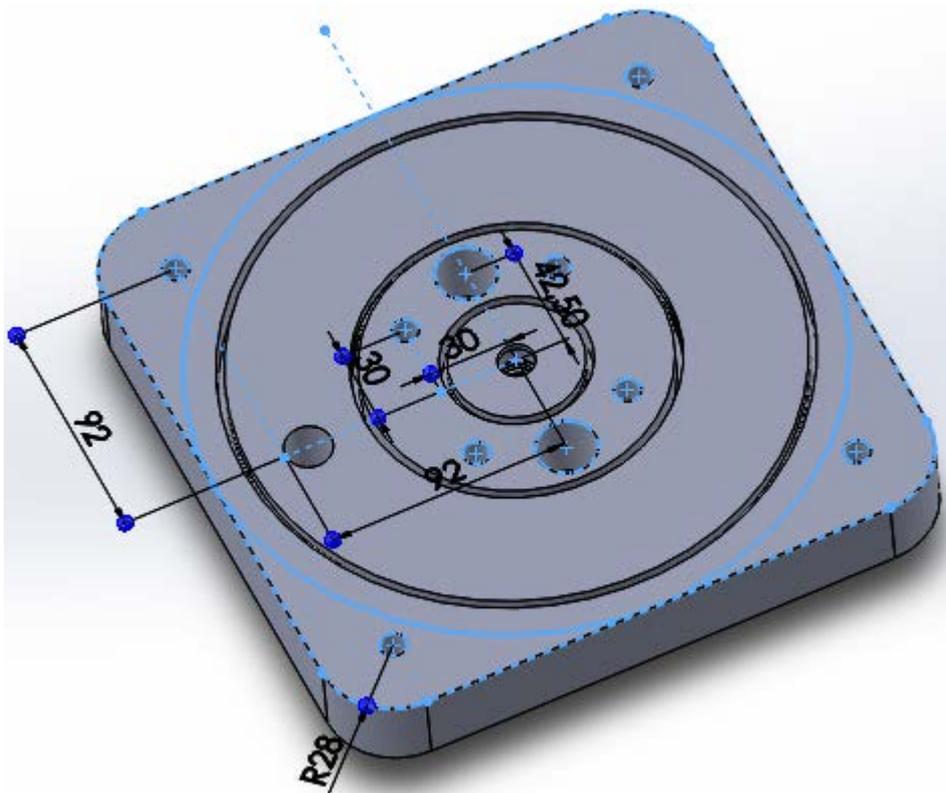


Figura 3-5 Modelo del cabezal de la cámara A

Siguiendo un proceso similar se modela el cabezal de la cámara B, que en este caso está compuesto por dos elementos debido a la geometría del vástago del cilindro 1. En la figura 3-6 se muestran los modelos de las dos piezas que forman dicho cabezal.

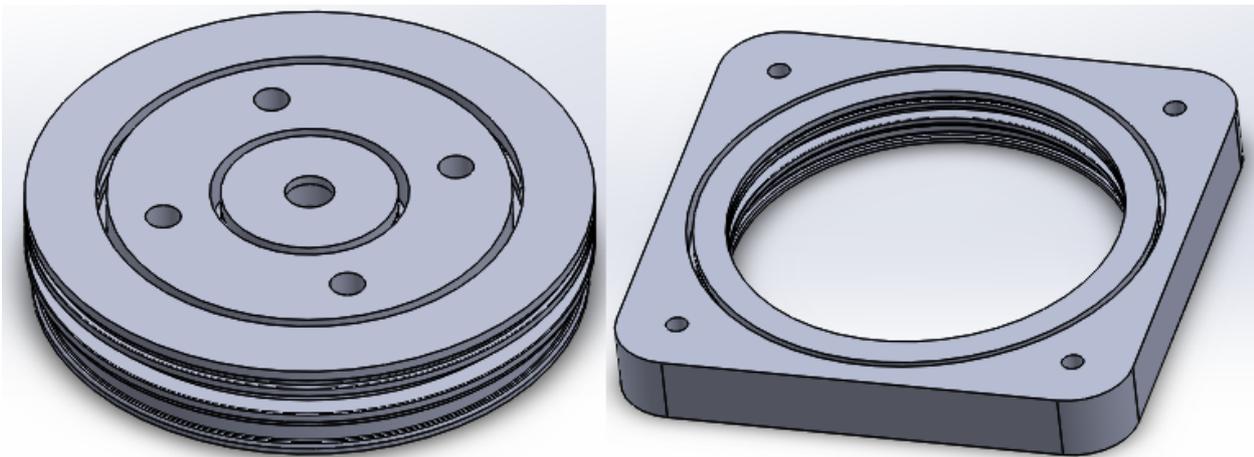


Figura 3-6 Modelo del cabezal de la cámara B

Para realizar el modelo del émbolo del cilindro 1 se parte de croquis de su sección que incluye los alojamientos de las juntas y el vástago, para posteriormente extruirlo en revolución. Para finalizar, se crean dos planos perpendiculares entre sí, y en cada uno de ellos se realiza un croquis con la sección de los cuatro taladros simétricamente espaciados que comunican los dos volúmenes de la cámara B. En la figura 3-7 se muestra el modelo ya finalizado de dicho émbolo, seccionado para poder ver el interior.

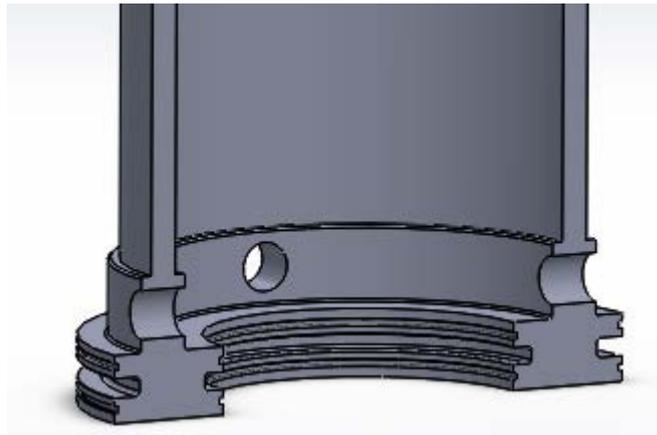


Figura 3-7 Modelo del émbolo del cilindro 1

De la misma manera se modela el émbolo del cilindro 2, cuyo resultado se puede ver en la figura 3-8.

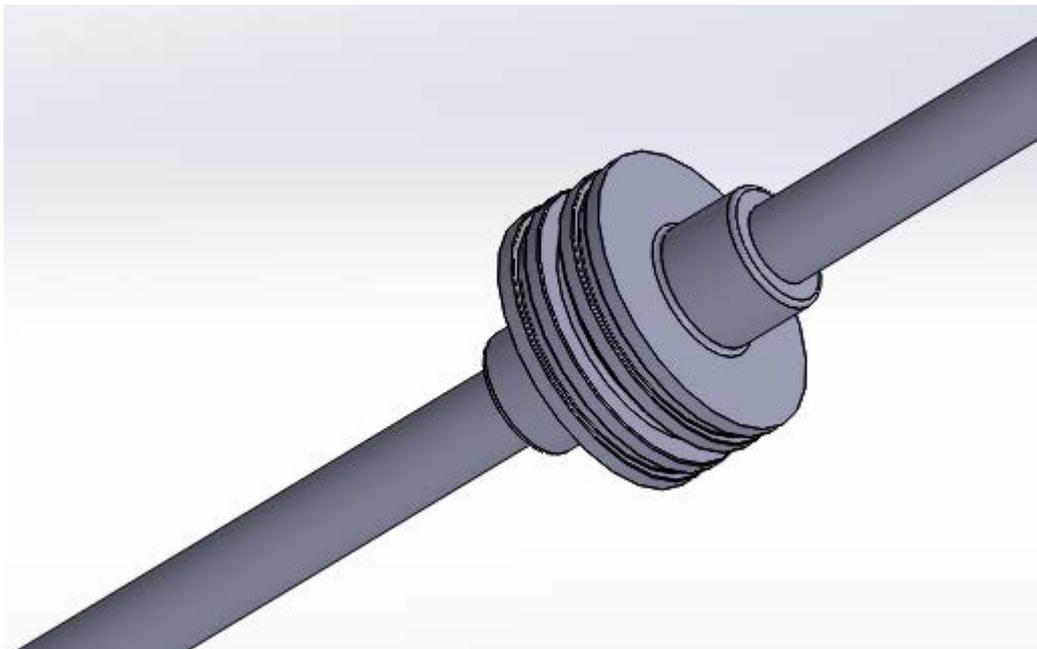


Figura 3-8 Modelo del émbolo del cilindro 2

3.2 Elección de materiales

La elección del material para una determinada aplicación es una de las decisiones más importantes del proceso de diseño, ya que tiene influencia en la geometría del elemento en cuanto a resistencia mecánica, en el proceso de fabricación, facilitándolo o haciéndolo inviable, y por supuesto en el coste económico.

Por ello, para una correcta selección es necesario realizar un profundo estudio, analizando la viabilidad del amplio abanico de materiales que se tiene en la actualidad, y comparando los posibles candidatos, aptos para una aplicación en concreto, entre ellos mismos respecto a coste de suministro y los costes de fabricación que conllevan, para finalmente obtener unos resultados que permitan esclarecer cual es el más apropiado para el elemento en concreto.

Dado que un análisis de estas características es demasiado extenso, para el presente TFM, el criterio que se ha

tomado para la selección del material de cada componente, acero en este caso, es que sea de uso habitual y que entre las recomendaciones de uso y aptitudes se encuentre el proceso de fabricación que se considera apropiado para el componente en cuestión.

Para las camisas se opta por un acero al carbono F-1130, usado habitualmente en la construcción de maquinaria y con buena aptitud para ser soldado, característica fundamental ya que los elementos de conexión con los latiguillos deben unirse de esta manera. Su composición media, en %, es 0,35 C, 0,7 Mn, 0,25 Si, y máximo 0,035 P y S, y presenta un límite elástico a tracción de 290 N/mm² y de rotura 550 N/mm².

El material elegido para los cabezales es un acero F-2112 de fácil mecanización, ya que debido a la geometría que presentan las piezas, es una característica importante a tener en cuenta. La composición, en %, es 0,14 C, 0,05 Si, 1,10 Mn, 0,11 P, 0,3 S y 0,3 Pb, y presenta un límite elástico a tracción en torno a los 350 N/mm² y de rotura 530 N/mm².

Por último, para los vástagos, el fabricante de los elementos de estanqueidad, como se vio en el capítulo 2, recomienda el acero 42CrMo4 (F-1252), por lo que se optará por el mismo para la fabricación de los émbolos y vástagos. Este tiene una composición, en %, de 0,42 C, 0,75 Mn, 1,05 Cr, 0,22 Mo y un límite elástico a tracción de 650 N/mm² y de rotura 900 N/mm².

Para todos ellos, se consideran comunes las siguientes características:

- Densidad: 7850 kg/m³
- Comportamiento isotrópico
- Módulo de Young: 210 GPa
- Coeficiente de Poisson: 0,3

3.3 Mallado de los componentes y aplicación de las cargas

El mallado se puede considerar el proceso más importante en el cálculo con elementos finitos, ya que de la malla elegida dependerán los resultados que se obtengan, y por tanto, la fiabilidad de estos. Los factores a tener en cuenta en este proceso son el tipo de elemento con el que se va a mallar, y la distribución de estos en la geometría.

La elección del tipo de elemento está ligada a los resultados que se quieran extraer con el análisis en cuestión, ya que cada uno de ellos está programado para un fin específico.

La distribución en la geometría hace referencia a la utilización de diferentes tamaños de elemento (refinamiento de malla) para aprovechar los recursos computacionales, y afinar el cálculo en las zonas de interés para la obtención de resultados, o bien, en las que se produzcan importantes gradientes de esfuerzos/deformaciones para garantizar una correcta transmisión de los mismos. Por otro lado, también depende de la distribución de elementos, la calidad de los mismos, ya que una distribución uniforme y ordenada da lugar a elementos con mejor relación de aspecto (menos deformados), mejorando los resultados que se obtienen.

Dada la geometría de los componentes del actuador hidráulico, realizar un mallado estructurado y optimizado es una tarea laboriosa que extendería demasiado el desarrollo del presente TFM, por lo que no se prestará todo el tiempo que requiere una correcta definición de la malla. No obstante, se tendrá especial cuidado en refinar y ajustar la malla en las zonas de mayor interés, como son las superficies de aplicación de las cargas y las zonas de concentraciones de esfuerzo.

3.3.1 Camisas

Todas las camisas tienen geometría, cargas y condiciones de contorno similares, por lo que se desarrolla el proceso para las tres en conjunto en este mismo apartado.

Las cargas las que están sometidas son la presión interior de trabajo, las fuerzas producidas por la interacción con los cabezales y la compresión debida a la acción de los pernos.

Como el análisis estático se va a realizar de cada componente por separado, para el estudio de las camisas, se van a aplicar las restricciones de movimiento en las superficies en contacto con los cabezales, y las reacciones

obtenidas en estas sujeciones se aplicarán como cargas, en sentido contrario, en el análisis de los cabezales.

Para aplicar estas condiciones de contorno únicamente en las superficies de contacto entre camisa y cabezal, se hace una división de las superficies interior y exterior de las primeras, para poder diferenciar entre la zona que queda embebida en el cabezal y la que forma la cámara del cilindro, pudiendo aplicar de esta manera cargas o restricciones en ellas por separado.

Las condiciones de contorno que se aplican son un empotramiento en la cara plana y, en las superficies curvas interior y exterior, se impide los movimientos perpendiculares al eje longitudinal.

Las presiones de diseño para el cilindro 1 y 2 son 0,77 MPa y 9,95 MPa respectivamente (ver tabla 2-1), y se aplica en la superficie correspondiente según la camisa analizada.

La compresión debida a la carga de precompresión de los pernos se aplica en la superficie plana en contacto con los cabezales, y solo en la de un extremo, por lo que en esta superficie no se aplica el empotramiento mencionado anteriormente.

Como se estableció en el cálculo de los pernos, se considera que la fuerza total debida a la acción de estos se distribuye por igual en las tres camisas dando lugar a una presión uniforme, por lo que, la carga que hay que aplicar en el estudio es:

$$Q_{precompresión} = \frac{F_{perno} * n^{\circ}_{perno}}{A_{total}}$$

$$Q_{precompresión} = \frac{5393,07 * 8}{\frac{\pi}{4} * ((216^2 - 210^2) + (120^2 - 114^2) + (56^2 - 50^2))} = 11,9 \text{ MPa}$$

Respecto al mallado, se refina y da más importancia en los extremos, ya que en estas zonas se produce un cambio de sección debido al chaflán y para obtener unas reacciones más aproximadas, ya que se utilizarán, como se ha comentado anteriormente, como carga en el estudio de los cabezales.

Dado que el espesor es muy pequeño comparado con el resto de las dimensiones, se modifica el modelo geométrico realizado anteriormente y se modela la superficie media de las caras interior y exterior, con el objetivo de mallar con elementos tipo lámina (shell), al que se le asigna el espesor de 3 mm. De no hacerlo de esta manera, la malla da lugar a elementos muy deformados ya que el tamaño máximo en dirección radial sería 3 mm, o habría que mallar todo el volumen con un tamaño máximo inferior al espesor, lo que daría lugar a un alto número de elementos.

Al hacer esta simplificación del modelo, no se incluyen los elementos exteriores para la conexión de los latiguillos (solo se modela el taladro del conducto) y se considera que si el espesor de las camisas cumple, el de dichos elementos también, ya que el espesor de estos es mayor.

En la figura 3-8 se puede observar la malla y las condiciones de contorno para la camisa del cilindro 2.

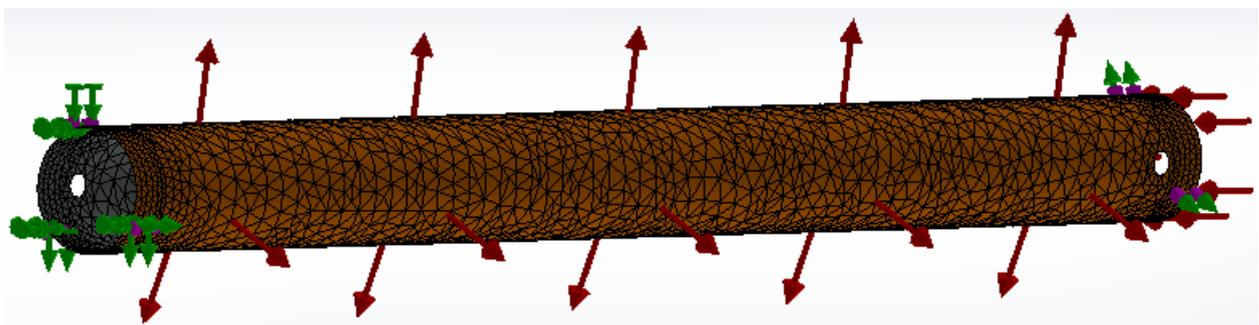


Figura 3-9 Mallado y condiciones de contorno de la camisa del cilindro 2

3.3.2 Vástagos y émbolos

El análisis del vástago de ambos cilindros se considera independiente del resto de componentes ya que no existe transmisión de esfuerzos con ellos, por lo que los resultados que se obtengan de este no son vinculantes al resto de estudios.

Las cargas a las que se encuentra sometido el vástago son la presión de la cámara que actúa y la fuerza que ejerce el vástago, cuyo valor máximo se supuso de 15 kN al no disponerse de información, tal y como se vio en la introducción.

El análisis se realiza, como es obvio, para las condiciones más desfavorables de trabajo, es decir, máxima fuerza ejercida por el vástago, 15 kN, a la que corresponde una presión de trabajo de 0,77 MPa para el cilindro 1 y 9,95 MPa para el cilindro 2.

Por tanto, para el análisis estático se considera empotrado el extremo del vástago y se aplica una presión igual a la presión de trabajo en la cara del émbolo de la cámara que realiza el esfuerzo.

En las figuras 3-10 y 3-11 se muestra el mallado y la aplicación de las condiciones de contorno en el vástago del cilindro 1 y 2 respectivamente.

