

Inventario 24799

23/08/2023

Biblioteca Leo Falicov

A mi amigo Pedrito

Índice de contenidos

Índice de contenidos	v
Índice de figuras	ix
Resumen	xiii
Abstract	xv
1. Introducción	1
1.1. Estructura de los metales y defectos	1
1.2. Mecanismos de falla por Creep	2
1.3. Mecanismos de falla por fatiga	3
1.4. Interacción creep-fatiga	4
1.5. Motivación	6
1.6. Estructura del trabajo	7
2. Ensayos de creep-fatiga	9
2.1. Requerimientos de diseño	9
2.2. Análisis de modelos comerciales	10
2.2.1. Tipo de accionamiento	11
2.2.2. Materiales utilizados	12
2.3. Análisis del prototipo existente	12
2.3.1. Tipo de accionamiento y características de la máquina	13
2.3.2. Aspectos a mejorar	14
2.4. Diseño conceptual inicial de la máquina	15
3. Dimensionamiento de la estructura principal	17
3.1. Cálculo térmico para el tren de carga y dimensiones generales	18
3.2. Cálculo de las columnas	19
3.3. Cálculo del travesaño	20
3.3.1. Dimensionamiento a fatiga del travesaño	20
3.3.2. Análisis de las deflexiones del travesaño	22

3.4.	Dimensionamiento de la viga horizontal.	22
3.4.1.	Estudio de los esfuerzos de corte en las soldaduras.	23
3.5.	Dimensionamiento de la base	24
3.5.1.	Estudio de los esfuerzos de torsión en las soldaduras columna-base.	25
4.	Diseño del sistema de carga	27
4.1.	Selección del husillo de bolas recirculantes	28
4.1.1.	Análisis de vida útil	28
4.2.	Selección de la correa sincrónica de transmisión	29
4.2.1.	Dimensionamiento de la chaveta	30
4.3.	Cálculo del resorte	31
4.4.	Selección del motor	33
4.5.	Selección de rodamientos	34
4.6.	Diseño de la placa del sistema de carga	36
4.6.1.	Estudio de las líneas de análisis	38
4.7.	Diseño del soporte para el resorte	39
4.8.	Diseño del brazo de palanca	40
4.8.1.	Diseño de los acoples del brazo de palanca	41
5.	Diseño del capstan	45
5.1.	Diseño conceptual inicial	45
5.2.	Diseño y selección del tornillo	46
5.3.	Selección del cojinete de empuje axial	47
5.4.	Diseño del brazo de soporte angular	48
5.5.	Diseño de la transmisión sin fin-corona	49
5.6.	Diseño de la platina	50
5.6.1.	Cálculo de los tornillos de la platina	51
5.7.	Diseño de la arandela de amortiguación y la viga inferior del capstan	51
5.7.1.	Diseño de la arandela de amortiguación	51
5.7.2.	Diseño de la viga inferior del capstan	51
5.8.	Verificación de las placas laterales a fatiga	52
5.9.	Selección del motor	53
6.	Diseño de la articulación knife edge	57
6.1.	Diseño conceptual inicial	58
6.2.	Análisis de la influencia de la fuerza de rozamiento	59
6.3.	Cálculos preliminares de tensiones de contacto	60
6.4.	Ensayo de prototipo knife edge	62
6.5.	Diseño del conjunto knife edge	65

7. Conclusiones y discusión	69
Bibliografía	73
Agradecimientos	75
A. Planos de los sistemas de la máquina de ensayos.	77

Índice de figuras

1.1. Deformación en función del tiempo a tensión constante.	3
1.2. Variación del tamaño de la fisura respecto del número de ciclos en escala logarítmica en función del factor de intensidad de tensiones.	4
1.3. Distintos tipos de interacción entre los fenómenos de creep y fatiga. . .	5
1.4. Análisis de tensiones y deformaciones a la rotura para distintas muestras de acero AISI 316. Ensayos realizados a 923 K.	6
2.1. Imágenes de máquinas de ensayos comerciales ofrecidas por ATS y Zwick Roell.	11
2.2. Esquemas de tipos de accionamiento. A la izquierda, por peso muerto; a la derecha mediante un motor.	12
2.3. Esquema del prototipo existente en las instalaciones de la división Física de Metales.	13
2.4. Esquema del capstan del dispositivo actual.	14
2.5. Esquema conceptual de la arquitectura de la máquina.	16
3.1. Esquema de los componentes principales de la estructura.	17
3.2. Esquema de la región superior del tren de carga, con un perfil cualitativo de temperaturas.	18
3.3. Esquemas de cálculo para la viga de base.	23
3.4. Análisis geométrico de las soldaduras al corte.	24
3.5. Esquema de las soldaduras (en rojo) sometidas a torsión.	25
3.6. Sistema de estructura de la máquina.	26
4.1. Esquema conceptual del sistema de carga.	27
4.2. Curva experimental que describe el comportamiento del resorte.	32
4.3. Esquema en corte del montaje de los rodamientos inferior y superior del sistema de carga.	35
4.4. Esquema de la placa del sistema de carga. El dominio de estudio se encuentra en rojo.	36

4.5. Esquema del dominio de análisis de la placa. Se indican además las líneas de análisis para las cuales se estudió la evolución de las tensiones. . . .	37
4.6. Gráfica de tensiones equivalentes de Tresca en MPa a lo largo del dominio de análisis.	37
4.7. Gráfica de deformaciones en mm a lo largo del dominio de análisis. . .	38
4.8. Gráfica de tensiones equivalentes de Tresca a lo largo de las líneas de análisis.	39
4.9. Esquema del disco que une la tuerca con el resorte, en azul y amarillo se muestra el rodamiento que actúa como guía lineal.	40
4.10. Esquema del brazo de palanca de la máquina de ensayos.	40
4.11. Estudio de los concentradores de tensiones para el caso de un orificio cercano a un extremo en una placa.	42
4.12. Esquema del diseño final del sistema de carga.	43
4.13. Esquema de la estructura principal junto con el sistema de carga	44
5.1. Esquema de los componentes del capstan.	46
5.2. Esquema del rodamiento de empuje axial montado sobre la tuerca de bolas con sus adaptadores.	47
5.3. Esquema del brazo de soporte angular	48
5.4. Esquema de la adaptación del modelo de cálculo. A la izquierda el caso adaptado al capstan, a la derecha el modelo presentado en la bibliografía.	50
5.5. Esquema del recubrimiento de placas del capstan.	52
5.6. Factores de concentración de tensiones para una variación de ancho en una placa.	53
5.7. Esquema del diseño final del capstan.	54
5.8. Esquema en corte de los componentes del capstan.	55
5.9. Esquema del capstan montado sobre la estructura junto con los componentes diseñados.	55
6.1. Esquema conceptual del conjunto knife edge.	57
6.2. Carta de selección de materiales según la relación Módulo de elasticidad-Resistencia.	58
6.3. Diagrama de cuerpo libre del brazo de palanca.	59
6.4. Montaje experimental del prototipo knife edge.	62
6.5. Montaje experimental la cuchilla (izquierda) y la superficie de apoyo (derecha). En la superficie superior de la pieza de apoyo se observa el esmerilado que le da la concavidad.	62
6.6. Gráficas de la cuchilla para el estado inicial y posterior al ensayo de 13.5 kN. Obtenidas utilizando el microscopio confocal. En la imagen inferior se observa la variación del diámetro D debida a la deformación plástica.	63