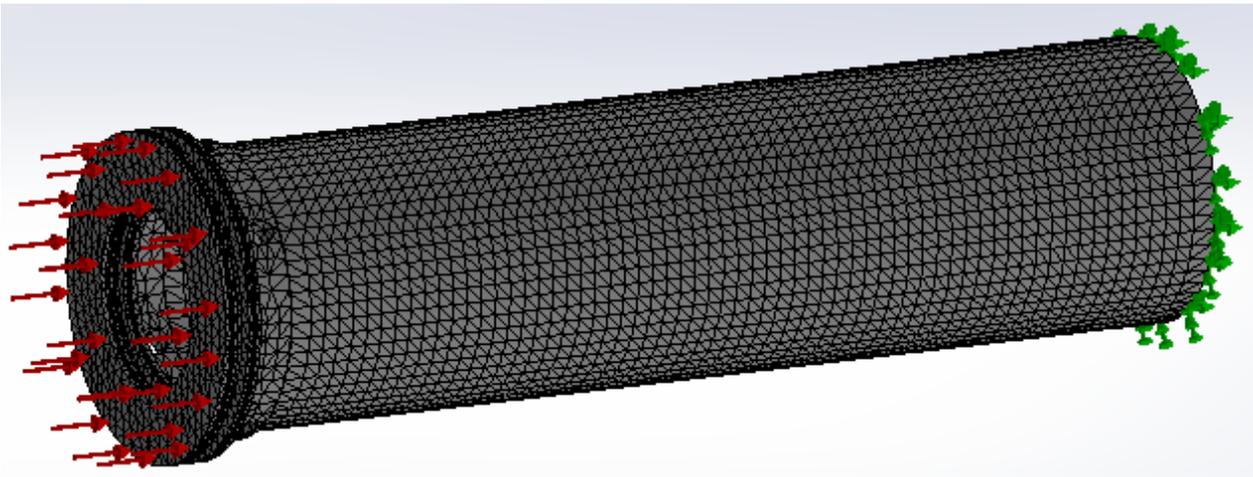


Figura 3-10 Mallado y condiciones de contorno del vástago de cilindro 1

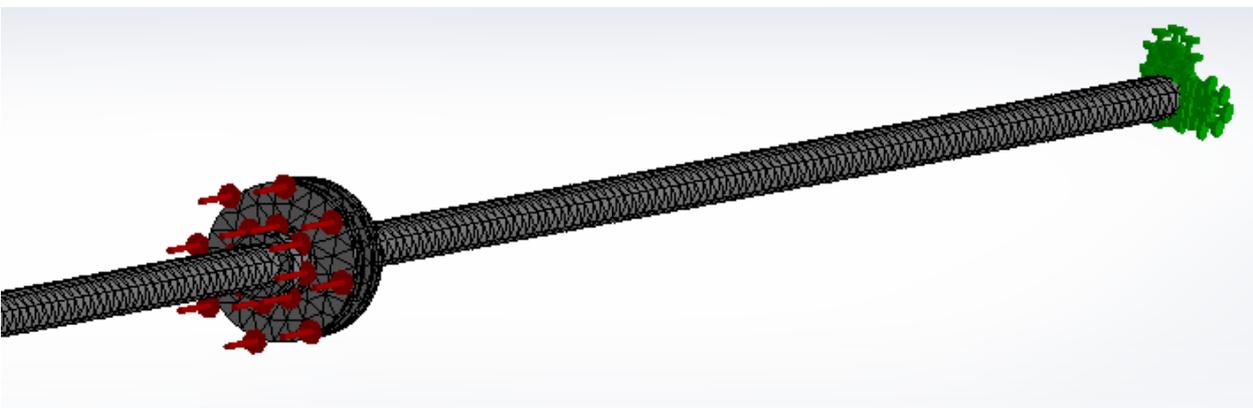


Figura 3-11 Mallado y condiciones de contorno del vástago de cilindro 2

3.3.3 Cabezales

Las cargas a las que se encuentran sometidos los cabezales son las reacciones debidas a la interacción con las camisas, la presión hidráulica, y la fuerza debida a la acción de los pernos.

La presión hidráulica se aplica en la superficie correspondiente de la cara interior del cabezal, según el cilindro del que se trate. Las reacciones calculadas en el estudio de las camisas se aplican en la superficie interior del alojamiento de cada una ellas.

Por su parte, las sujeciones se aplican en los taladros de los pernos. En la superficie curva propia del taladro se impide el movimiento transversal y en la superficie circular en contacto con la arandela se impide el longitudinal. Para poder independizar esta superficie última, es necesario dividirla del resto de la superficie que forma la cara exterior del cabezal. En la figura 3-12 se muestra el mallado del cabezal de la cámara A junto con las condiciones de contorno.

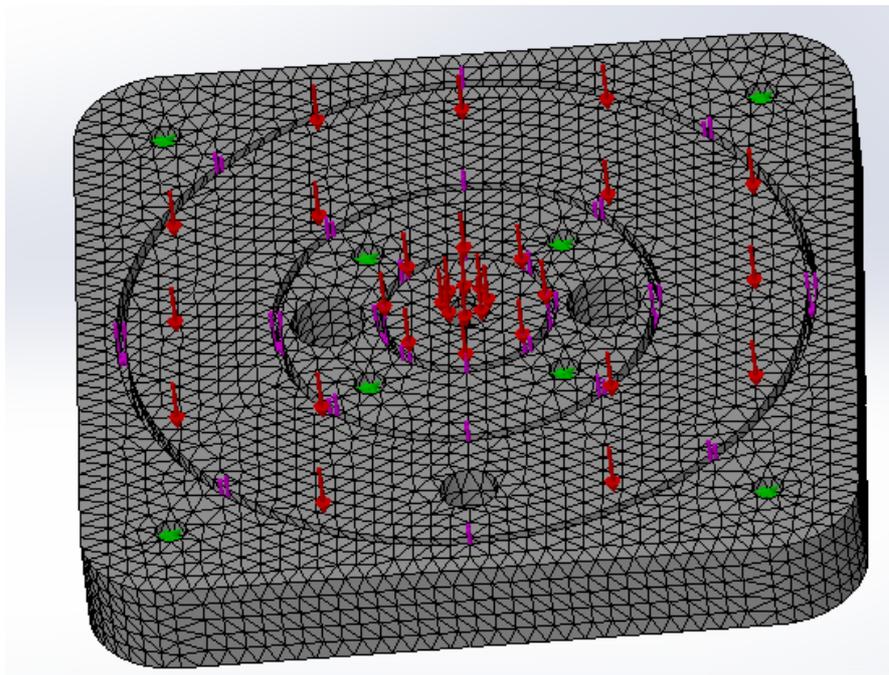


Figura 3-12 Mallado y condiciones de contorno del cabezal de la cámara A

3.4 Análisis estático

Tras el mallado y la aplicación de las condiciones de contorno, se obtienen los resultados que se muestran a continuación. Para determinar si el diseño es válido o no, se analizan la tensión equivalente de Von Mises y se establece el criterio de que se encuentren por debajo del límite elástico.

3.4.1 Camisa del cilindro 2

En el caso de la camisa del cilindro 2, se obtiene la distribución de tensiones mostrada en la figura 3-13. Como puede verse, se obtiene una tensión máxima de 148,7 MPa en la salida del cabezal y en el taladro de alimentación debido a la concentración de tensiones que se produce. En el resto de la pieza, las tensiones se sitúan en torno a los 90 MPa, por lo que se puede asegurar que el espesor asignado es válido, con un factor de seguridad de 1,95.

Como puntualización, en el predimensionamiento se estimó una tensión en la camisa de 93,55 MPa (140,3 MPa aplicando el factor de seguridad de 1,5), por lo que se comprueba que el cálculo por ambos métodos aporta resultados similares, ya que ese cálculo preliminar permite conocer las tensiones en una geometría ideal sin concentradores de tensión.

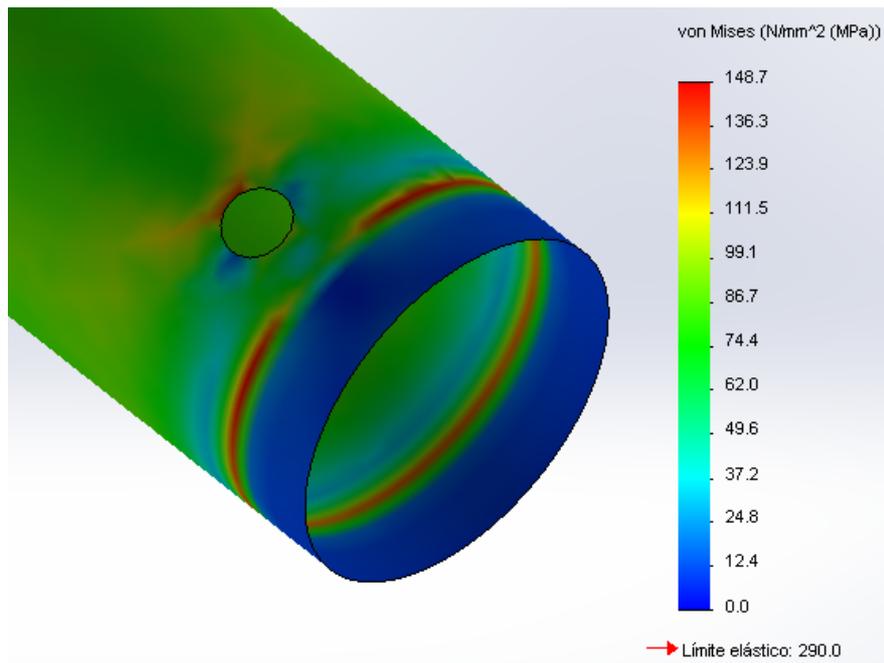


Figura 3-13 Tensión equivalente de Von Mises en la camisa del cilindro 2

Las reacciones en los apoyos que se han obtenido son 5650 N en dirección longitudinal y se consideran nulas en el resto de direcciones ya que el valor obtenido es muy pequeño.

3.4.2 Camisas del cilindro 1

En el caso de la camisa exterior del cilindro 1 se obtienen tensiones equivalentes de Von Mises inferiores al cilindro 2 ya que la presión de trabajo en este caso es menor. La máxima que se produce es de 59,1 MPa, y en las zonas de concentración de tensiones igual que en el caso anterior. En el resto de la camisa se sitúan en torno a 30 MPa, muy por debajo del límite elástico. En la figura 3-14 se representa la distribución de tensiones obtenida.

De las reacciones obtenidas en los apoyos, se consideran nulas todas al tener un valor muy pequeño a excepción de la componente longitudinal a la camisa, cuyo valor es 22600 N.

En el caso de la camisa interior del cilindro 1, la presión de trabajo se aplica en el exterior del cilindro y actuando hacia el interior. En la figura 3-15 se muestra la distribución de tensiones de Von Mises que se ha obtenido del análisis, que presenta la misma distribución que en los casos anteriores, alcanzando valores máximos de 25,8 MPa. En el resto de la camisa, las tensiones calculadas se encuentran en torno a 15 MPa.

Las reacciones calculadas de los apoyos se resumen en una de dirección longitudinal y de valor 13500 N.

Como puede verse, en las dos camisas del cilindro 1 las tensiones se encuentran muy alejadas del límite elástico, por lo que podría reducirse el espesor a 2 mm, mínimo recomendado por la norma [1]. No obstante, se mantiene en 3 mm por igualdad con el cilindro 2, por lo que el factor de seguridad del diseño es 4,9 en la camisa exterior y 11,24 en la interior.

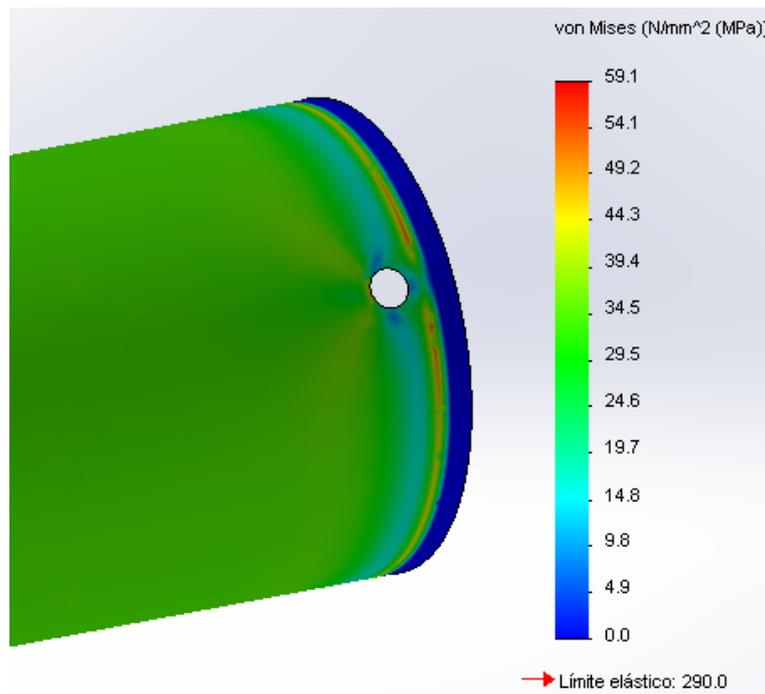


Figura 3-14 Tensión equivalente de Von Mises en la camisa exterior del cilindro 1

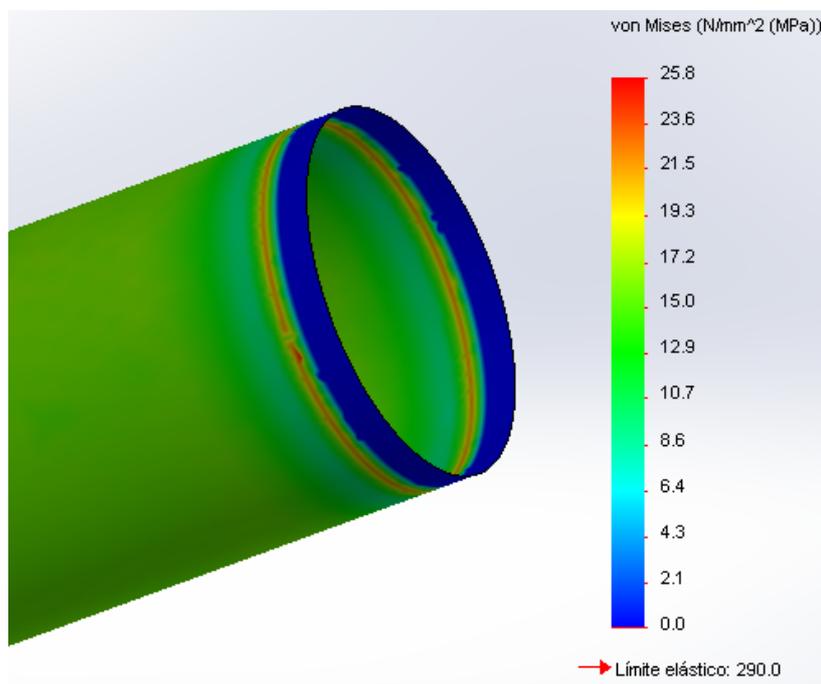


Figura 3-15 Tensión equivalente de Von Mises en la camisa interior del cilindro 1

3.4.3 Vástago del cilindro 1

La distribución de tensiones que se obtiene del análisis estático es la que se presenta en la figura 3-16. Como puede verse, el vástago apenas se encuentra solicitado mecánicamente, siendo la tensión equivalente de Von Mises más alta calculada de 5,8 MPa.

A la vista de los resultados, es obvio que se podría reducir el espesor de este. No obstante, estas dimensiones

vienen prescritas en la información facilitada, por lo que se mantienen. La fuerza que debe ejercer el cilindro se supuso en 15 kN al no disponerse de ella, por lo que podría aumentarse considerablemente en cuanto a la resistencia del vástago y del émbolo.

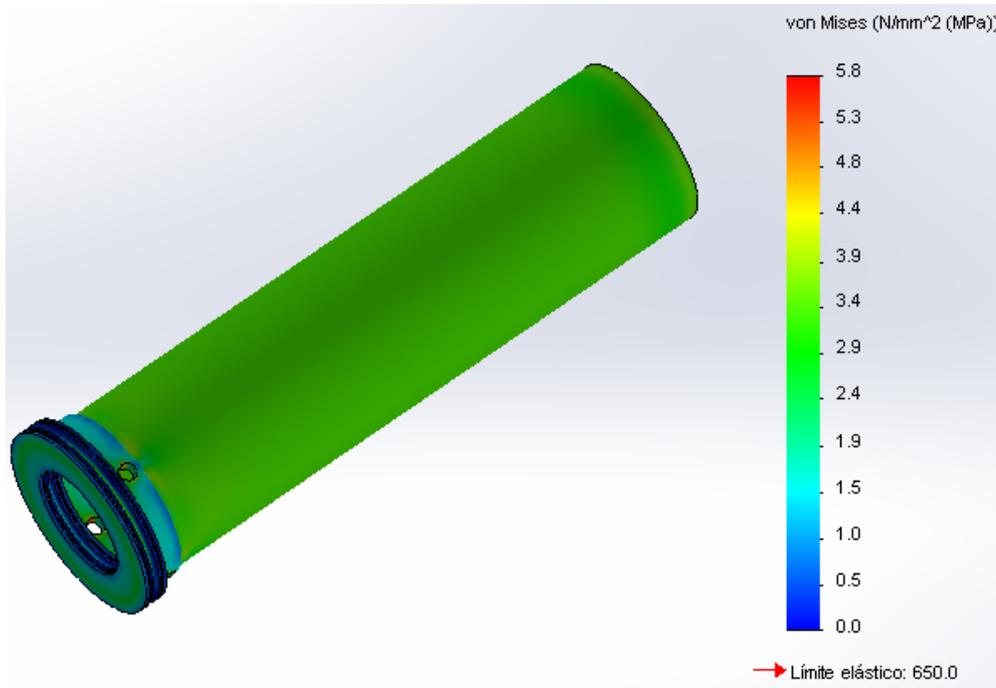


Figura 3-16 Tensión equivalente de Von Mises en el vástago del cilindro 1

3.4.4 Vástago del cilindro 2

En la figura 3-17 se muestra la distribución de tensiones obtenidas del análisis estático, en la que puede verse que la máxima alcanza un valor de 117,9 MPa y se encuentra en la zona de transición del diámetro mayor al menor del vástago. El resto del vástago se encuentra sometida únicamente a compresión por el modo de aplicación de la carga, por lo que se mantiene una tensión constante de valor 108 MPa aproximadamente. La parte contraria del vástago no está sometida a esfuerzos al estar en el lado de la cámara que realiza el trabajo.

En el émbolo, las mayores tensiones se producen en las zonas de cambio de sección, situándose estas en torno a 70 MPa.

Por tanto, se puede asegurar que el diseño es válido para las condiciones de trabajo dadas, ya que el límite elástico del material es de 650 MPa, y por tanto el factor de seguridad 5,51.

Al igual que sucedía con el vástago del cilindro 1, este se encuentra sobredimensionado, pero dado que la geometría está prescrita y la fuerza que ejerce el cilindro es una suposición, se mantiene el diseño.