6.7. Gráficas de la superficie de apoyo en el estado inicial y posterior a los ensayos cíclicos de carga máxima 2, 8 y 13.5 kN. Obtenidas utilizando el microscopio confocal. Se muestran además los diámetros de ajuste D_{xy} .	64
6.8. Esquema del conjunto knife edge.	66
6.9. Esquema en corte del conjunto knife edge.	66
6.10. Esquema del conjunto knide edge montado sobre la estructura con demás sistemas.	67
7.1. Esquema del diseño final de la máquina de ensayos de creep-fatiga. . .	69
7.2. Esquema del diseño final del sistema de carga.	70
7.3. Esquema del diseño final del capstan.	71
7.4. Esquema del conjunto knife edge.	71

Resumen

El objetivo del presente trabajo es rediseñar una máquina de ensayos de creep-fatiga en base a un prototipo ya existente en la Div. Física de Metales del Centro Atómico Bariloche.

Para abarcar este proyecto se analizaron en primer lugar los fenómenos de creep y de fatiga y cómo afectan a los materiales. Luego se estudiaron los requerimientos de la máquina destinada a la implementación de ensayos normalizados para evaluar estos fenómenos. Posteriormente se realizó un diseño conceptual de la máquina y se identificaron los sistemas principales que la conforman. Se re-diseñaron, calcularon y verificaron la estructura principal, sistema de carga, subsistema de capstan y subsistema de knife edge.

Se prevé que esta máquina permita equipar laboratorios del Centro Atómico Bariloche (CAB), dando la posibilidad de realizar ensayos de manera simultánea sin comprometer la disponibilidad de otros equipos más versátiles, de este modo, brindará herramientas para la caracterización de nuevos materiales en función de sus aplicaciones en especial dentro de la industria nuclear.

Palabras clave: DISEÑO, MÁQUINA DE ENSAYOS, CREEP, FATIGA

Abstract

The goal of the present work is to redesign a creep-fatigue testing machine based on an existing prototype in the Metals Physics Division of the Bariloche Atomic Center.

To tackle this project, the phenomena of creep and fatigue and their effects on materials were analyzed in the first place. Then, the requirements of the machine intended for the standardized characterization of these phenomena were studied. Subsequently, a conceptual design of the machine was carried out, and the main systems that make it up were identified. The main structure, loading system, capstan subsystem, and knife edge subsystem were redesigned, calculated, and verified.

This machine is projected to increase the experimental capabilities of laboratories at the Bariloche Atomic Center (CAB), providing the possibility of simultaneously conducting tests without compromising the availability of other more versatile equipment. In this way, it will provide tools for the characterization of new materials based on their applications specially for the nuclear industry.

Keywords: DESIGN, TESTING MACHINE, CREEP, FATIGUE

Capítulo 1

Introducción

*“So many things that I’ve created
But this right here might be my favorite”*

— Malcolm James McCormick

En este capítulo se mencionan de manera general algunos aspectos sobre las estructura de los metales, los defectos que estas poseen y cómo estos últimos afectan a las propiedades mecánicas del material. Se comenta brevemente sobre los conceptos principales en torno a los fenómenos de creep y fatiga y la forma en que estos fenómenos pueden interactuar. Finalmente se mencionan algunos aspectos relevantes respecto del estudio de metales en estas condiciones que explican la motivación para desarrollar este trabajo.

1.1. Estructura de los metales y defectos

El estudio de la estructura cristalina de los metales y los defectos que pueden presentar es esencial para comprender sus propiedades y cómo pueden ser utilizados en diferentes aplicaciones. Esta estructura consiste en la disposición ordenada y repetitiva de los átomos en el sólido y determina muchas de sus propiedades mecánicas. Ejemplos de estas son resistencia, ductilidad, conductividad eléctrica y térmica, entre otras propiedades relevantes a la hora de optar por un material para el diseño de un dado componente.

Si bien se habla de estas estructuras como un arreglo perfectamente ordenado, estas no suelen ser perfectas en condiciones reales. Esto se debe a la presencia de lo que se conoce como *defectos cristalinos*. Ejemplos de estos son vacantes, átomos intersticiales, dislocaciones y los bordes de grano [1]. Todos estos se encuentran presentes en el material y pueden ser creados durante la producción del metal o deberse a factores externos.

La forma en la que los defectos interactúan entre ellos y responden a tensiones externas son un factor clave en el comportamiento de los materiales, ya que su presencia puede afectar significativamente sus propiedades mecánicas. Por ejemplo, las dislocaciones son las responsables de la deformación plástica de los metales.

Además, es importante destacar que el comportamiento de los materiales depende de otros factores externos. Por ejemplo, el aumento de la temperatura puede activar otros mecanismos de deformación relacionados a la activación de mecanismos difusivos, teniendo un impacto en la resistencia y la ductilidad del material.

1.2. Mecanismos de falla por Creep

El fenómeno conocido como mecanismo de fluencia en caliente o **Creep** se define como la “*deformación permanente y dependiente del tiempo de los materiales cuando son sometidos a una tensión constante*”, [1]. Este fenómeno es indeseable en la mayoría de los casos, ya que reduce la vida útil de los componentes y puede tener consecuencias graves en aplicaciones críticas.

El creep depende de la temperatura, ya que a medida que ésta aumenta toman mayor relevancia los procesos difusivos que ocurren en el material cuando éste se encuentra bajo un estado tensional. Como consecuencia, la difusión de vacancias a lo largo de la estructura da lugar a la formación de nuevos defectos y el movimiento de dislocaciones, que influye en la deformación plástica del material y consecuentemente en su comportamiento mecánico.

Es importante destacar que, por tratarse el creep de un fenómeno difusivo, la temperatura es un factor fundamental que influye en el comportamiento de los materiales y en su deformación plástica, influyendo también en la dependencia de las deformaciones respecto del tiempo. A temperaturas suficientemente bajas, estos efectos se vuelven insignificantes y la deformación de las aleaciones metálicas se debe únicamente a una deformación elástica y una deformación plástica irreversible instantánea e independiente del tiempo.

La fluencia en caliente ocurre en muchos tipos de materiales, pero toma especial importancia en los metales cuando se exponen a temperaturas por encima del 40 % de su temperatura de fusión T_m , lo que indica que a medida que la temperatura aumenta, la tendencia al Creep se hace más evidente y su velocidad de deformación aumenta. Se estima que a partir de esta temperatura se observará que el comportamiento del material será muy distinto, mostrando uno similar al de la Figura 1.1, en donde se identifican tres etapas distintas. En primer lugar, se notará una deformación instantánea asociada principalmente con las deformaciones elástica y plástica. Esta será seguida por una deformación plástica que aumenta a una tasa de variación de velocidad negativa, la cual se asocia con el endurecimiento por deformación del material, este período se conoce

como *creep primario*. Después de esto, se observa un período en el cual la velocidad de deformación es relativamente constante respecto del anterior. Este comportamiento se denomina *fluencia secundaria* y se entiende como un estado de equilibrio entre los fenómenos de endurecimiento por deformación y el trepado de dislocaciones debido a la alta temperatura. Este fenómeno es el que permite una mayor deformación del material en estas condiciones. Finalmente, en la etapa denominada *fluencia terciaria* se produce un aumento en la velocidad y la rotura final, la cual puede deberse a cambios microestructurales tales como la separación de bordes de grano, la formación de fisuras internas, cavidades y huecos.

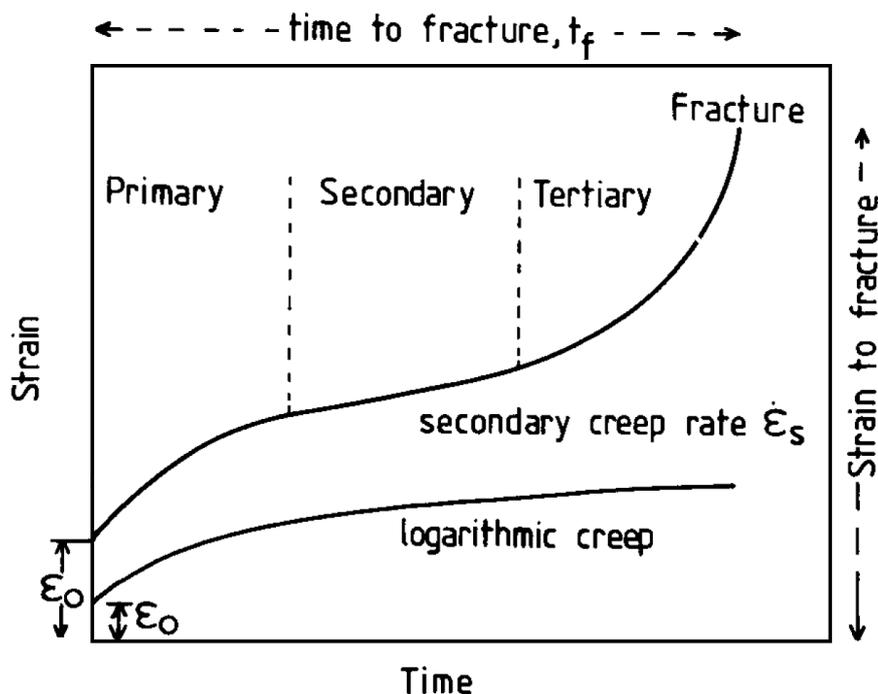


Figura 1.1: Deformación en función del tiempo a tensión constante. [2]

1.3. Mecanismos de falla por fatiga

La **Fatiga** es un mecanismo de falla que ocurre como consecuencia de la aplicación de cargas fluctuantes. La característica particular de estos casos es que la falla puede ocurrir para tensiones considerablemente menores que las tensiones de falla para cargas estáticas. Además, la falla suele darse luego de un número de ciclos, que puede ser estimado mediante correlaciones en función de las tensiones aplicadas. De todos modos, la falla de materiales sometidos a fatiga suele ser espontánea y sin aviso.

La rotura por fatiga se da mediante un proceso de nucleación y propagación de fisuras que puede segmentarse en tres etapas diferentes. La primera etapa consiste en la iniciación de la fisura, la cual suele ocurrir en regiones de concentración de tensiones

o de defectos preexistentes, en general en la superficie del material. La segunda etapa consiste en la propagación de la fisura; en esta etapa, la misma se propaga de manera gradual en cada ciclo de carga y en general suele determinar lo que se conoce como vida a la fatiga del material, es decir, la cantidad de ciclos que puede resistir. Por último, la tercera etapa consiste en la rotura final. En este último estadio la fisura se propaga de manera repentina ocasionando la falla, luego de haber alcanzado un tamaño crítico que implica que el área efectiva no es capaz de resistir la tensión. Esta última etapa no influye significativamente en el tiempo de vida a la fatiga. En la Figura 1.2 se muestran estas tres etapas de la falla por fatiga, las cuales se identifican al analizar en escala logarítmica la variación del tamaño de la fisura respecto del número de ciclos en función del factor de intensidad de las tensiones [1].

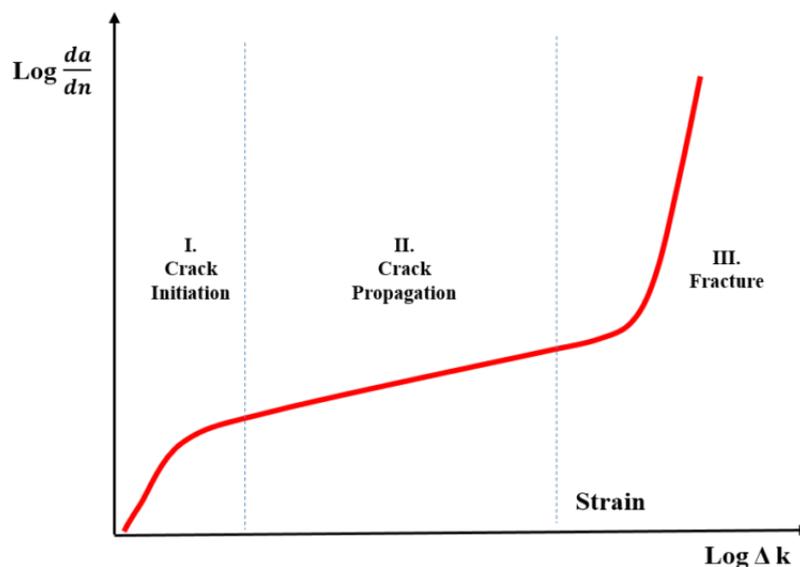


Figura 1.2: Variación del tamaño de la fisura respecto del número de ciclos en escala logarítmica en función del factor de intensidad de las tensiones. [1]

1.4. Interacción creep-fatiga

La interacción entre los fenómenos de deformación por fluencia y fatiga ocurre a temperaturas en las que los procesos de difusión, térmicamente activados, se vuelven significativos. En este estado, la dependencia del comportamiento de los materiales en cuestión, tanto en términos de los ciclos de carga como del creep, se vuelve cada vez más crítica en relación con la temperatura y el tiempo, ya que además del fenómeno de termofluencia se encuentra la variación de las cargas características de la fatiga.

Se puede observar en la Figura 1.3 un esquema en donde se representan posibles casos de interacción entre los fenómenos de creep y fatiga.

En el caso (a), se muestra un caso de fatiga dominante. En este predomina la propa-

gación de fisuras superficiales, mientras que el creep no presenta efectos significativos. En el caso (b) se presenta el caso opuesto, en el cual la propagación de fisuras se produce desde el interior, en este caso a partir de los bordes de grano, sin dar tiempo al daño por fatiga a desarrollarse. Luego, se presentan los escenarios (c) y (d), en los que existe interacción entre ambos fenómenos pero con características diferentes. El primero se conoce como *daño por creep consecuente*. En este caso la fatiga es la causa principal de la falla, pero el creep favorece la propagación del daño, reduciendo la vida del componente. Por otro lado, en el último caso denominado *daño por creep simultáneo*, ambos fenómenos ocurren al mismo tiempo con el consecuente encuentro de fisuras debidas a la fatiga con fisuras debidas al creep. En este caso, la vida del componente se ve reducida considerablemente.