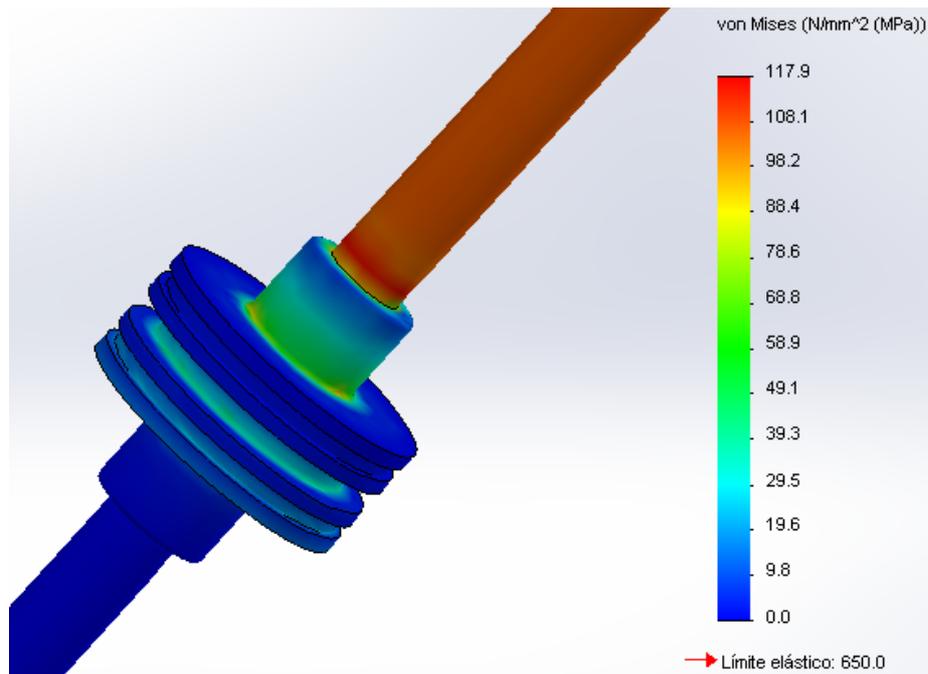


Figura 3-17 Tensión equivalente de Von Mises en el vástago del cilindro 2

3.4.5 Cabezal de la cámara A

En las figuras 3-18 y 3-19 se muestran la distribución de la tensión equivalente de Von Mises obtenida en el cálculo. Como puede verse, debido al gran espesor de la pieza no se alcanzan grandes valores, siendo la máxima de 43,8 MPa, que se encuentra en las arista debido a las concentraciones locales que se producen en este tipo de geometría. En los taladros de los pernos se sitúan en torno a los 25 MPa, y en la superficie correspondiente a la cámara del cilindro 2 sobre 18 MPa.

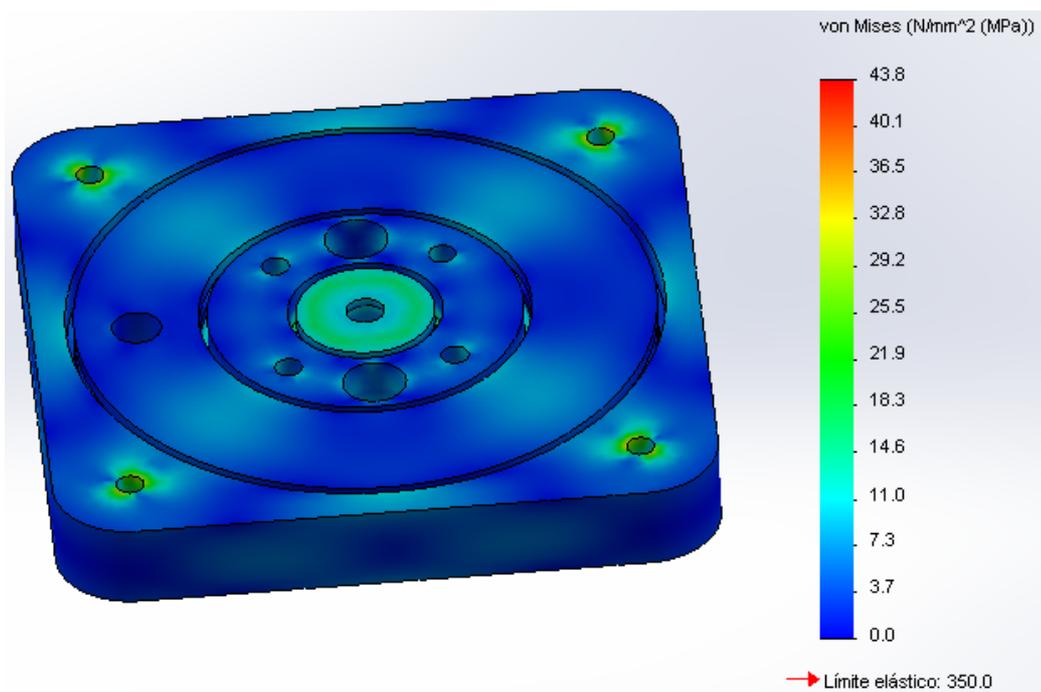


Figura 3-18 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal de la cámara A. Cara interior

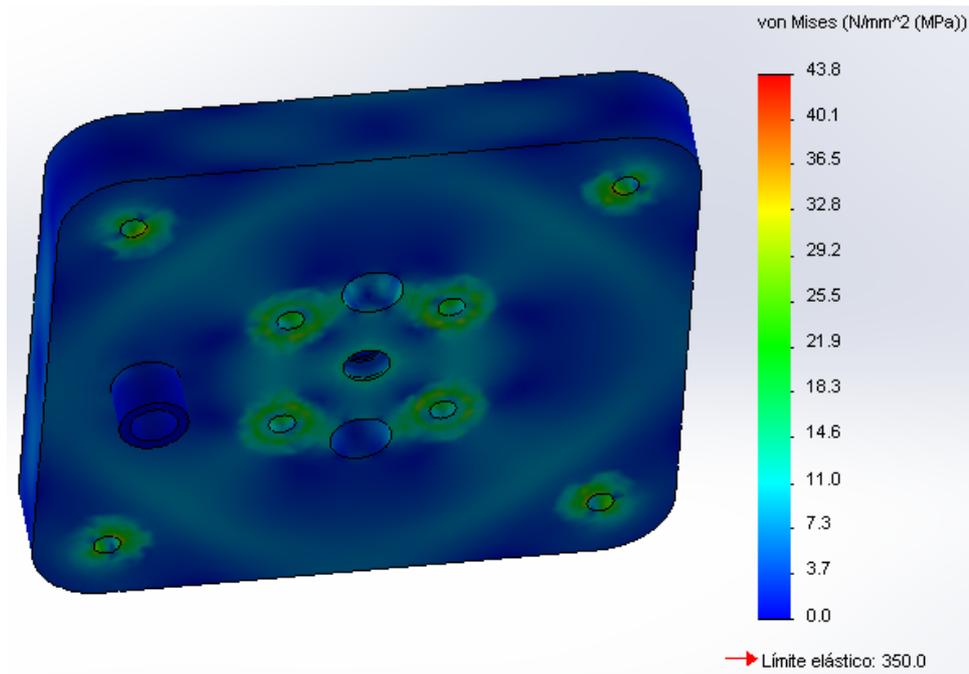


Figura 3-19 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal de la cámara A. Cara exterior

En la figura 3-20 se muestra los desplazamientos calculados, cuyo valor máximo es aproximadamente 0,007 mm y se produce en el centro de los laterales exteriores.

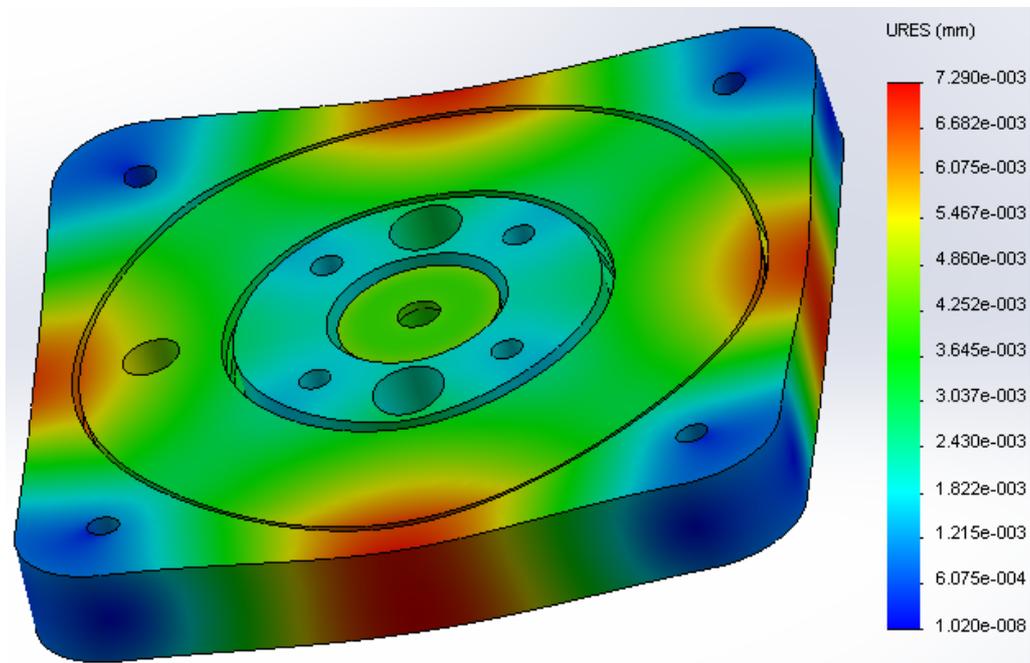


Figura 3-20 Desplazamientos en el cabezal de la cámara A

Como la sollicitación mecánica de la pieza es muy baja, se opta por reducir el espesor dejando en el centro un cilindro en el que se encuentran los alojamientos de las juntas del vástago. El espesor final de la pieza es de 17 mm de modo que en los alojamientos de las camisas quedan 3,7 mm de material. Al cilindro central se le asigna 30 mm de diámetro, quedando un mínimo de 4 mm de espesor en la zona más desfavorable.

En la figura 3-21 y 3-22 se muestra la nueva distribución de Von Mises, en la que se obtiene un valor máximo

ahora de 120,5 MPa, bastante alejada aún del límite elástico de 350 MPa. En la figura 3-23 se pueden ver los desplazamientos que se producen con el nuevo diseño, con un valor máximo 0,034 mm. El factor de seguridad de la pieza es de 2,9.

Finalmente, se da por válido el diseño, ya que no se puede reducir más el espesor debido a la ranura en las que se introducen las camisas. Únicamente se podría ahorrar algo de material reduciendo espesor en la superficie situada entre dichas ranuras, pero el ahorro de material no compensaría la facilidad de fabricación que tiene esta geometría al ser toda la cara plana. También se podría añadir unos refuerzos o nervios en las zonas de mayores tensiones, pero al estar tan alejadas del límite elástico, se prefiere mantener la sencillez de la pieza.

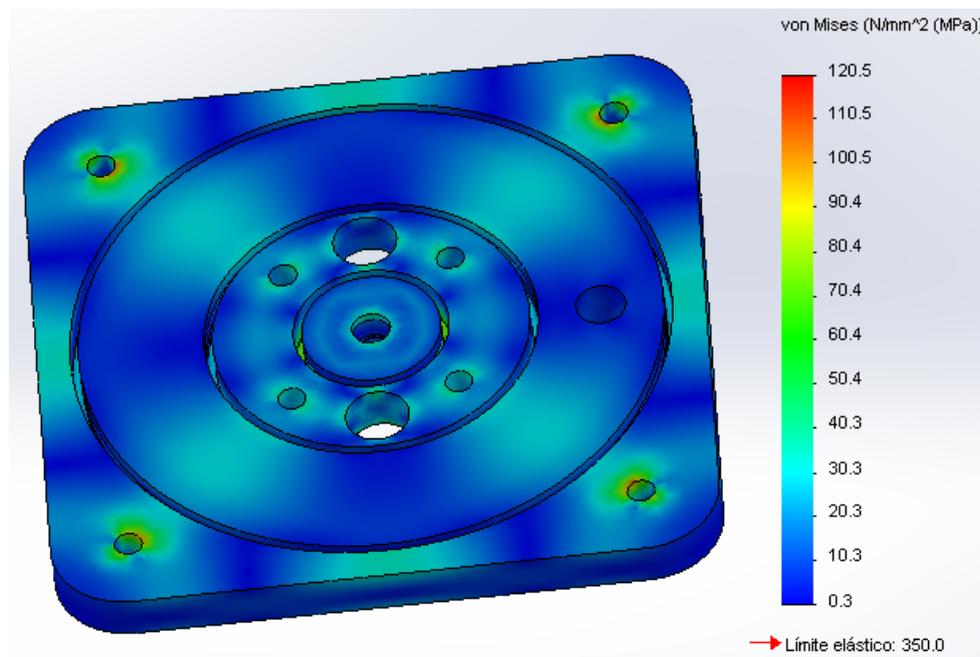


Figura 3-21 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal de la cámara A modificado. Cara interior

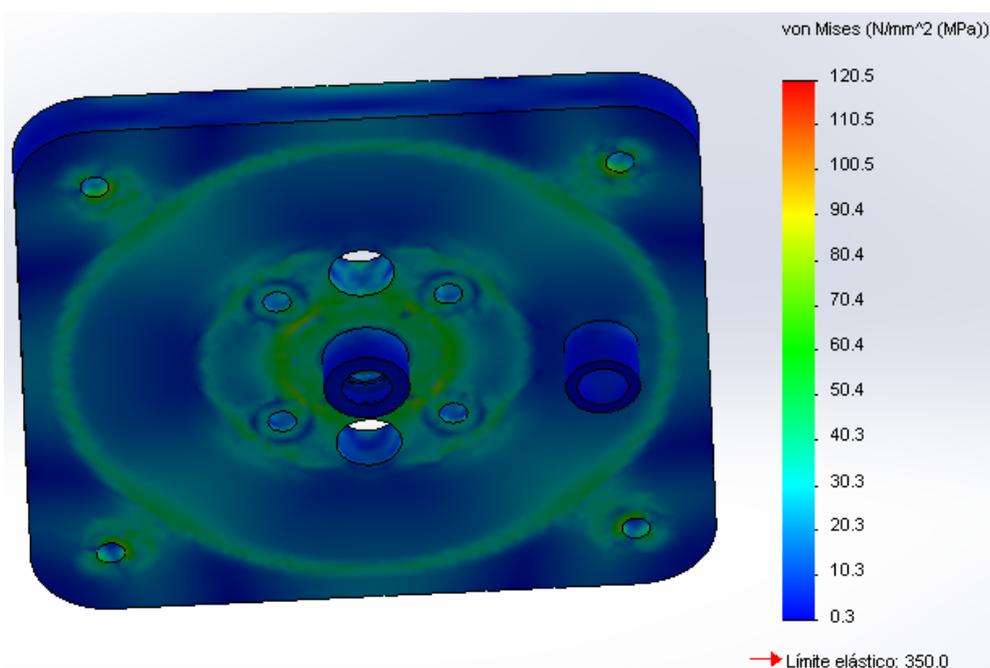


Figura 3-22 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal de la cámara A modificado. Cara exterior

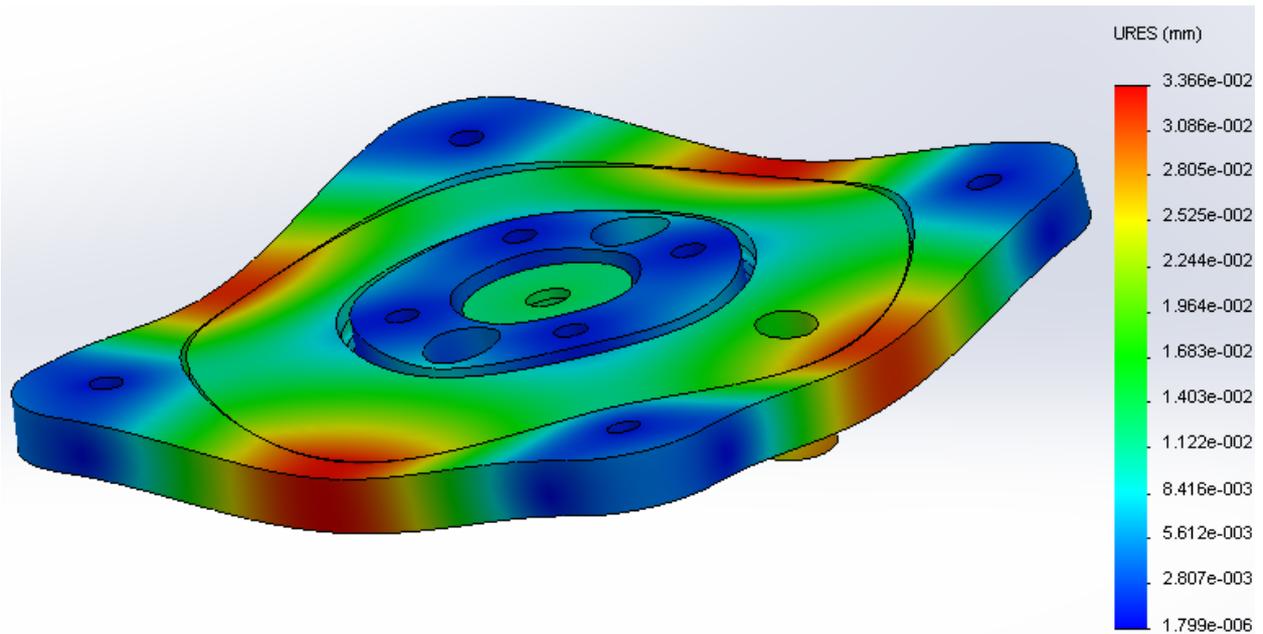


Figura 3-23 Desplazamientos en el cabezal de la cámara A modificado. Cara interior

3.4.6 Cabezal de la cámara B

En la figura 3-24 y 3-25 se muestran la distribución de tensiones obtenidas en el análisis de la pieza exterior del cabezal de la cámara B. Al igual que sucedía con el otro cabezal, la sollicitación mecánica es muy baja debido al espesor de la pieza, siendo la máxima tensión que se alcanza de 65,3 MPa, que se produce en los taladros de los pernos. Respecto a los desplazamientos, representados en la figura 3-26, el valor máximo es de 0,01 mm y se localiza en la zona exterior intermedia entre los pernos.