La gran variedad de situaciones en las que se encuentran los materiales bajo estas condiciones dificulta la predicción del fenómeno de rotura dominante. Por ejemplo, no necesariamente por estar en condiciones de alta temperatura el creep será el fenómeno dominante, ya que puede ocurrir que el ciclado de fatiga no permita que el creep se desarrolle.

Es importante tener presente que las dinámicas que determinan el comportamiento de los materiales frente a cada uno de los mecanismos son de naturalezas diferentes. Por un lado el creep, al ser un fenómeno térmicamente activado, posee una fuerte dependencia temporal. Por otro lado, la fatiga depende de las características de los ciclos de carga aplicados. Esto abre un campo de combinaciones de ciclos de carga y temperaturas que pueden dar lugar a diferentes escenarios de interacción entre los fenómenos de creep y fatiga y consecuentemente diferentes comportamientos.

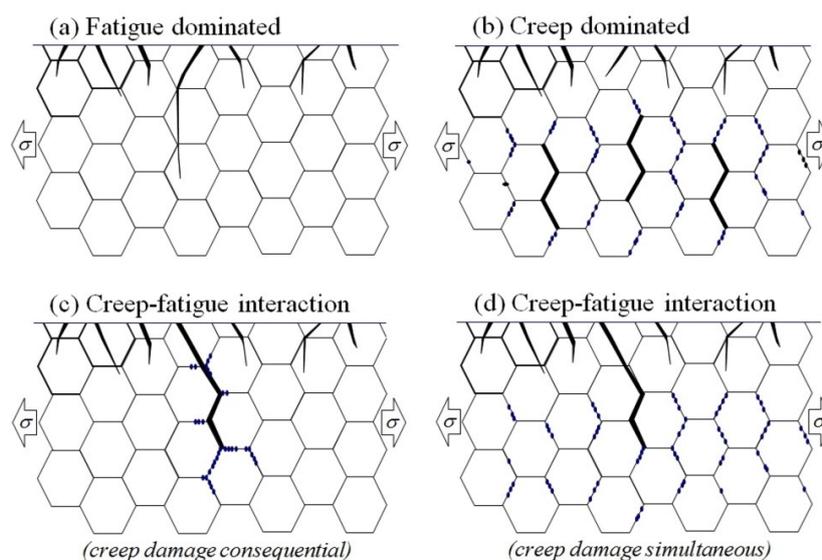


Figura 1.3: Distintos tipos de interacción entre los fenómenos de creep y fatiga. [3]

La modelización de la vida útil de un componente sometido a la interacción entre

los fenómenos de deformación por fluencia y fatiga es un desafío técnico considerable, ya que a medida que el material se somete a estas cargas se producen cambios microestructurales que afectan su comportamiento mecánico de manera compleja. Estos cambios a su vez pueden depender de una multitud de factores, como la temperatura, la tasa de variación de la carga y la duración de las cargas.

1.5. Motivación

Existe un gran número de aplicaciones en las cuales es de interés conocer el comportamiento de los materiales bajo cargas cíclicas y a altas temperaturas. Se destacan, por ejemplo, aplicaciones en áreas como la generación de energía, la industria, el sector aeroespacial, la termohidráulica y la automotriz, entre otras.

A la hora de caracterizar los materiales involucrados en estas áreas, se debe considerar que los ensayos de creep pueden requerir un tiempo considerable, existiendo incluso ensayos de 30000 horas, otorgando resultados de baja repetibilidad asociada a la influencia que puedan tener errores en el ensayo a lo largo del tiempo del mismo. Esto implica que se requiere una serie de ensayos para obtener resultados confiables. En la Figura 1.4, se puede observar un análisis de tensiones y deformaciones a la rotura para una probeta de material AISI 316. Los puntos corresponden a distintas condiciones térmicas, geométricas y de tratamiento térmico del material.

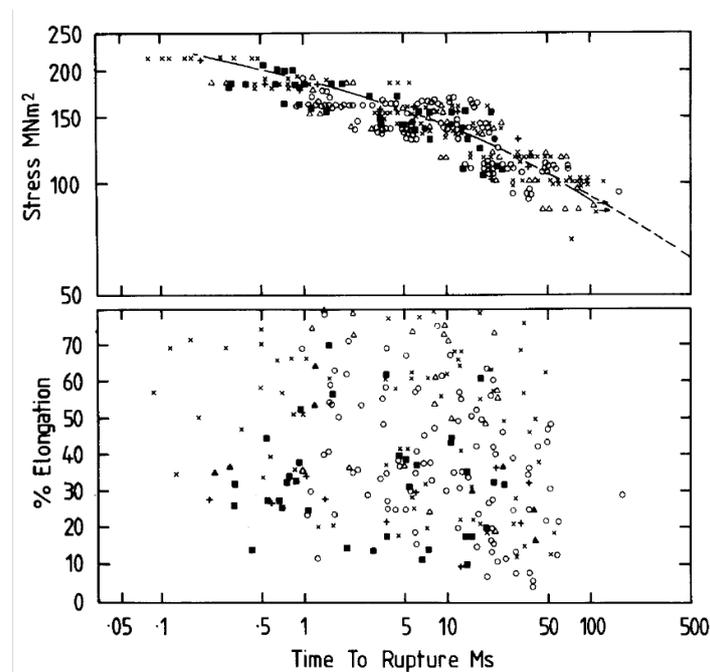


Figura 1.4: Análisis de tensiones y deformaciones a la rotura para distintas muestras de acero AISI 316. Ensayos realizados a 923 K. [2]

Se puede observar que existe una fuerte correlación entre tensión y tiempo de rotura, pero que en términos de deformación, para ensayos en iguales condiciones los resulta-

dos poseen una dispersión tal que no permitiría estimar deformaciones para nuevos componentes con una precisión aceptable.

Es entonces de interés contar con la maquinaria específica para llevar a cabo estas caracterizaciones. En particular, contar con una batería de máquinas de ensayos de creep-fatiga que permitan realizar ensayos de manera simultánea y en condiciones controladas, puede mejorar significativamente la eficiencia en la realización de los mismos. Esta opción resulta especialmente útil en entornos de investigación y desarrollo donde es necesario obtener resultados precisos, reproducibles y que contemplen un amplio espectro de variación de los parámetros involucrados en el comportamiento del material en estudio.

Por otro lado, debido al hecho que los ensayos de creep-fatiga pueden requerir un tiempo considerable, es de interés disponer de equipos especializados para llevar a cabo estas pruebas sin afectar la disponibilidad de otros equipos más versátiles que puedan ser requeridos para diferentes tareas. Actualmente en los laboratorios del departamento Física de Metales - Área Materiales del CAB se cuenta con un prototipo de máquina de ensayos realizada bajo el marco de un proyecto integrador de la carrera de Ingeniería Mecánica en el Instituto Balseiro [4].

En resumen, disponer de maquinaria específica para realizar ensayos de creep-fatiga es una inversión clave para cualquier laboratorio de investigación y desarrollo que busque obtener resultados precisos y reproducibles en esta área, al tiempo que optimiza la disponibilidad de sus equipos.

1.6. Estructura del trabajo

Conociendo las características básicas de los fenómenos de creep, fatiga, su interacción y el interés de estudiarlos, se procede a enfocar el trabajo en el rediseño de una máquina de ensayos de creep-fatiga. Para esto, en el segundo capítulo se realizará el estudio de dispositivos comerciales para la realización de este tipo de ensayos y se analizará además el prototipo existente en las instalaciones, finalizando con una primera aproximación de un diseño conceptual de la máquina de ensayos de creep-fatiga a desarrollar.

El tercer capítulo se enfocará en el sistema de estructura principal. Se indicarán los procedimientos de cálculo, verificaciones y diseño de los componentes que conforman este sistema.

En el cuarto capítulo se indicarán los procedimientos y consideraciones a la hora de realizar el diseño del sistema de carga, componente encargado de generar la carga que se transmite a la muestra en estudio. Se realizará además la verificación de diseño de los componentes en función del tipo de sollicitación bajo la que se encuentren.

El quinto capítulo explicará el diseño y selección de componentes del sistema captan de la máquina, componente que se ubica en la parte inferior del tren de carga, en donde coloca la muestra. Este componente tiene como objetivo absorber las deformaciones de la probeta a lo largo del ensayo para asegurar la integridad de demás sistemas.

El sexto capítulo será referido al knife edge. Este componente consiste en un tipo de articulación conformado por una cuchilla y una superficie cóncava. Se analizará la viabilidad de su fabricación y se presentará un diseño en función de los resultados obtenidos.

Por último se describirá el conjunto diseñado con sus características principales, se hará mención de aspectos relevantes de sus sistemas y se mencionarán las tareas que se deben realizar a futuro.

Capítulo 2

Ensayos de creep-fatiga

*“Tamos dando hielo que parece que es sencillo
La competencia está angustiada por nuestro brillo”*
— Alejo Nahuel Acosta

Estado del arte

En este capítulo se plantean los requerimientos que el nuevo diseño debe cumplir y se analizan los distintos dispositivos diseñados para estudiar ensayos bajo condiciones de creep y fatiga. Se estudian los modelos comerciales existentes en el mercado, así como también los dispositivos presentes en el laboratorio de la división Física de Metales del Departamento de Materiales del Centro Atómico Bariloche (CAB) con el objeto de encontrar tanto fortalezas como debilidades de los diseños existentes.

2.1. Requerimientos de diseño

Conociendo las bases teóricas y la relevancia del estudio de los fenómenos de creep, fatiga y su interacción, se procede a analizar los requerimientos de diseño de la máquina de ensayos de creep-fatiga. En este sentido, se estableció que la máquina debe cumplir con los siguientes aspectos:

- Se debe diseñar de tal modo que permita alcanzar cargas máximas de 50 kN con $R \geq 0$, siendo $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$, es decir, en rangos de tensiones mayores o iguales a cero. Esto implica que se deben poder realizar ciclos de carga entre valores de tensión de tracción máxima y mínima, sin alcanzar estados de compresión.
- Debe ser capaz de aplicar cargas variables con ciclos de carga nula a carga máxima dentro de un tiempo máximo de 10 s . Con esto se espera tener la posibilidad de realizar ciclos de carga entre valores $0 - 50 \text{ kN}$ con períodos de hasta 20 s ,

permitiendo optimizar tiempos de ensayos y reducir la influencia del creep en los períodos de transición de cargas.

- Debe tener la capacidad de aplicar cargas dentro de los valores admisibles según normativa en términos de estabilidad de la carga, sensibilidad y control de temperatura. La norma ASTM E 139 [5] establece cotas admisibles para variaciones en valores de carga y temperatura, junto con límites en los tiempos durante los cuales se pueden dar estas variaciones. Además establece recomendaciones respecto de la adquisición de datos.
- Debe ser capaz de efectuar ensayos a temperaturas máximas de 800 °C sin que se produzcan daños en sus componentes. Se debe asegurar que las regiones cercanas al horno no se vean afectadas por el calor generado por el mismo. Esto implicaría realizar análisis térmicos de los componentes en el diseño conceptual.
- Debe ser capaz de realizar ensayos de rotura sin que se produzca un daño inaceptable en sus componentes. Al producirse la rotura, se tiene una carga de impacto que al aplicarse sobre los componentes tensionados puede producir daños considerables. Se debe diseñar algún tipo de sistema de amortiguación que permita absorber la energía de la rotura de la muestra.
- Debe permitir un máximo de deformación del 50% del valor inicial de la muestra, por lo que los componentes deben diseñarse de modo de actuar frente a este fenómeno. Se considera que este valor es una cota máxima conservativa, ya que si bien los fenómenos de creep suelen estar acompañados de deformaciones considerables, la fatiga reduce el valor máximo que se puede alcanzar.

Conociendo los requerimientos principales de la máquina a diseñar, se procede a analizar los distintos modelos comerciales existentes en el mercado, así como también el prototipo existente en las instalaciones del CAB.

2.2. Análisis de modelos comerciales

En una primera instancia se analizaron los modelos comerciales existentes en el mercado, con el fin de obtener información sobre las características de las máquinas. Esto es en términos de tipo de accionamiento y materiales de fabricación, entre otros aspectos relevantes de lo que representa el esquema conceptual del dispositivo. En este proyecto, a la hora de analizar opciones disponibles en el mercado, se estudiaron los modelos comerciales que permiten realizar ensayos de creep a tracción de las empresas ATS [6] y Zwick Roell [7]. Se muestran en la Figura 2.1 algunas de las máquinas comerciales analizadas.



Figura 2.1: Imágenes de máquinas de ensayos comerciales ofrecidas por ATS y Zwick Roell. [6], [7]

Las principales conclusiones obtenidas se mencionan a continuación.

2.2.1. Tipo de accionamiento

Se observó una serie de opciones comerciales con distintos tipos de accionamiento. Entre ellos se destacan accionamiento por peso muerto y accionamiento por resorte. En el primer caso, a partir de una masa calibrada y a través de un componente de transferencia de carga se ejerce una fuerza constante de tracción sobre la muestra. En el segundo caso, se utiliza un resorte para ejercer la fuerza de tracción sobre la muestra. La diferencia principal radica en que en el primer caso la fuerza de accionamiento es constante, mientras que en el segundo caso la fuerza de tracción puede variar a partir de modificar el estiramiento del resorte.

Respecto del análisis de los mecanismos accionados por peso muerto, es importante mencionar que debido a la necesidad de ejercer cargas cíclicas, un sistema de estas características no lograría cumplir los requerimientos, ya que al ser carga constante no se podrían lograr ciclos variables. Sin embargo, se consideró relevante estudiar estos tipos de dispositivos, ya que brindan información útil sobre otros aspectos que deben ser analizados en el diseño de la máquina. Entre ellos, se destacan el tipo de transferencia de carga, materiales estructurales utilizados y disposición de componentes.