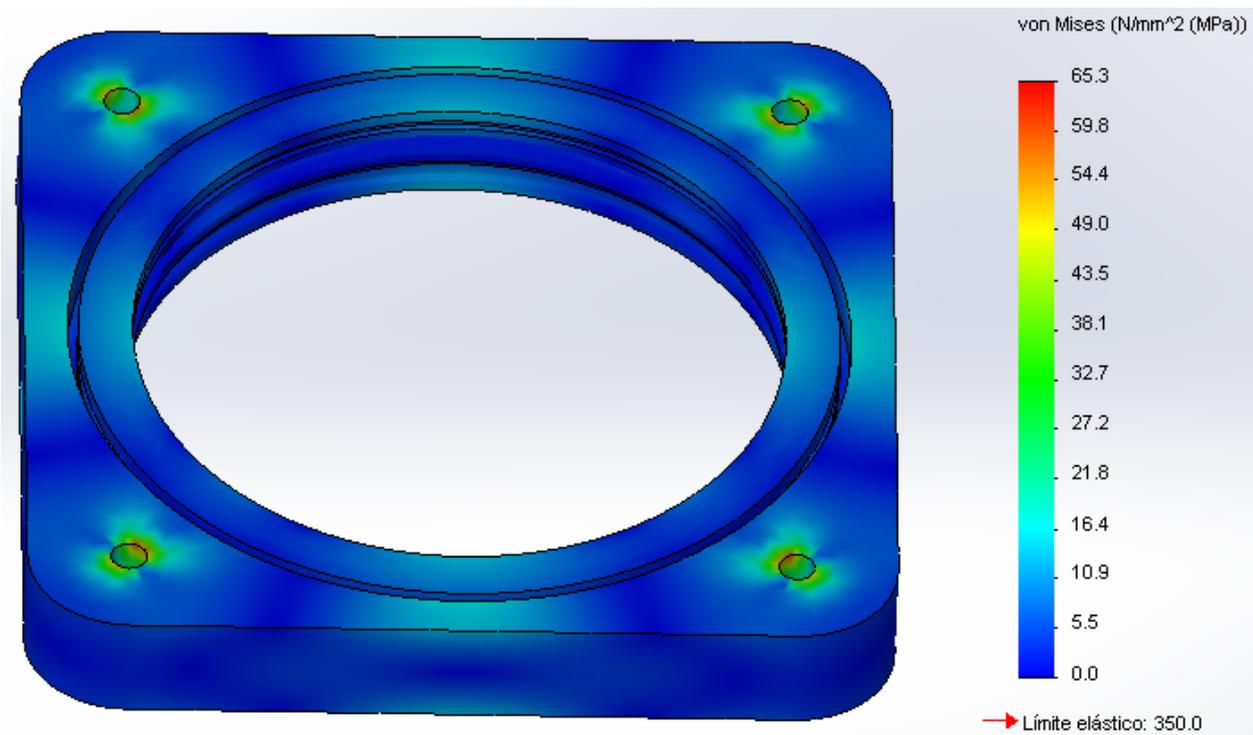


Figura 3-24 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal exterior de la cámara B. Cara interior

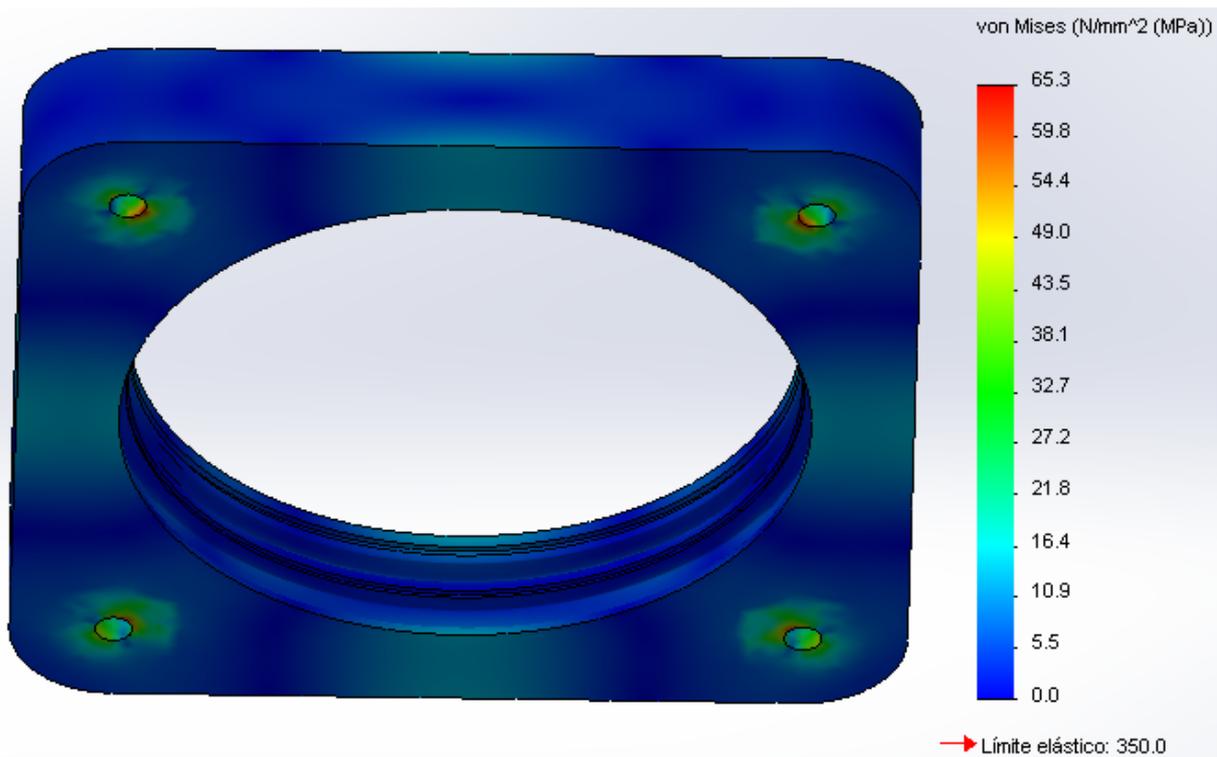


Figura 3-25 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal exterior de la cámara B. Cara exterior

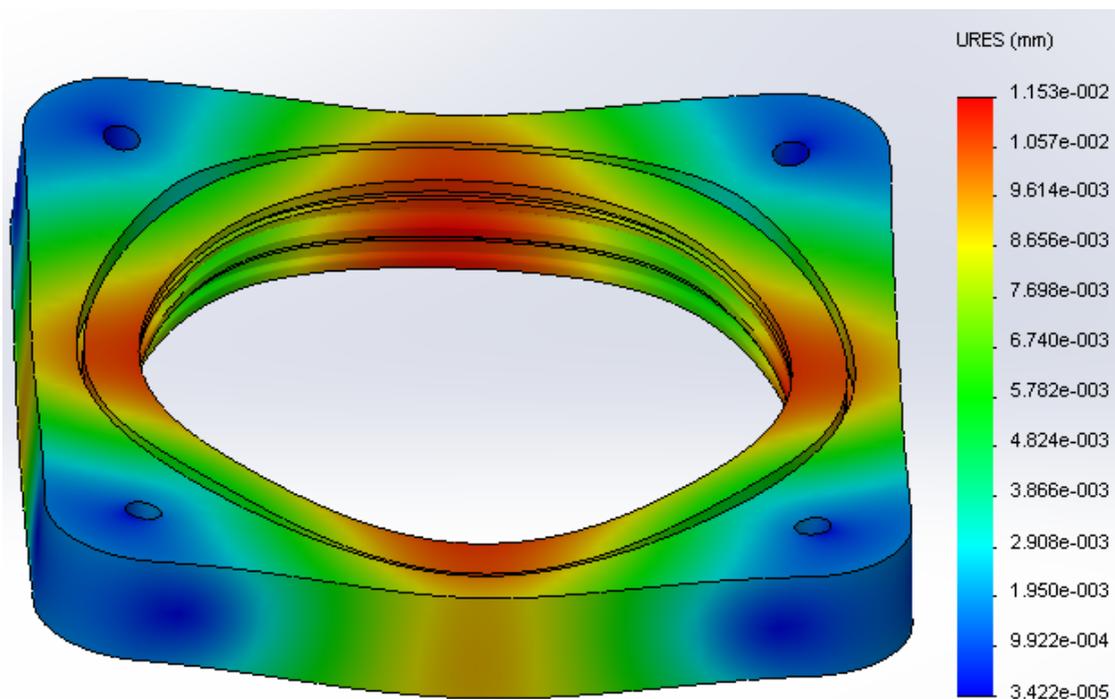


Figura 3-26 Desplazamientos en el cabezal exterior de la cámara B

A la vista de los resultados obtenidos, se reduce el espesor de la pieza en toda la superficie, manteniendo un cilindro central en el que se encuentran los alojamientos de las juntas. El espesor final es 17 mm, y a dicho cilindro central se le asigna un diámetro de 200 mm.

En las figuras 3-27 y 3-28 se muestran las tensiones calculadas con la nueva geometría. Como puede verse, ahora el valor máximo asciende hasta 139,2 MPa, localizado en las aristas de los taladros. En cuanto a los desplazamientos, se representan en la figura 3-29 y toman un valor máximo de 0,039 mm.

Por tanto, se da por válido este nuevo diseño de la parte exterior del cabezal de la cámara B, que tiene una factor de seguridad de 2,51.

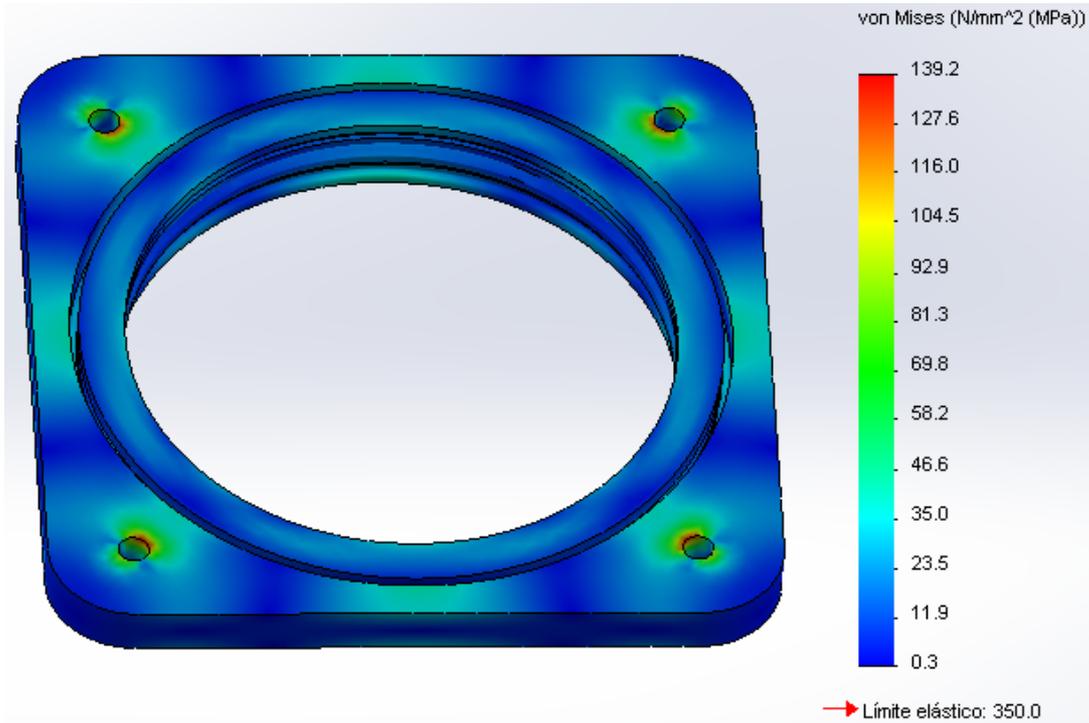


Figura 3-27 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal exterior modificado de la cámara B. Cara interior

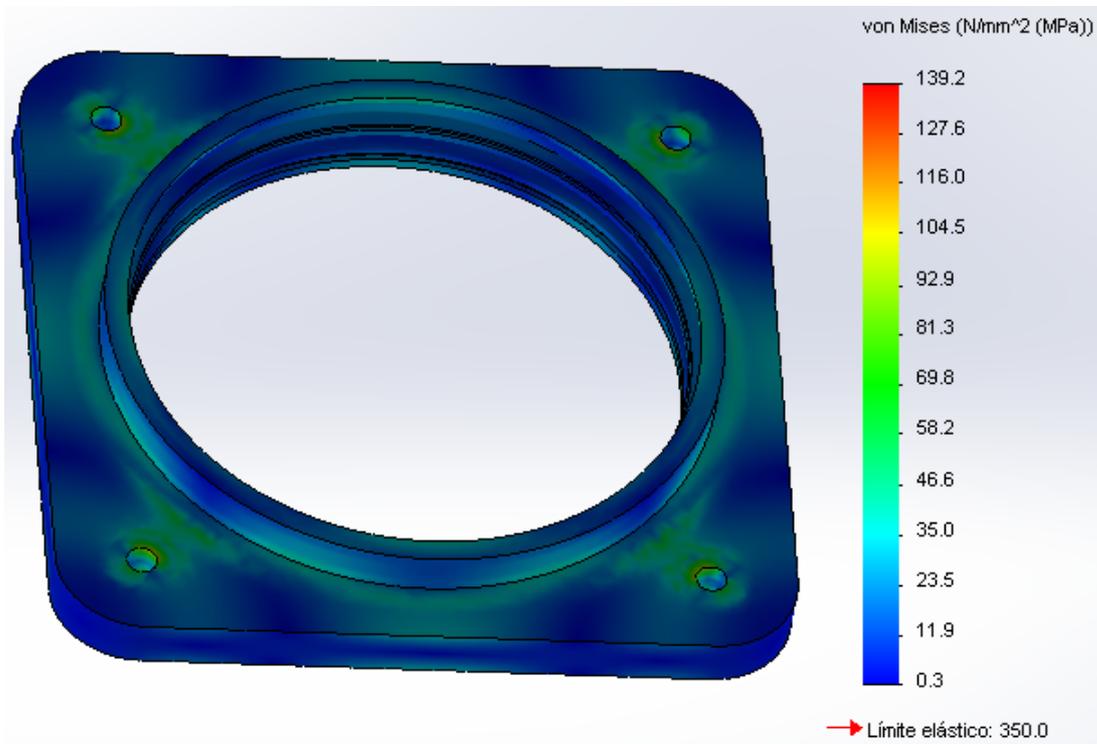


Figura 3-28 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal exterior modificado de la cámara B. Cara exterior

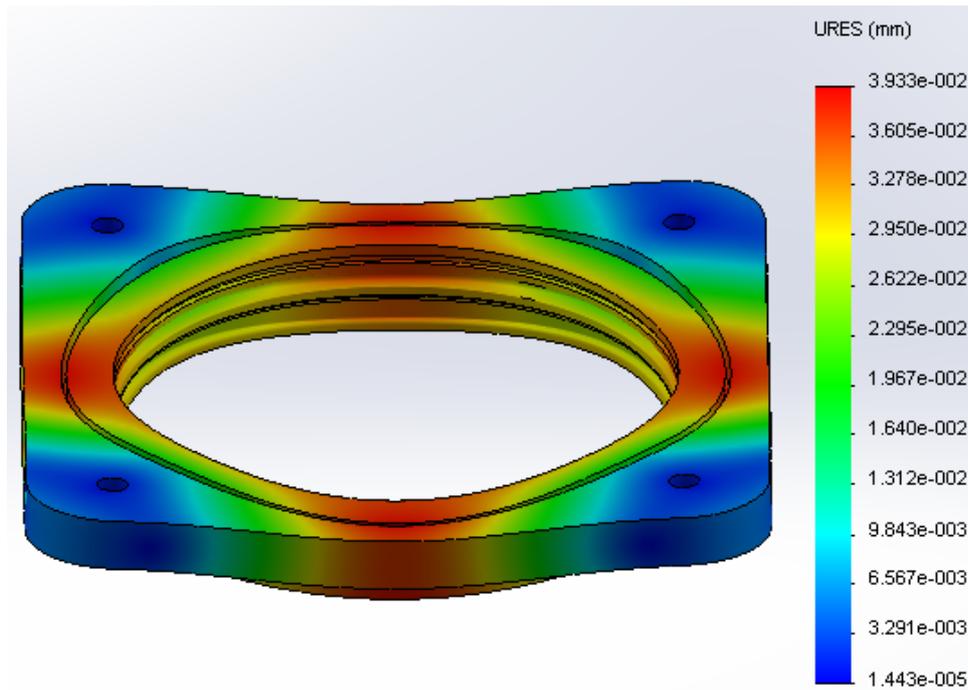


Figura 3-29 Desplazamientos en el cabezal exterior modificado de la cámara B

En las figuras 3-30 y 3-31 se muestra la distribución de tensiones de Von Mises obtenidas en el análisis estático de la parte interior del cabezal de la cámara B. En ellas puede verse que el valor máximo, 38,5 MPa, se produce en la superficie bajo la arandela del perno, y que en la zona que actúa la presión del cilindro 2 también se producen tensiones mayores en relación al resto de la pieza, situándose en torno a 19 MPa.

Por su parte, en la figura 3-32 se representan el desplazamiento calculado, cuyo valor máximo es 0,0047 mm, que se produce en la superficie correspondiente al cilindro 2.