Otro aspecto a destacar es el método de transferencia de carga. Se encontró conveniente el dispositivo de transferencia de carga por medio de un brazo de palanca, ya que permite amplificar la fuerza generada por el sistema de carga. En el esquema de la Figura 2.2 se muestran variaciones de los accionamientos, ambos casos con transferencia

de carga por medio de un brazo de palanca. En el primer caso, el accionamiento es por peso muerto, mientras que en el segundo caso el accionamiento es por un componente activo, en este caso un motor.

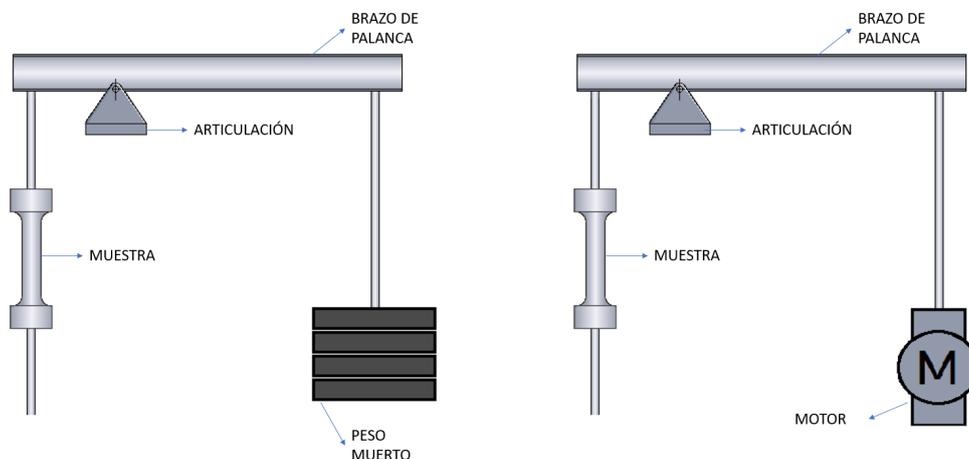


Figura 2.2: Esquemas de tipos de accionamiento. A la izquierda, por peso muerto; a la derecha mediante un motor.

2.2.2. Materiales utilizados

Respecto del análisis de los materiales utilizados en este tipo de máquinas, se observó que estas comúnmente se encuentran fabricadas en acero. Esto se asocia al nivel de cargas que deben tolerar, ya que se requiere que la máquina sea rígida y resistente. En particular, se observó que los componentes estructurales se encuentran fabricados en acero estructural para el caso de la opción comercial provista por ATS [6], y de acero inoxidable en forma de columnas rectificadas para el caso de la opción comercial provista por Zwick Roell [7].

Se ha observado además que el prototipo existente en la división Física de Metales posee un marco estructural de perfiles de aluminio extrudado. Si bien esta opción posee ventajas respecto del montaje, se considera que para los requerimientos de carga, estos perfiles no son lo suficientemente rígidos como para ser la opción más adecuada. Las demás características de este prototipo se analizarán en la Sección 2.3.

2.3. Análisis del prototipo existente

Conociendo las características de las máquinas existentes, se estudió el modelo existente en el laboratorio del área Física de Metales del Departamento de Materiales del Centro Atómico Bariloche (CAB), el cual se muestra de forma esquemática en la Figura 2.3. Este dispositivo se fabricó como parte de un proyecto integrador de carrera en el Instituto Balseiro [8].

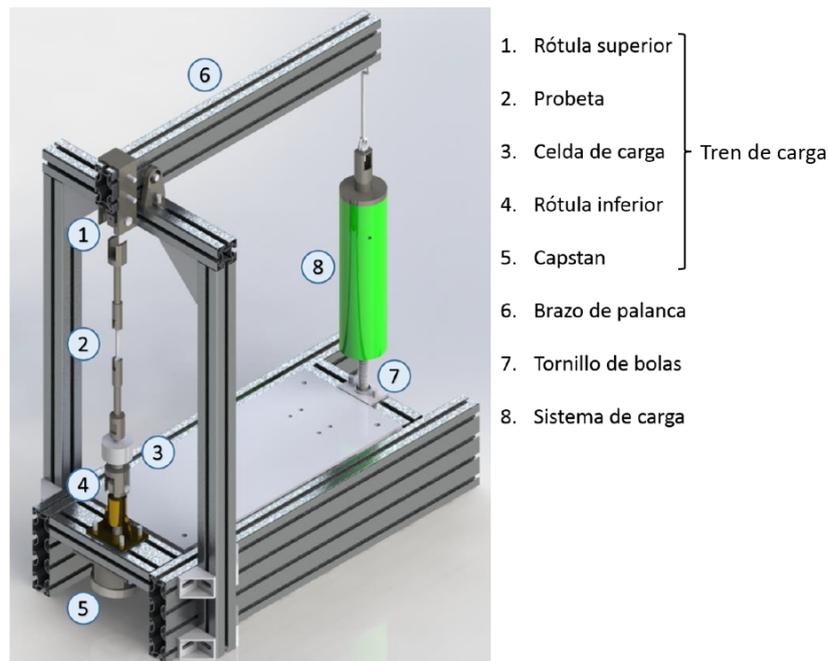


Figura 2.3: Esquema del prototipo existente en las instalaciones de la división Física de Metales. [8]

Este dispositivo alcanza una carga máxima a tracción de 5 kN , con $R \geq 0$ y cuenta con un horno que permite alcanzar temperaturas de hasta $500 \text{ }^\circ\text{C}$.

2.3.1. Tipo de accionamiento y características de la máquina

Este dispositivo consiste en un marco estructural de aluminio extrudado, con un sistema de carga por resorte. El sistema de carga se encuentra en la parte posterior de la máquina y está compuesto por un motor que a través de un tornillo de bolas recirculantes transforma el movimiento rotacional del mismo en un movimiento lineal. Este movimiento lineal, a través de un resorte a compresión que disminuye la rigidez del sistema y mejora la controlabilidad del mismo, genera la fuerza de tracción que al amplificarse a través de un brazo de palanca se ejerce sobre la muestra.

En la parte frontal de la máquina se identifica el tren de carga. En este se encuentran las mordazas sobre las que se monta la muestra, la celda de carga en la parte inferior, el horno y un par de rótulas en los extremos que cumplen la función de evitar que se induzcan momentos flectores sobre la muestra durante el ensayo.

Por debajo del tren de carga se encuentra el componente denominado *Capstan*, que se muestra de manera esquemática en la Figura 2.4. Se puede observar un tornillo de potencia conectado a una corona que a su vez está conectada a un tornillo sin fin y a un motor de corriente continua. Este componente vincula el tren de carga con la estructura y se activa al detectar una excesiva inclinación del brazo de palanca. A partir del accionamiento del motor permite entonces que el tren de carga se desplace hacia

abajo, absorbiendo la deformación de la muestra y logrando que el brazo de palanca se mantenga horizontal.

En este momento resulta importante recordar que en este tipo de ensayos se pueden alcanzar deformaciones de hasta el 50 % de la longitud inicial de la muestra, por lo que si no se contara con este componente, el tren de carga se podría ver afectado debido a la excesiva inclinación del brazo de palanca.

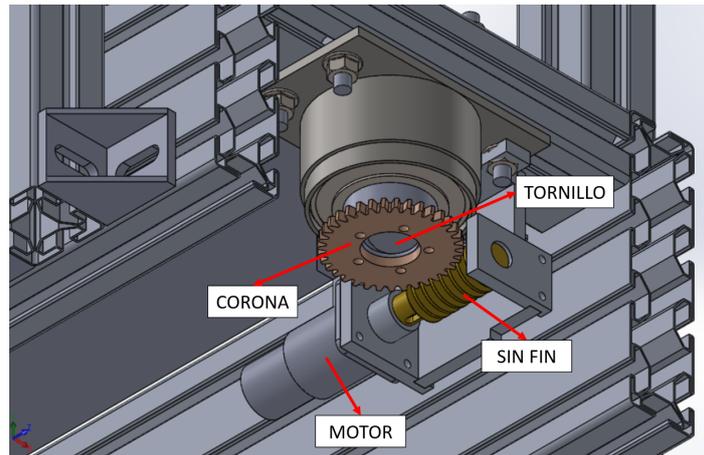


Figura 2.4: Esquema del capstan del dispositivo actual. [8]

2.3.2. Aspectos a mejorar

Actualmente se cuenta con un prototipo funcional que permite realizar ensayos de creep-fatiga a tracción, sin embargo, se considera que el mismo presenta ciertas limitaciones que deben ser analizadas a la hora de plantear el rediseño conceptual de la máquina de ensayos de creep-fatiga.

En primer lugar se identifica que la máquina no se encuentra diseñada para tolerar la rotura de las muestras en los ensayos, la cual produce una serie de complicaciones y posibles daños en la máquina, los cuales se detallan a continuación:

- La rotura de la muestra produce un cambio brusco en la carga aplicada, lo cual puede producir daños en el capstan, en particular en el rodamiento del mismo.
- Actualmente no se cuenta con algún tipo de dispositivo que detenga el brazo de palanca en caso de alcanzar la rotura de la muestra. Esto puede producir que el brazo de palanca se desplace de manera repentina hacia el sistema de carga, lo cual puede producir daños en este último.
- Tanto el tren de carga como el sistema de carga se encuentran articulados y a tracción en el ensayo. Esto implica que en caso de rotura de la muestra estos sistemas pasen a descargarse por su propio peso, lo cual puede producir daños en los mismos e incluso en la muestra si esta impacta sobre algún otro componente.

Otro aspecto a mejorar identificado está relacionado con la medición de las deformaciones. Actualmente se cuenta con un sistema diseñado en la división Física de Metales [8] que posee unas cuchillas que se apoyan sobre la muestra para fijarse y en función del desplazamiento relativo entre ellas se puede identificar la deformación de la muestra. Este sistema presenta ciertas limitaciones, ya que al estar en contacto con la muestra y ejercer una fuerza a través de una cuchilla, puede inducir la generación de defectos en esa región, afectando los resultados obtenidos y, consecuentemente, la repetibilidad del ensayo. Además, debido al hecho de que la presión a ejercer sobre la muestra es limitada, puede ocurrir que al momento de la rotura o durante el ensayo estas cuchillas se desplacen y puedan dañarse o dañar la muestra, además de comprometer los resultados finales.

Según la norma [5], para solucionar este problema, teniendo ciertas consideraciones se pueden utilizar probetas con hombros en los extremos a partir de los cuales se fijan los dispositivos de medición de deformación.

2.4. Diseño conceptual inicial de la máquina

Conociendo las características de las máquinas comerciales y las virtudes y limitaciones del prototipo existente en las instalaciones del CAB, se propusieron las características principales de un diseño conceptual inicial de la máquina de ensayos de creep-fatiga.

Se propone entonces un diseño conceptual en el cual se identifican los siguientes sistemas:

- Sistema de estructura: consiste en la estructura principal sobre la cual se montarán los demás sistemas. Se propone que la misma sea de acero estructural a diferencia de la máquina existente que posee un marco de aluminio, ya que al aumentar los requerimientos de carga en un orden de magnitud los requerimientos de rigidez y resistencia de la estructura se ven incrementados.
- Sistema de carga: consiste en el sistema que a través de un componente activo genera la fuerza necesaria para ejercer la tracción variable sobre la muestra. Se propone que el mismo sea un sistema de carga por resorte activado por un motor a través de un tornillo de bolas recirculantes. El componente del sistema de carga que transfiere la carga hacia la muestra será un brazo de palanca con una amplificación de 1:10, ya que permite ejercer una fuerza mayor sobre la muestra.
- Subsistema de transferencia de carga: se trata del conjunto que conecta el sistema de carga con el tren de carga. Este subsistema consiste en el brazo de palanca amplificador y las uniones con los demás sistemas.

- Sistema de tren de carga: consiste en el conjunto de componentes que sostendrán la muestra de manera correcta a lo largo del ensayo. Este sistema cuenta con un conjunto de articulaciones que evitan la inducción de momentos flectores sobre la muestra y una celda de carga en serie con el sistema que se utilizará para el control y la adquisición de datos.
- Subsistema de capstan: se trata de uno de los componentes del tren de carga, se lo considera por separado por la complejidad de sus componentes y su relevancia durante el ensayo.
- Subsistema de knife edge: consiste en un subsistema del sistema de transferencia de carga. Se propone en un principio realizar la articulación del brazo de palanca mediante un sistema de cuchillas para reducir el rozamiento estático de ésta. Se lo considera un subsistema por separado del sistema de transferencia de carga, ya que posee cierta complejidad de diseño.
- Subsistema de amortiguamiento: consiste en un subsistema del tren de carga. Se trata en un amortiguador hidráulico diseñado de modo que no afecta al control de carga, pero que absorba la energía de rotura de la muestra y evite daños en la máquina.

Arquitectura conceptual

Se muestra en la Figura 2.5 un esquema conceptual de la arquitectura de la máquina. En este esquema se identifican los sistemas mencionados anteriormente, así como la disposición de ellos.

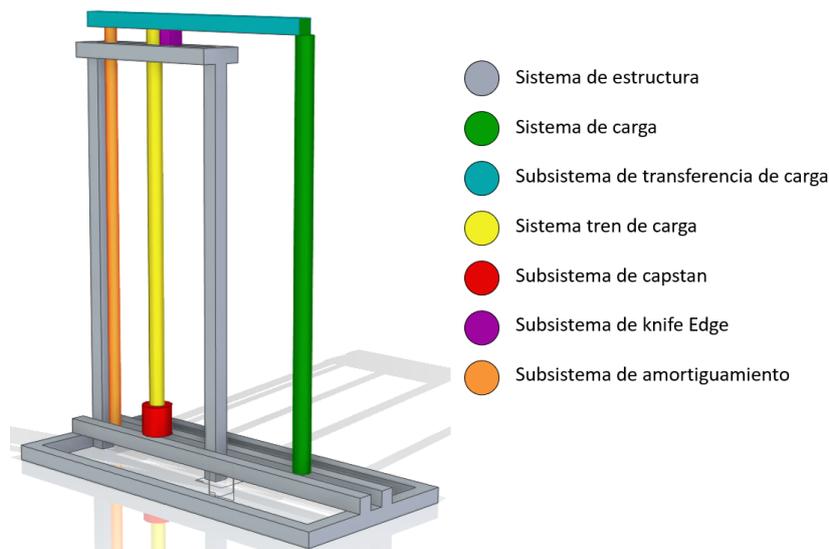


Figura 2.5: Esquema conceptual de la arquitectura de la máquina.