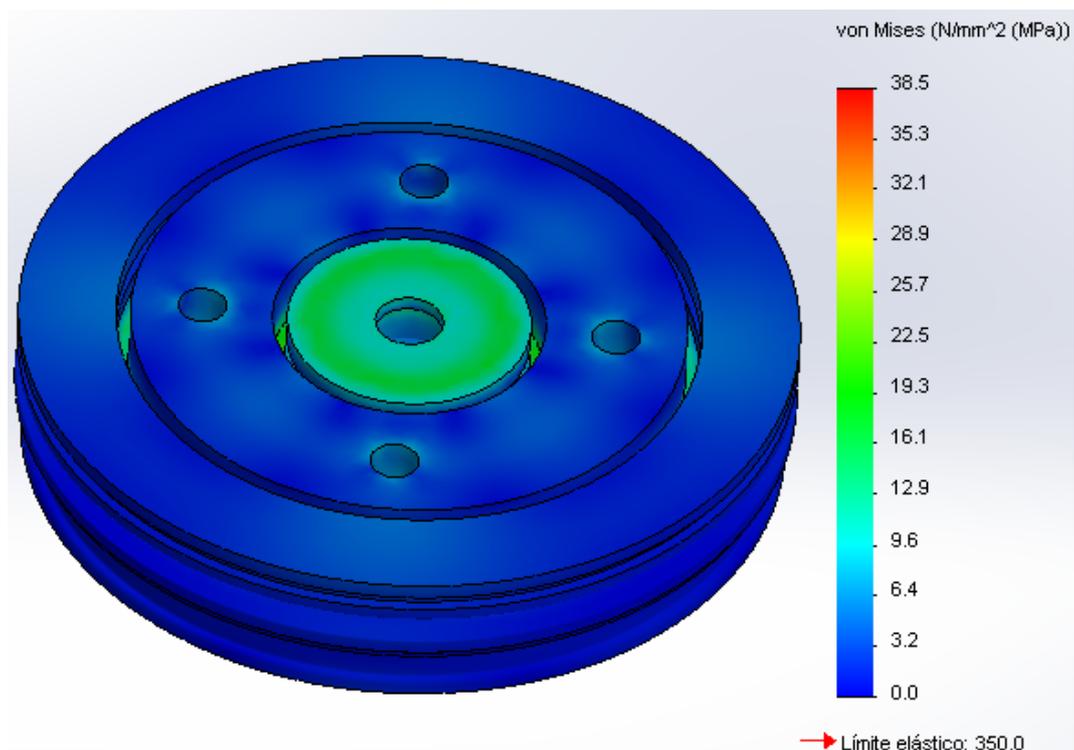


Figura 3-30 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal interior de la cámara B. Cara interior

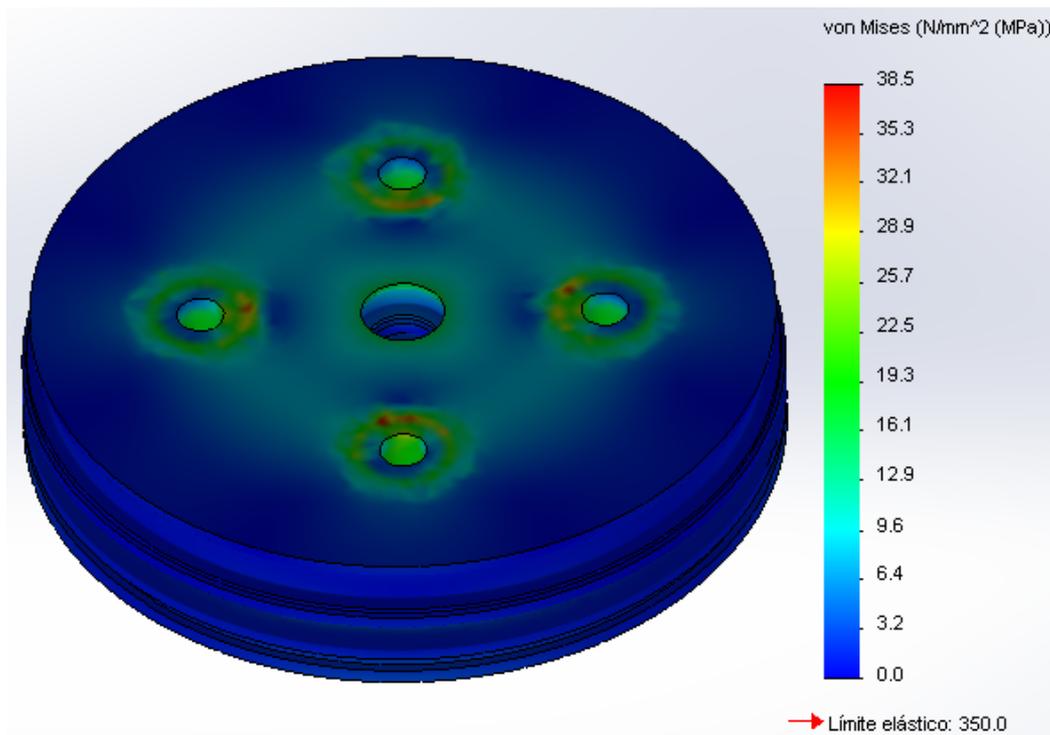


Figura 3-31 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal interior de la cámara B. Cara exterior

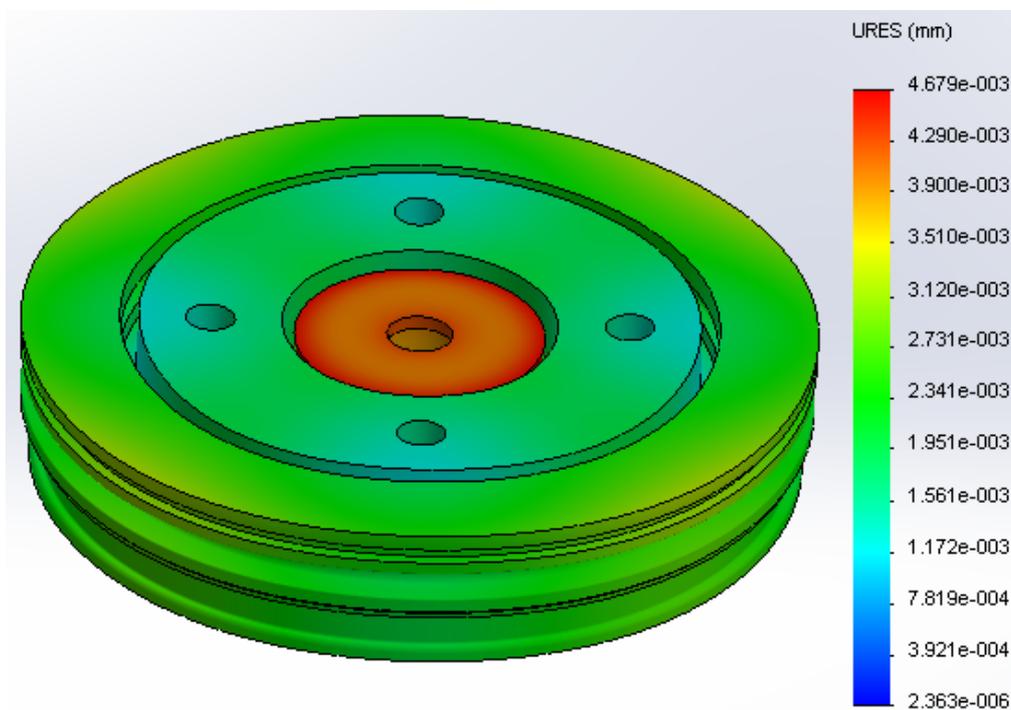


Figura 3-32 Desplazamientos en el cabezal interior de la cámara B

Al igual que sucedía en los casos anteriores, la pieza está sobredimensionada para las condiciones de trabajo que se han marcado, por lo que se rediseña. Para ello, se reduce el espesor hasta 17 mm manteniendo un cilindro de diámetro 30 mm y otro de 130 mm que albergan los alojamientos de las juntas de vástago de los cilindros.

Con esta nueva geometría se obtienen las tensiones representadas en las figuras 3-33 y 3-34, en la que puede

verse que ahora se alcanza un valor máximo de 113,5 MPa, que se produce en la superficie de contacto con la camisa del cilindro 2. En la zona central de la cara exterior también se aprecian unas tensiones más elevadas, que se sitúan en torno a los 75 MPa.

Respecto a los desplazamientos, se muestran en la figura 3-35 y alcanzan un valor máximo de 0,015 mm en la superficie correspondiente al cilindro 2, al igual que antes.

Con estos resultados, dado que el límite elástico es de 350 MPa, se da por válido el diseño, con un factor de seguridad de 3,08.

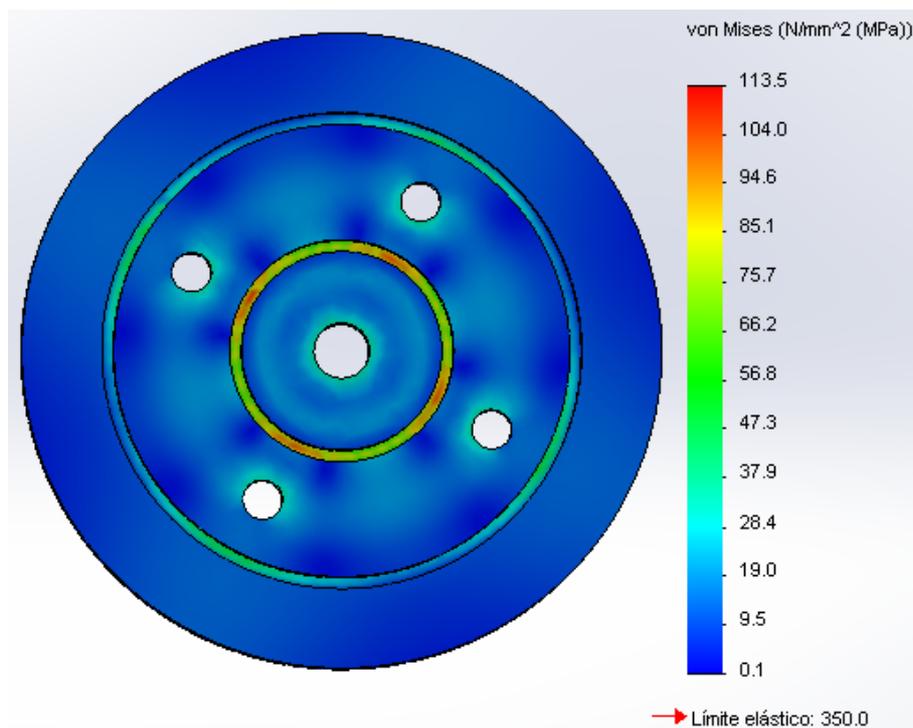


Figura 3-33 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal interior modificado de la cámara B. Cara interior

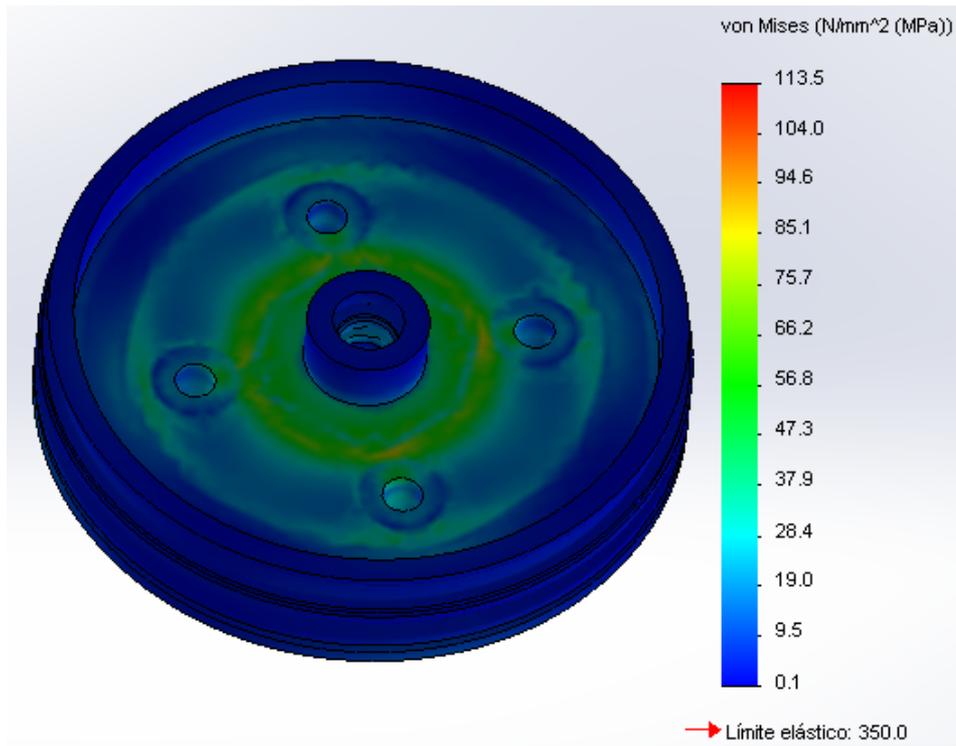


Figura 3-34 Tensión equivalente de Von Mises en el cabezal interior modificado de la cámara B. Cara exterior

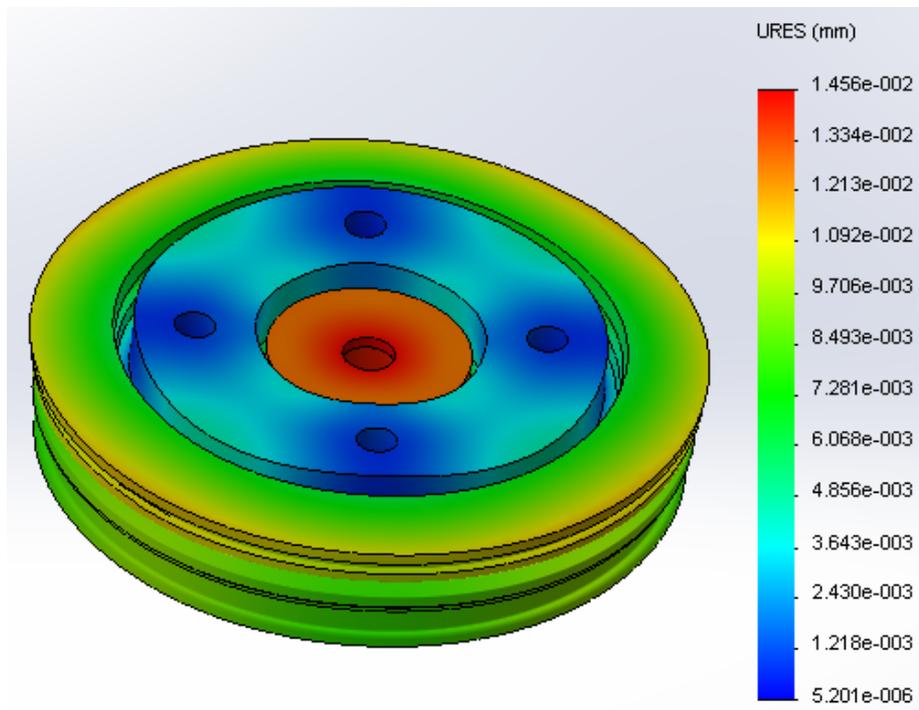


Figura 3-35 Desplazamientos en el cabezal interior modificado de la cámara B

4 CONCLUSIONES

A la vista de los resultados obtenidos en el capítulo anterior, se puede asegurar que el diseño final del actuador es válido para las condiciones de trabajo establecidas, ya que en todo momento las tensiones se encuentran por debajo del límite elástico de los materiales y los desplazamientos dentro de límites tolerables. No obstante, la imposición de la geometría en determinados aspectos y la suposición de unas cargas iniciales al no disponerse de las reales han condicionado una optimización más completa del diseño, como es el caso de los vástagos, en los que el factor de seguridad obtenido es muy elevado.

Manteniendo en ellos esta geometría, se pueden alcanzar valores mayores de fuerza nominal del actuador (en el cilindro 2 principalmente), para lo que sería necesario calcular de nuevo el resto de los elementos. Obviando estos hechos, se puede asegurar que el desarrollo del trabajo ha resultado fructífero.

En cuanto a mejoras y posibles trabajos futuros, sería conveniente realizar un cálculo a fatiga de todos los componentes para asegurar que con el paso del tiempo no se producirán daños por este fenómeno. También sería interesante diseñar e instalar un sistema de amortiguamiento en los dos émbolos para realizar con suavidad la parada al llegar al límite de la carrera, y así evitar daños en los elementos.

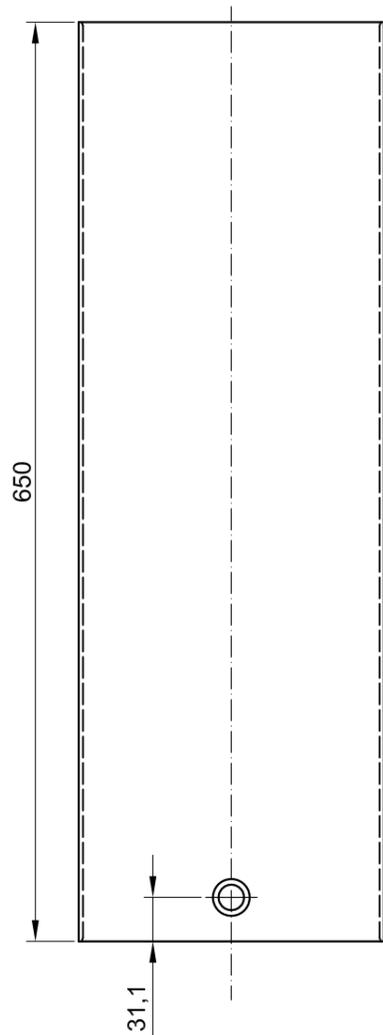
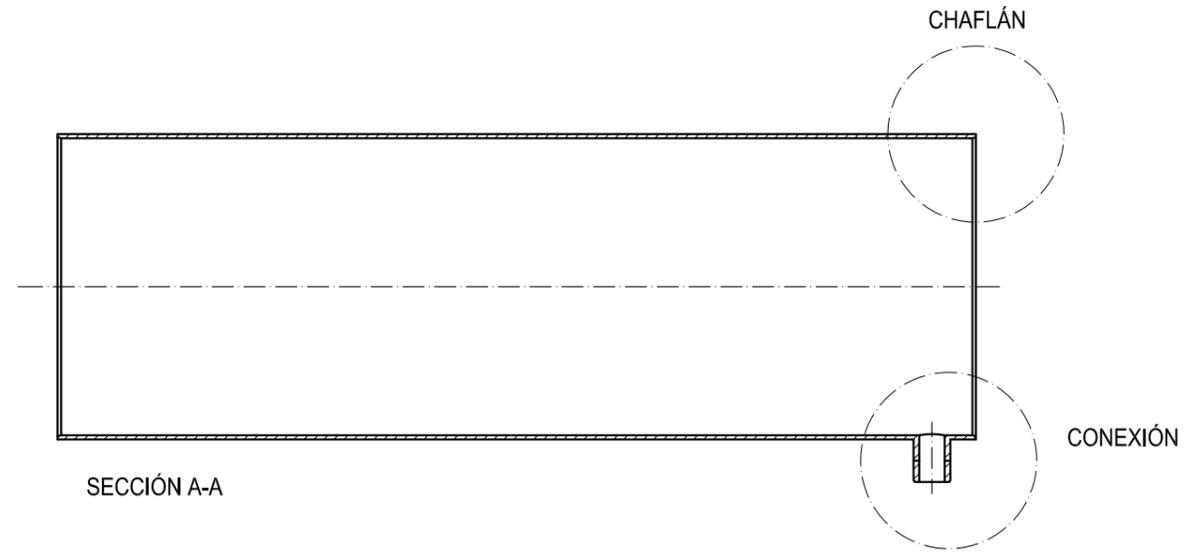
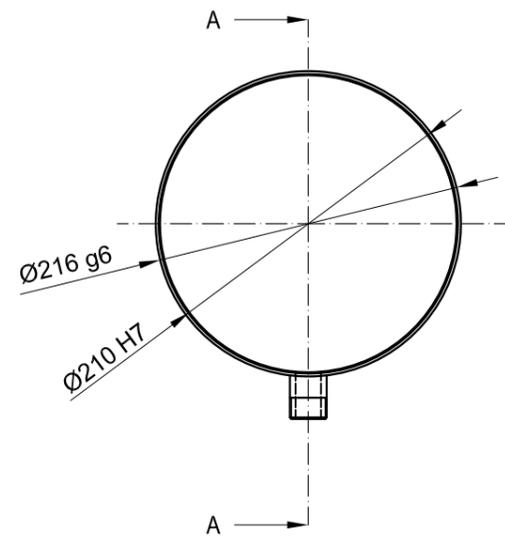
Respecto al proyecto en general, se considera que se han cumplido los objetivos marcados al comienzo del presente TFM, ya que se ha llegado a un diseño válido del actuador, se han expuesto diversas soluciones para los problemas encontrados y se ha justificado razonadamente las decisiones tomadas. Todo ello aportando gran cantidad de información visual y de manera esquemática para ayudar al lector en todo momento.

REFERENCIAS

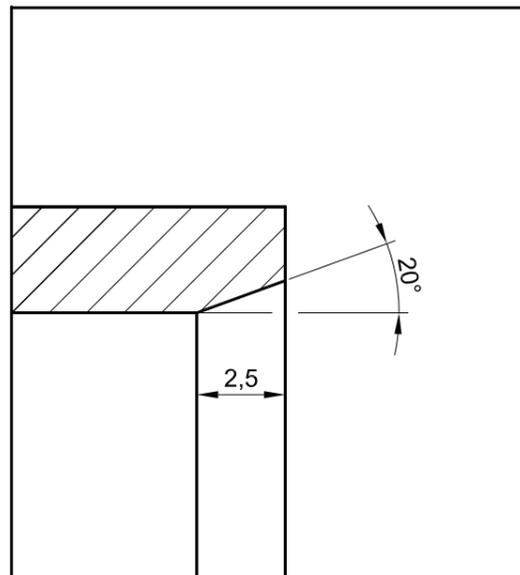
- [1] J. M. Martínez Masson, Normas de Construcción de Recipientes a Presión, 2010.
- [2] TRELLEBORG, Juntas hidráulicas, Abril 2007.
- [3] AENOR, Especificación geométrica de productos (GPS). Sistema de codificación ISO para las tolerancias en dimensiones lineales. Parte 1: Base de tolerancias, desviaciones y ajustes. (UNE-EN ISO 286-1:2011/AC:2013).
- [4] AENOR, Características mecánicas de los elementos de fijación de acero al carbono y de acero aleado. Parte 1: Pernos, tornillos y bulones con clases de calidad especificadas. Rosca de paso grueso y rosca de paso fino. (UNE-EN ISO 898-1:2015).
- [5] J. Moreno Romero, Diseño de Máquinas. Escuela de Ingenierías Industriales de Badajoz, 2014.
- [6] PARKER, Manguera hidráulica, terminales y equipo, 2009.
- [7] Autor, «Este es el ejemplo de una cita,» *Tesis Doctoral*, vol. 2, nº 13, 2012.
- [8] O. Autor, «Otra cita distinta,» *revista*, p. 12, 2001.

PLANOS

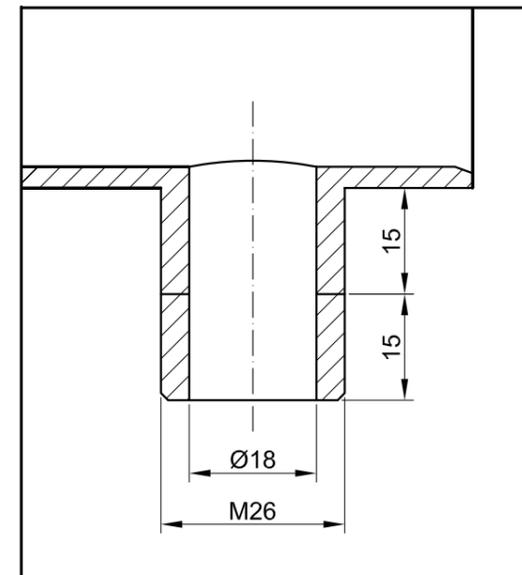
- Plano 1: Cilindro 1. Camisa exterior
- Plano 2: Cilindro 1. Camisa interior
- Plano 3: Cilindro 2. Camisa
- Plano 4: Cabezal cámara A
- Plano 5: Cabezal cámara B. Parte exterior
- Plano 6: Cabezal cámara B. Parte interior
- Plano 7: Cilindro 1. Vástago
- Plano 8: Cilindro 2. Vástago



DETALLE CHAFLÁN
E = 5:1



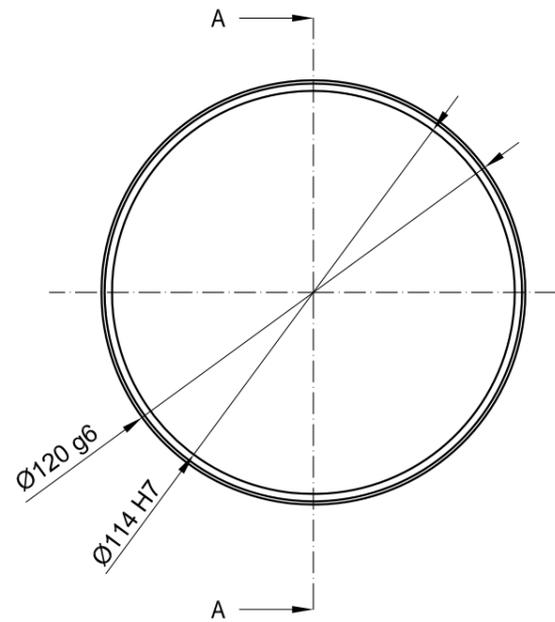
DETALLE CONEXIÓN
E = 1:1



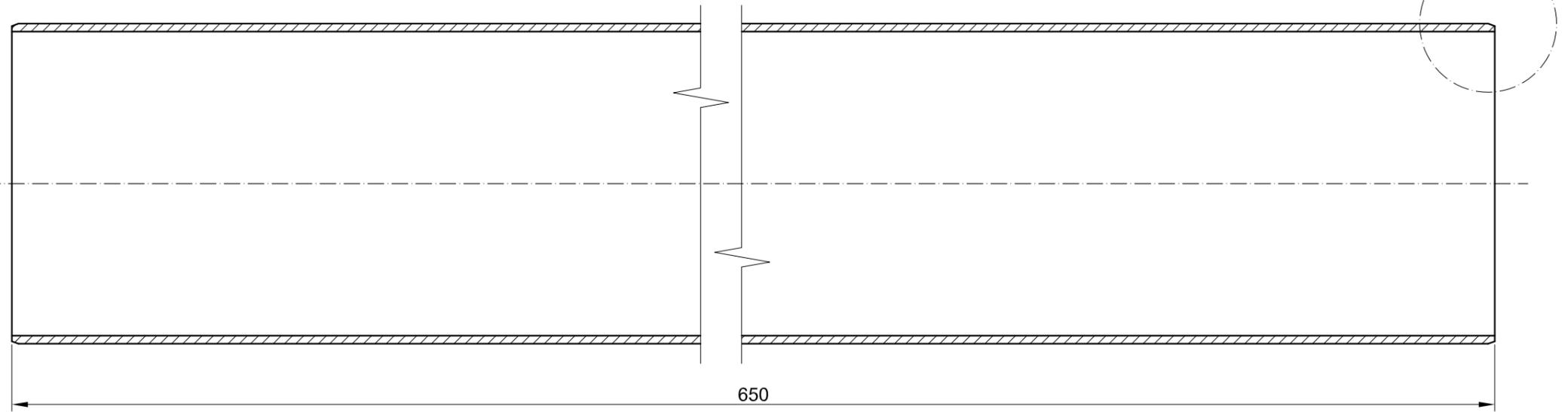
LAS COTAS ESTÁN EN MILÍMETROS

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN DOBLE ACTUADOR HIDRÁULICO LINEAL

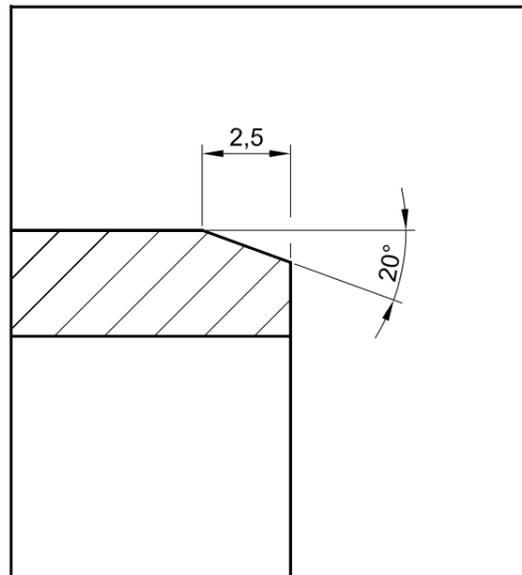
MATERIAL	ACERO F-1130		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE SEVILLA
NOMBRE	ÁNGEL CENTENO		
FECHA	NOVIEMBRE - 2017		
ESCALA	1:5	CILINDRO 1 CAMISA EXTERIOR	Nº: 1 Sustituye a: Sustituido por:



SECCIÓN A-A



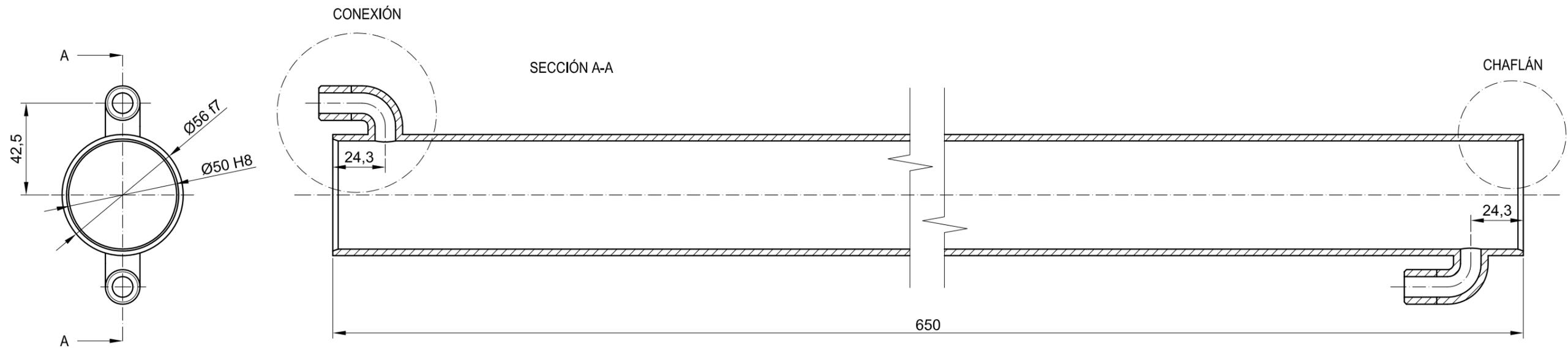
DETALLE CHAFLÁN
E = 5:1



LAS COTAS ESTÁN EN MILÍMETROS

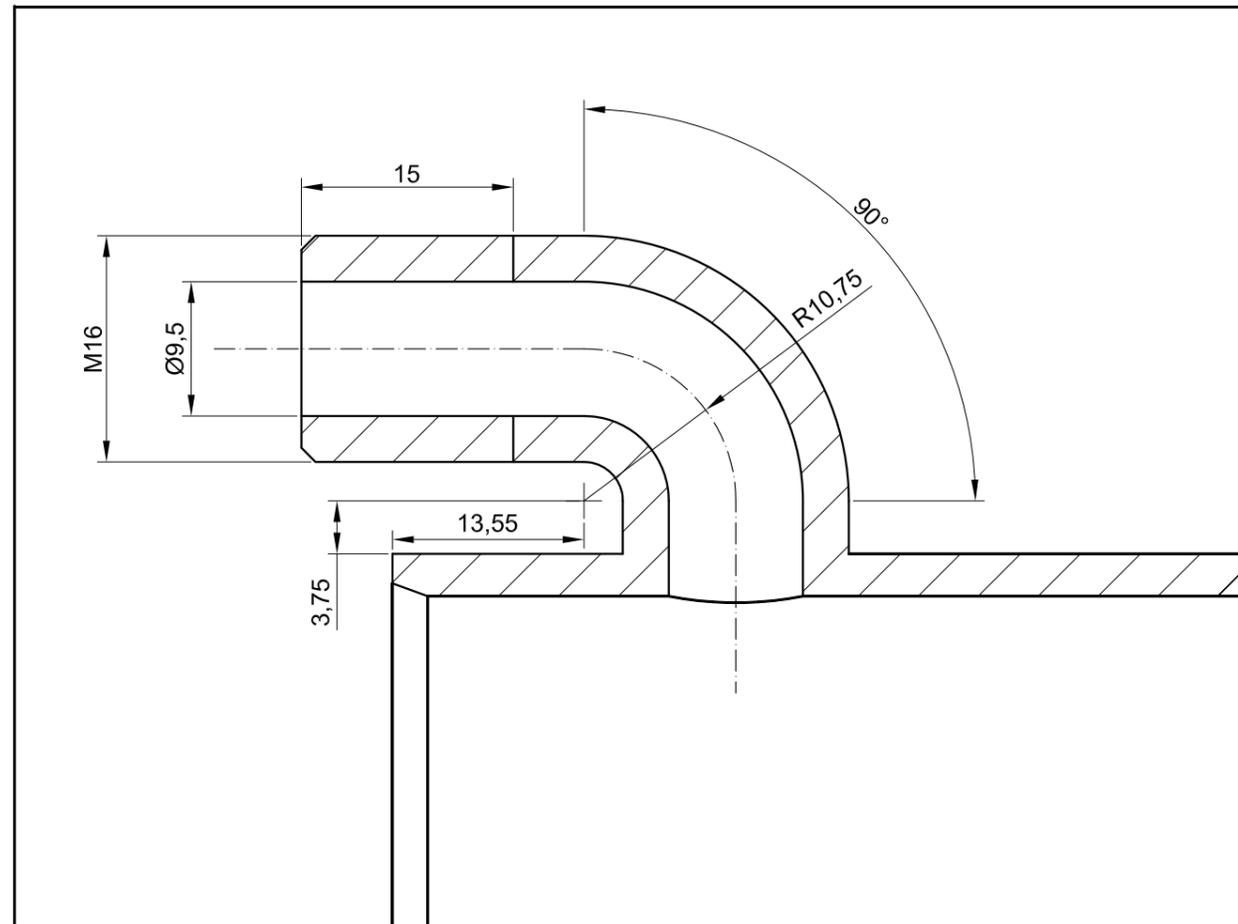
DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN DOBLE ACTUADOR HIDRÁULICO LINEAL

MATERIAL	ACERO F-1130		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE SEVILLA
NOMBRE	ÁNGEL CENTENO		
FECHA	NOVIEMBRE - 2017		
ESCALA	1:2	CILINDRO 1 CAMISA INTERIOR	
		Nº: 2	
		Sustituye a:	
		Sustituido por:	



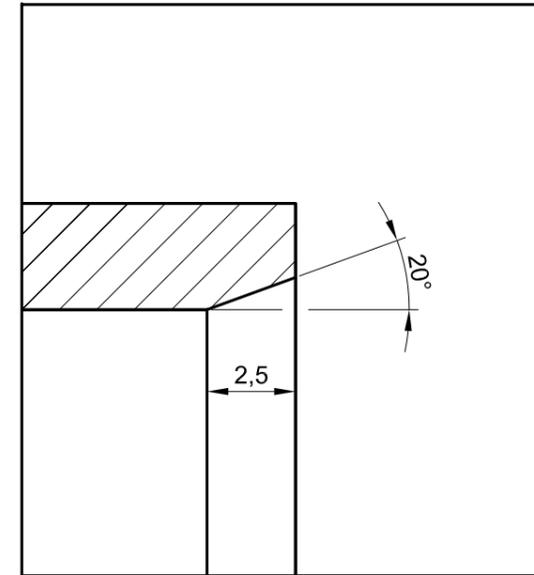
DETALLE CONEXIÓN

E = 2:1



DETALLE CHAFLÁN

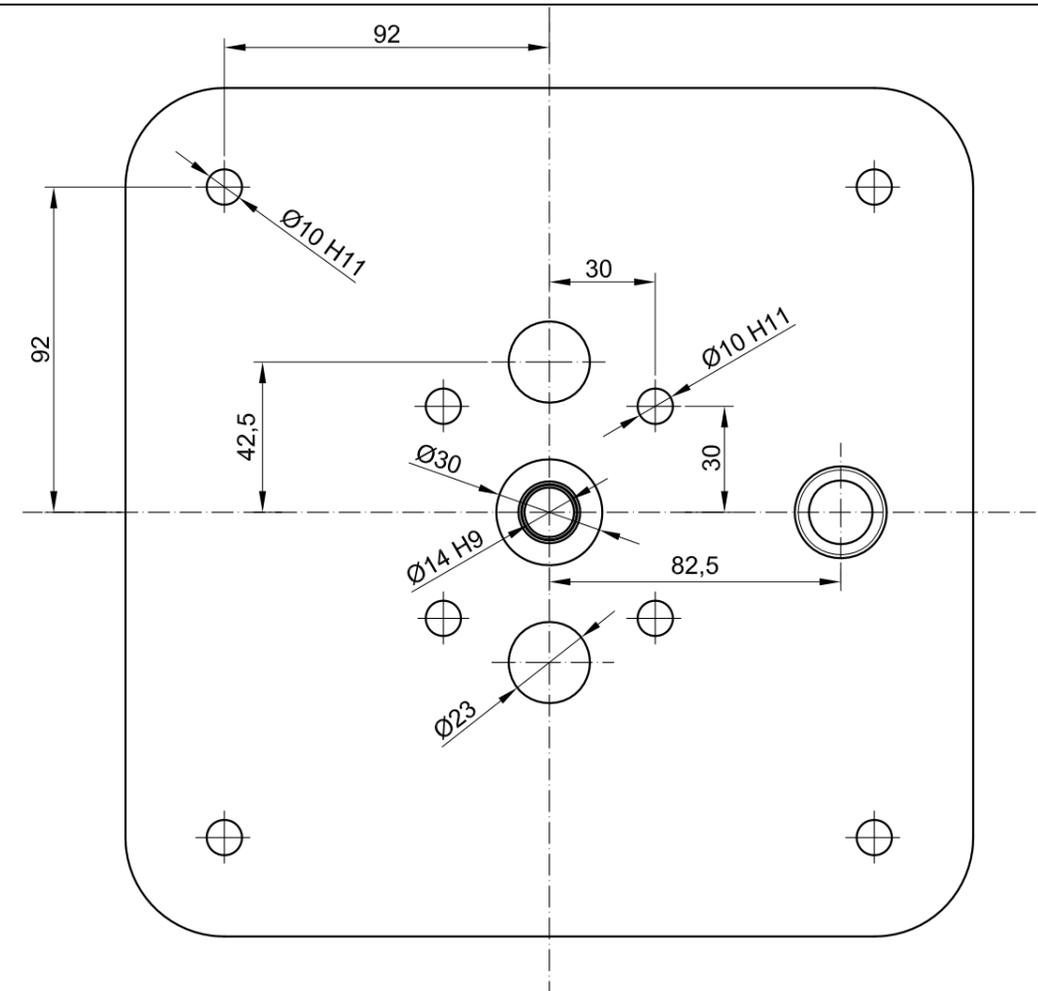
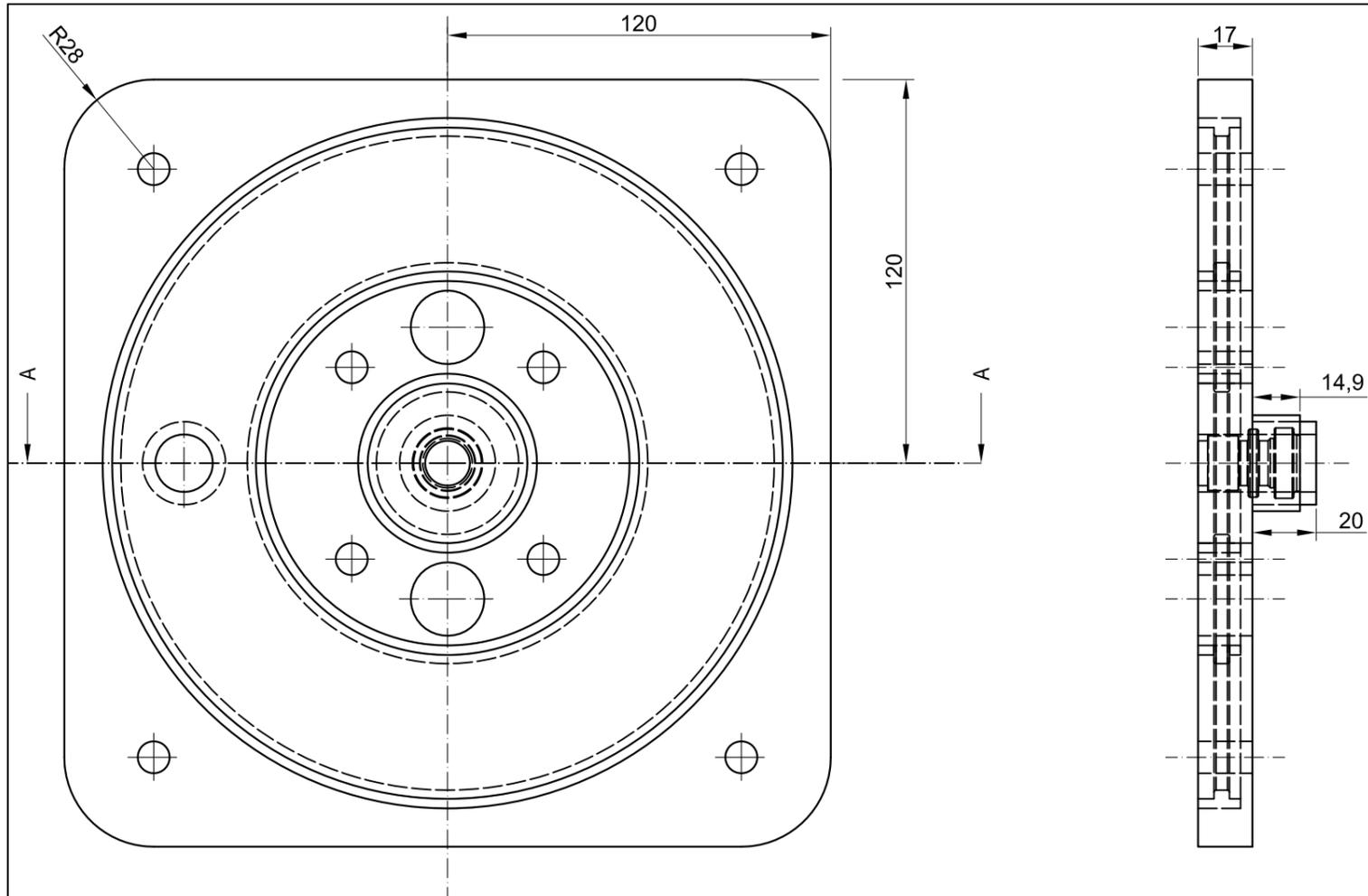
E = 5:1



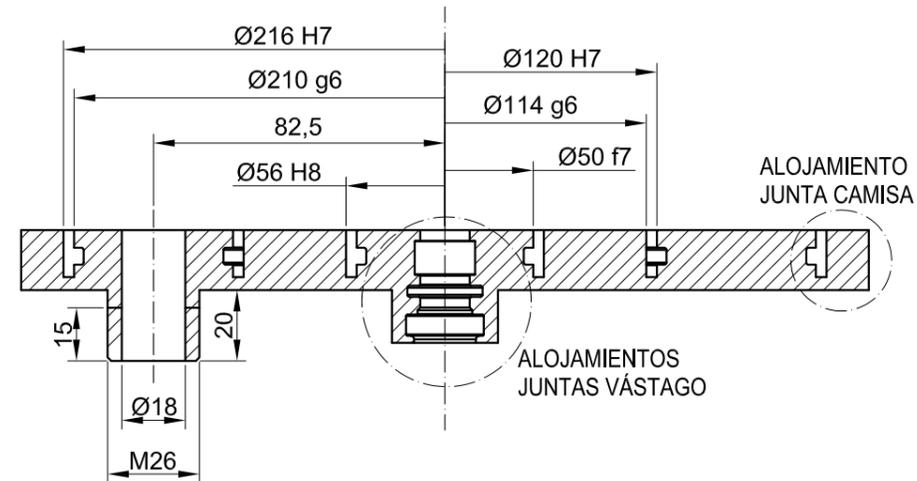
LAS COTAS ESTÁN EN MILÍMETROS

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN DOBLE ACTUADOR HIDRÁULICO LINEAL

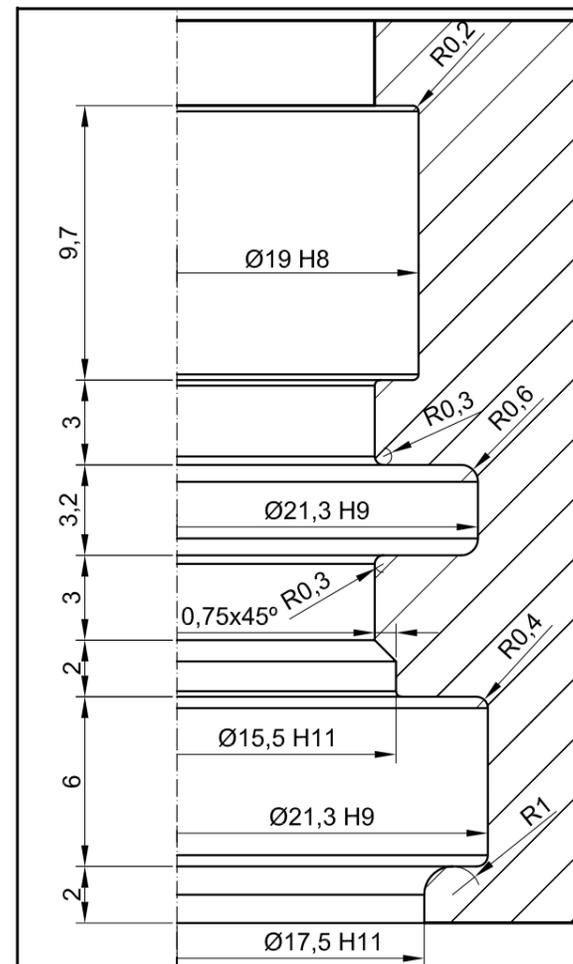
MATERIAL	ACERO F-1130		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE SEVILLA
NOMBRE	ÁNGEL CENTENO		
FECHA	NOVIEMBRE - 2017		
ESCALA	1:2	CILINDRO 2 CAMISA	
		Sustituye a:	
		Sustituido por:	



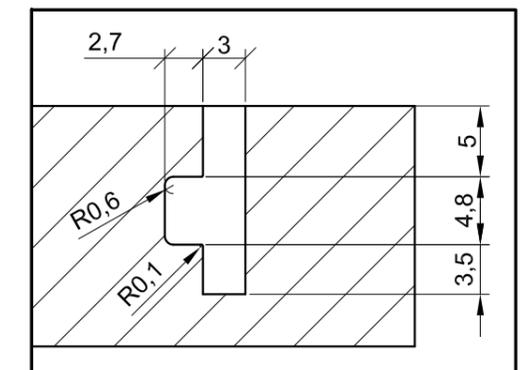
SECCIÓN A-A



DETALLE ALOJAMIENTOS JUNTAS VÁSTAGO
E = 4:1



DETALLE ALOJAMIENTO JUNTA CAMISA
E = 2:1



LAS COTAS ESTÁN EN MILÍMETROS

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN DOBLE ACTUADOR HIDRÁULICO LINEAL

MATERIAL	ACERO F-2112
NOMBRE	ÁNGEL CENTENO
FECHA	NOVIEMBRE - 2017



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE SEVILLA

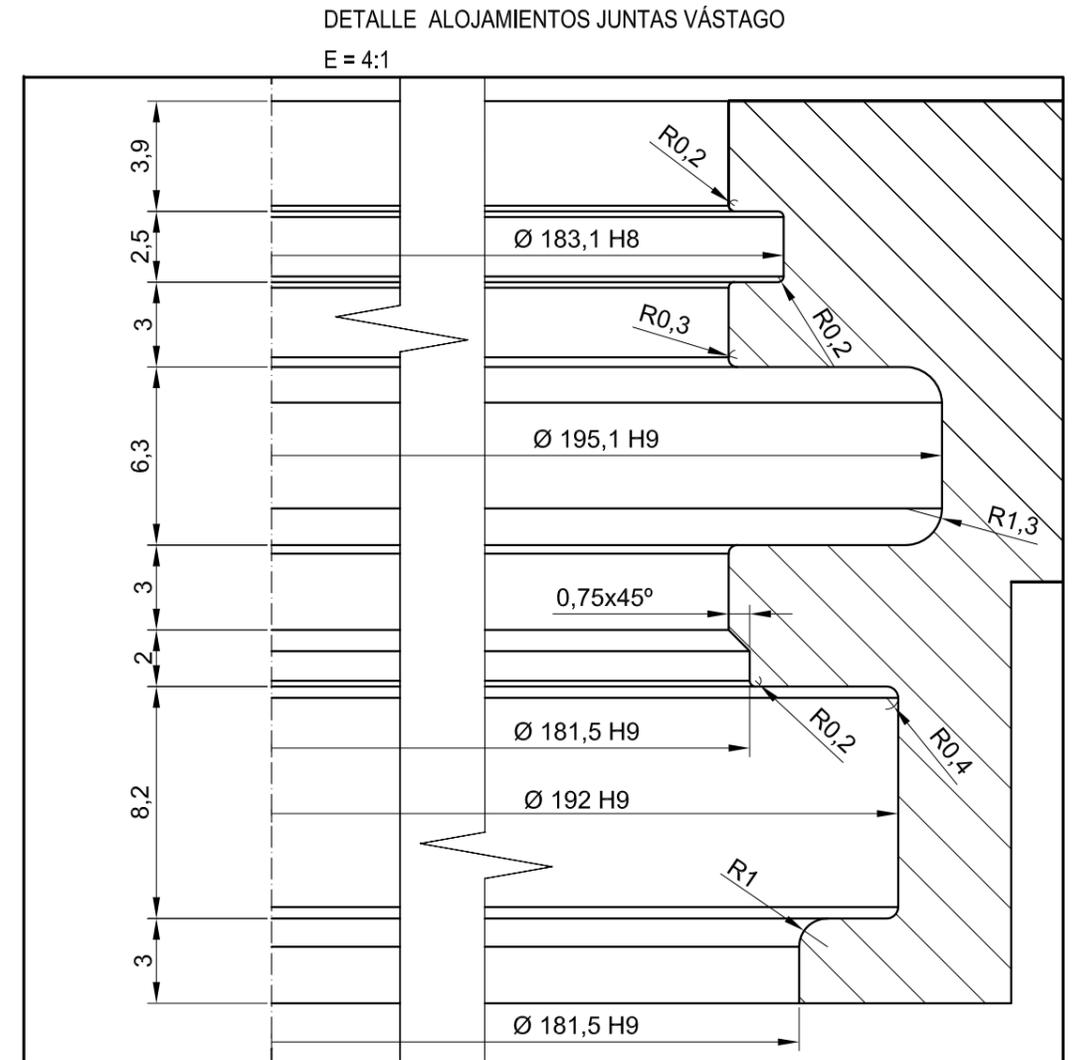
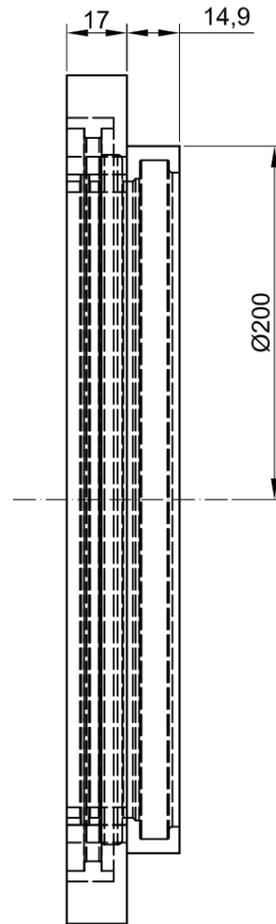
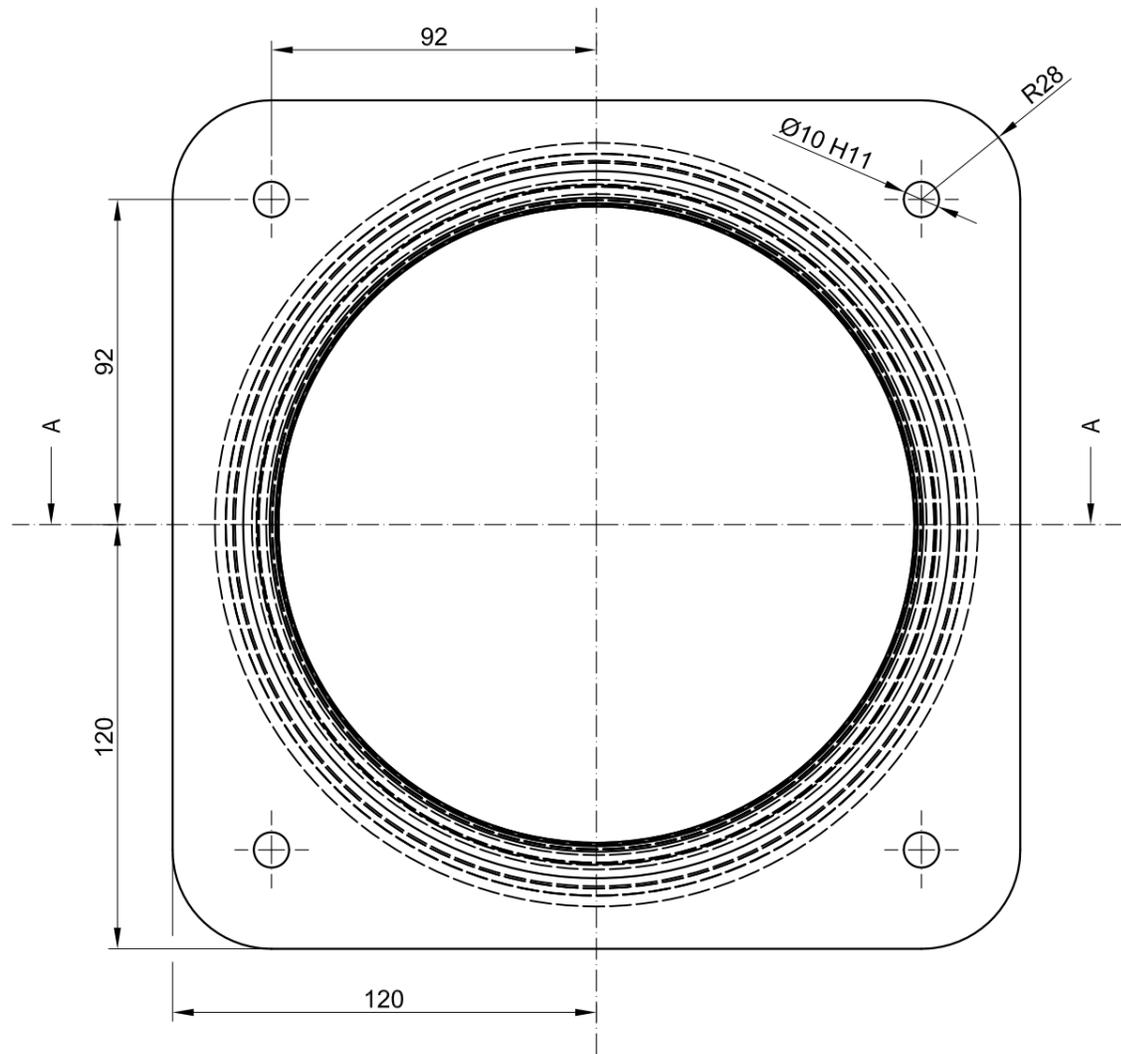
ESCALA
1:2

CABEZAL CÁMARA A

Nº: 4

Sustituye a:

Sustituido por:



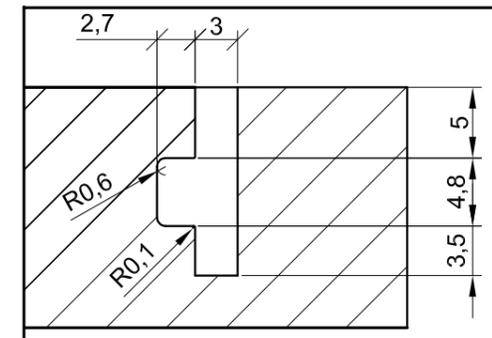
SECCIÓN A-A



ALOJAMIENTOS JUNTAS VÁSTAGO

ALOJAMIENTO JUNTA CAMISA

DETALLE ALOJAMIENTO JUNTA CAMISA
E = 2:1



LAS COTAS ESTÁN EN MILÍMETROS

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN DOBLE ACTUADOR HIDRÁULICO LINEAL

MATERIAL	ACERO F-2112
NOMBRE	ÁNGEL CENTENO
FECHA	NOVIEMBRE - 2017



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE SEVILLA

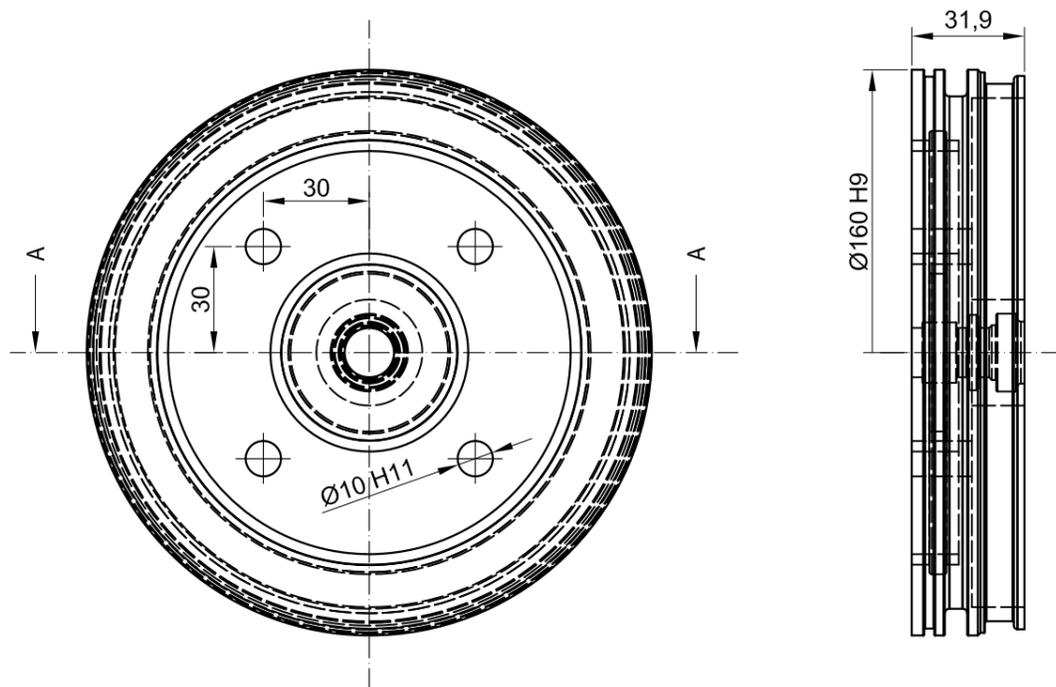
ESCALA
1:2

CABEZAL CÁMARA B
PARTE EXTERIOR

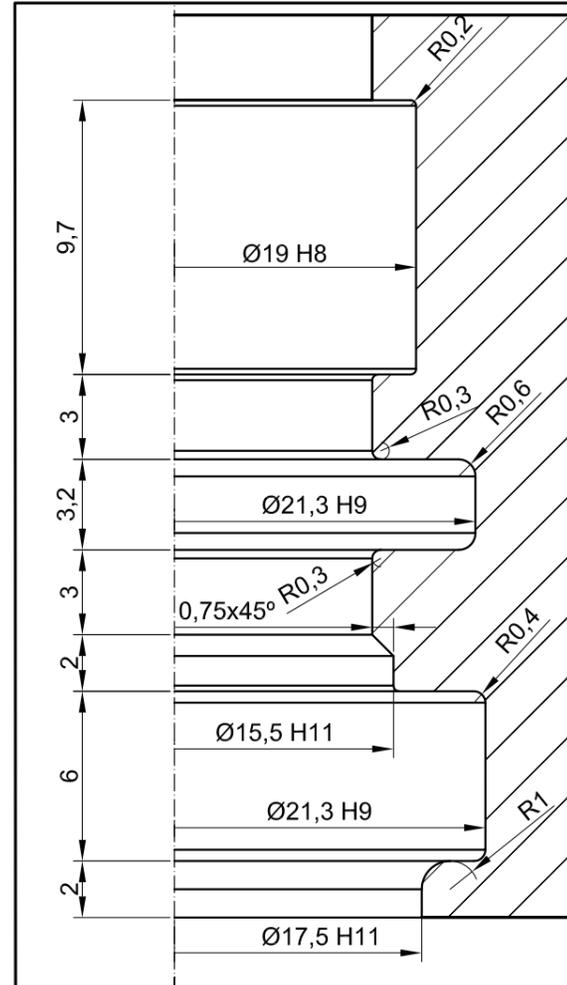
Nº: 5

Sustituye a:

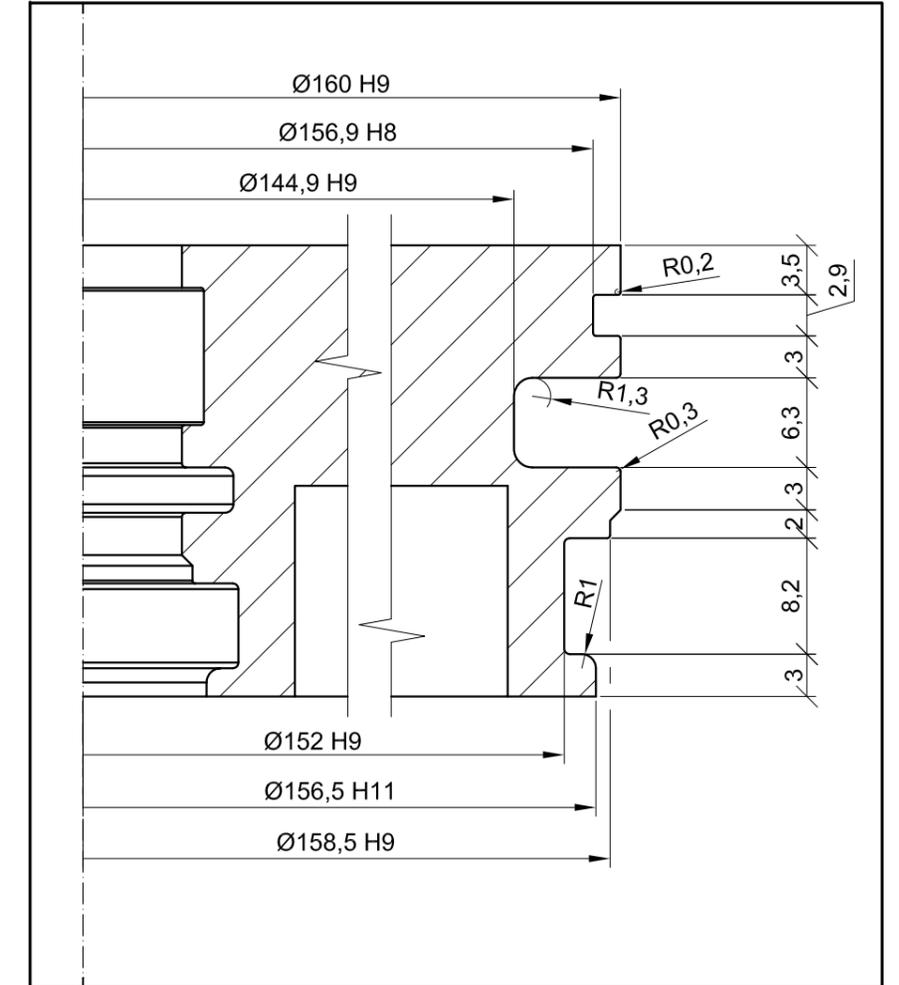
Sustituido por:



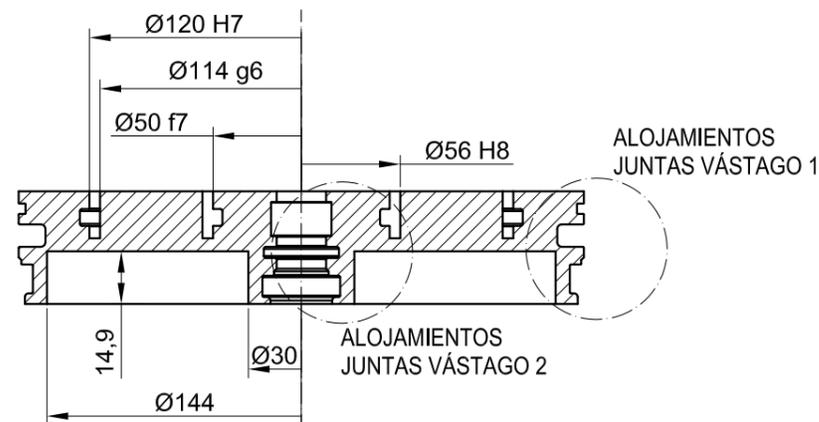
DETALLE ALOJAMIENTOS JUNTAS VÁSTAGO
E = 4:1



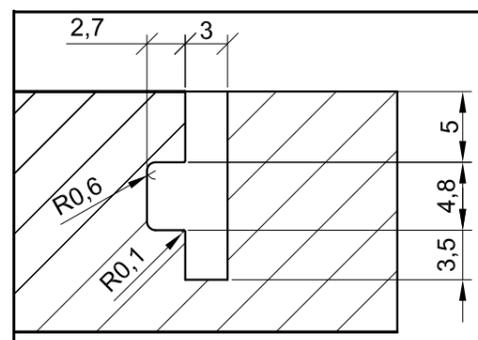
DETALLE ALOJAMIENTOS JUNTAS VÁSTAGO 1
E = 2:1



SECCIÓN A-A



DETALLE ALOJAMIENTO JUNTA CAMISA
E = 2:1



LAS COTAS ESTÁN EN MILÍMETROS

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN DOBLE ACTUADOR HIDRÁULICO LINEAL

MATERIAL	ACERO F-2112
NOMBRE	ÁNGEL CENTENO
FECHA	NOVIEMBRE - 2017



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE SEVILLA

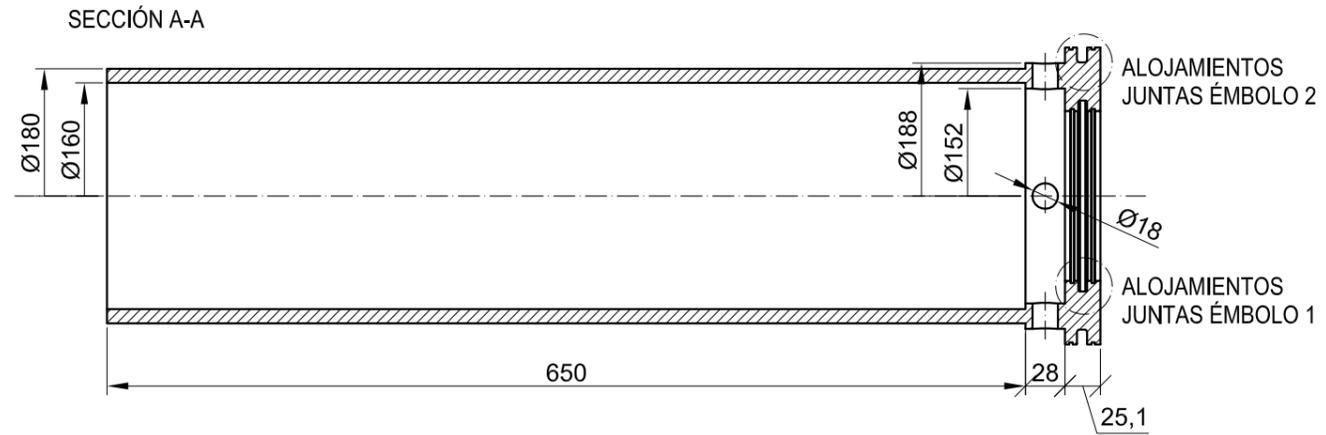
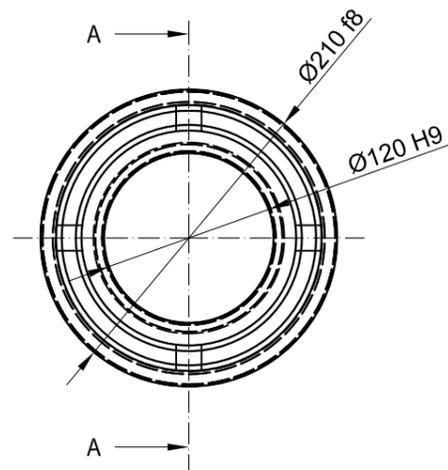
ESCALA
1:2

CABEZAL CÁMARA B
PARTE INTERIOR

Nº: 6

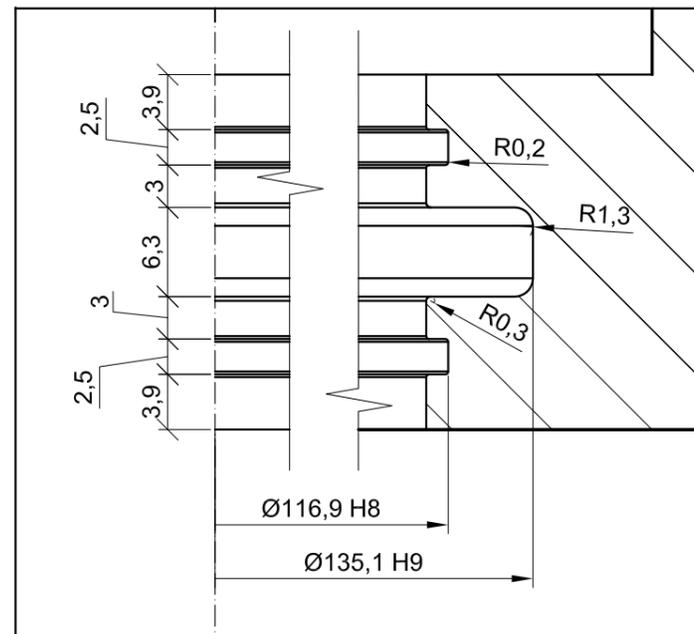
Sustituye a:

Sustituido por:



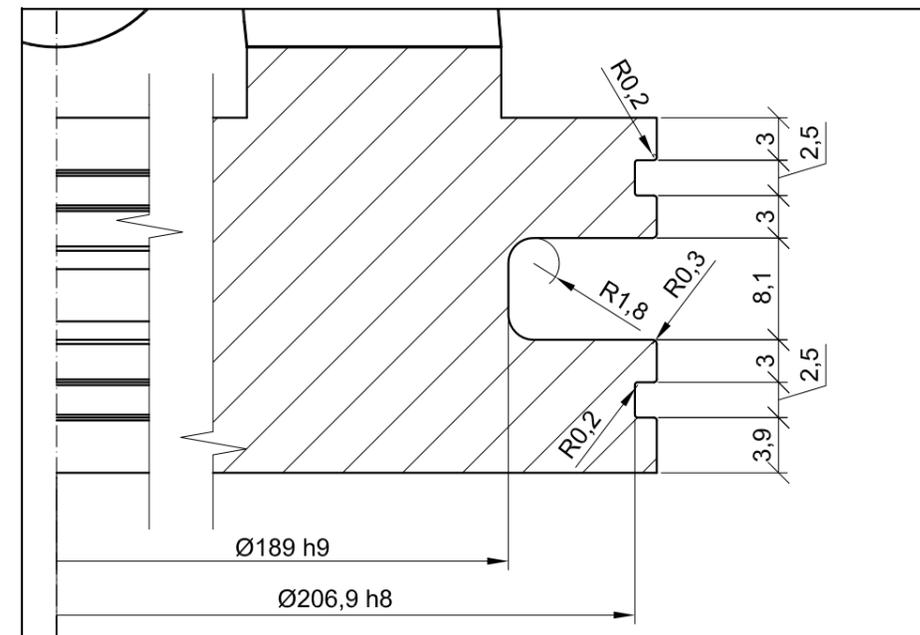
DETALLE ALOJAMIENTOS JUNTAS ÉMBOLO 1

E = 2:1



DETALLE ALOJAMIENTOS JUNTAS ÉMBOLO 2

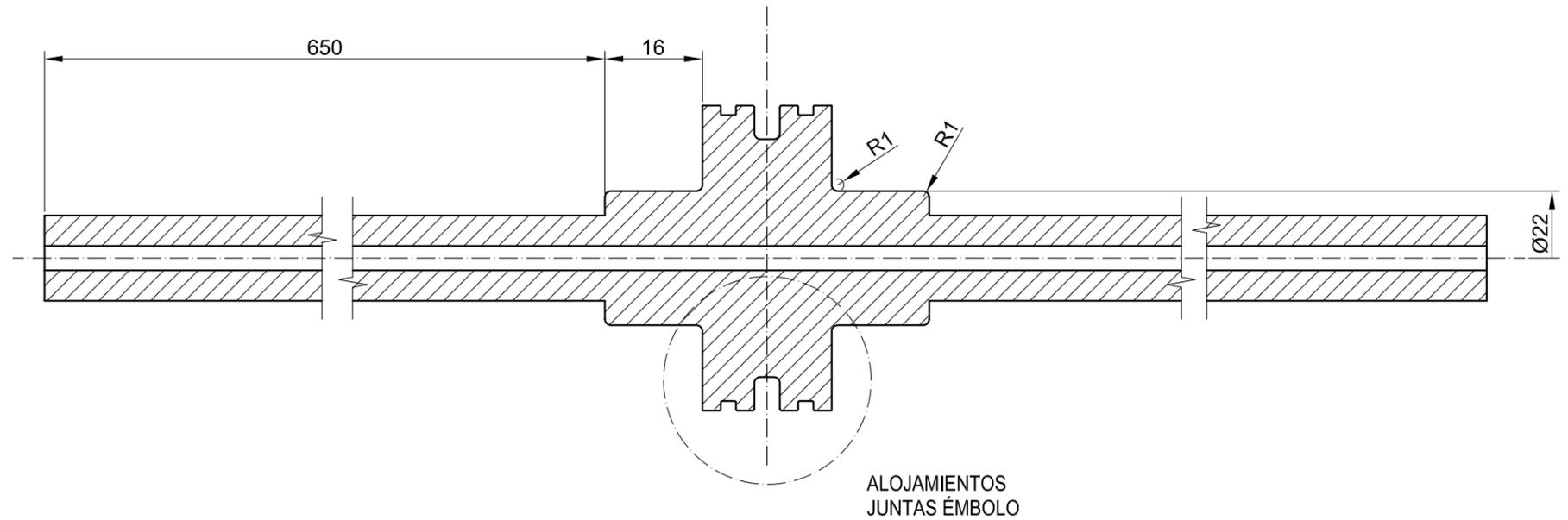
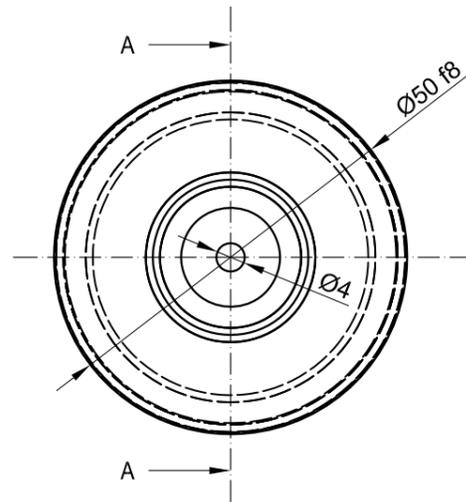
E = 2:1



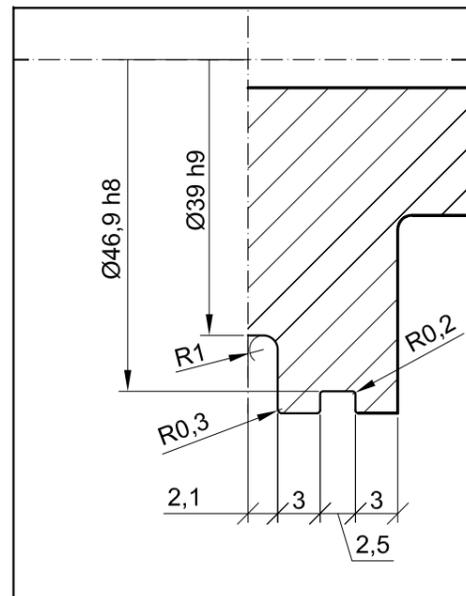
LAS COTAS ESTÁN EN MILÍMETROS

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN DOBLE ACTUADOR HIDRÁULICO LINEAL

MATERIAL	ACERO F-1252		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE SEVILLA
NOMBRE	ÁNGEL CENTENO		
FECHA	NOVIEMBRE - 2017		
ESCALA	1:5	CILINDRO 1 VÁSTAGO	
		Sustituye a:	
		Sustituido por:	



DETALLE ALOJAMIENTOS JUNTAS ÉMBOLO
E = 2:1



LAS COTAS ESTÁN EN MILÍMETROS

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN DOBLE ACTUADOR HIDRÁULICO LINEAL

MATERIAL	ACERO F-1252		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE SEVILLA
NOMBRE	ÁNGEL CENTENO		
FECHA	NOVIEMBRE - 2017		
ESCALA	1.1	CILINDRO 2 VÁSTAGO	