Capítulo 3

Dimensionamiento de la estructura principal

“You can’t imagine that i’m a machine”

— Mauro Ezequiel Lombardo

En este capítulo se detallan los procedimientos y análisis realizados a la hora de efectuar el diseño, dimensionamiento y posterior verificación del *sistema de estructura* de la máquina de ensayos de creep-fatiga. Este diseño consiste en un par de columnas unidas en la parte superior por dos travesaños. En la región inferior se encuentra la viga de base, que vincula las columnas y da espacio a demás sistemas, como se muestra en la Figura 3.1. Por debajo del conjunto mostrado en esta imagen se encuentra la base, que brinda estabilidad al sistema.

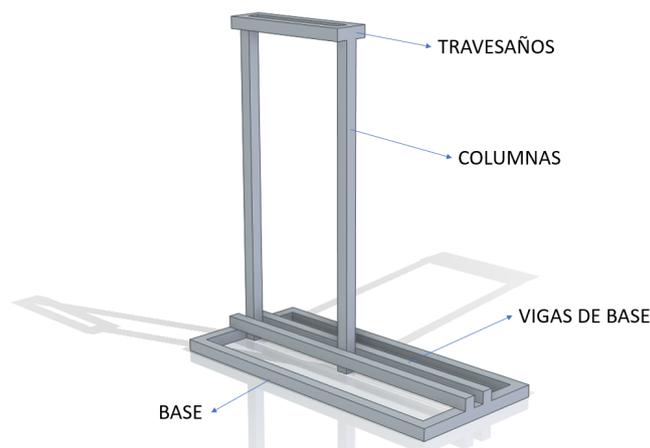


Figura 3.1: Esquema de los componentes principales de la estructura.

Inicialmente se hará un análisis de los requerimientos dimensionales de la máquina. Posteriormente se abordará el proceso de diseño subdividiendo el sistema en cada uno de los componentes que conforman la estructura, es decir, se analizará por separado el diseño de las columnas, el travesaño, los soportes de carga y la base.

3.1. Cálculo térmico para el tren de carga y dimensiones generales

En primera instancia se realizó un cálculo térmico para obtener información sobre las dimensiones mínimas que debe tener la máquina. Este cálculo se considera relevante, ya que en función de los resultados de este análisis se obtendrá una estimación inicial de la altura de la máquina. La limitación respecto de las dimensiones surge del hecho que en el centro del tren de carga se encuentra el horno de ensayos, componente que se encuentra a 800°C. Por otro lado, en los extremos del tren de carga se encuentra una celda de carga y rótulas, las cuales poseen valores máximos admisibles de temperatura. Como consecuencia, se debe garantizar que la temperatura en los extremos del tren de carga no supere estos valores provistos por los fabricantes. En la Figura 3.2 se muestra un esquema de la parte superior del horno en el tren de carga. Aquí se observa el horno, la barra correspondiente a los componentes del tren y en rojo un perfil cualitativo de la distribución de temperaturas en el tren de carga.

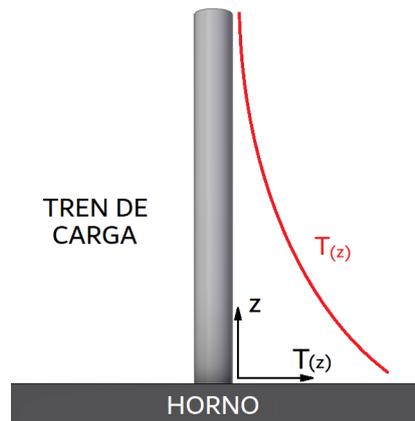


Figura 3.2: Esquema de la región superior del tren de carga, con un perfil cualitativo de temperaturas.

El modelo teórico de la evolución de la temperatura a lo largo del tren de carga se basa en el cálculo de *aletas* de transferencia de energía, siguiendo la bibliografía [9]. Este modelo permite analizar el perfil de temperaturas a lo largo de una pieza esbelta y es válido para el caso de $Bi \ll 1$, siendo $Bi = \frac{hl}{k}$, el número de Biot, que representa la relación entre la relevancia relativa del fenómeno de convección frente a la conducción dentro del material. El hecho de asumir que tiene valores pequeños permite suponer que el perfil de temperaturas en la sección de la pieza será uniforme y depende únicamente de la distancia de la sección a la base de la pieza. Bajo esta condición, la solución del perfil de temperatura en la dirección axial es de la forma:

$$T(x) = T_{amb} + (T_{base} - T_{amb}) \frac{\cosh(m(L-x))}{\cosh(mL)} \quad (3.1)$$

con una temperatura en el extremo:

$$T_{extremo} = T_{amb} + (T_{base} - T_{amb}) \frac{1}{\cosh(mL)}. \quad (3.2)$$

En esta expresión $m = \sqrt{\frac{hP}{kA}}$, donde h representa el coeficiente de convección del aire, P el perímetro, k la conductividad del material de la pieza y A el área transversal. Los parámetros de los materiales corresponden a una sección circular de acero de una pulgada de diámetro en contacto con el aire. Además se considera $T_{base} = 800^\circ C$ por ser el punto de temperatura constante correspondiente al encuentro con el horno y $T_{amb} = 30^\circ C$, correspondiente al aire alrededor de la máquina.

Para obtener la expresión del h se aproximó como $h \approx 15 \frac{W}{m^2K}$ [9]. Este valor aplica al caso de convección natural en una placa vertical plana por lo que, si bien no es caso de estudio, la influencia de la curvatura de la superficie es beneficiosa para la disipación de calor, por lo que el cálculo se considera conservativo y aceptable. Por último, se verifica que $Bi \approx 0,02$ considerando la conductividad del acero SAE 1010, por lo que la hipótesis inicial respecto del valor del Biot es válida.

Se obtuvo entonces que con una distancia entre el horno y los extremos de las varillas del tren de carga de aproximadamente 400 mm se evita el posible daño a los componentes por el calor generado por el horno.

Conociendo esta limitación respecto de la temperatura y estimando las dimensiones de demás componentes se suponen los siguientes valores:

- 2 x 400 mm varillas tren de carga.
- 358 mm horno tipo INSTRON 3117-200 [10].
- 100 mm celda de carga.
- 124 mm rótula de celda de carga.
- 100 mm capstan + unión con rótula.

Mediante esta estimación se obtiene una medida aproximada de la altura de la máquina de 1482 mm. Este valor será tomado como una referencia en el diseño de las columnas.

3.2. Cálculo de las columnas

En primer lugar, se realizó el dimensionamiento de las columnas, la cuales unen la viga de base con el travesaño y soportan la carga de la máquina. Éstas fueron calculadas a pandeo y dado que se encuentran a compresión no se realizaron análisis de fatiga.

En este procedimiento se analiza la carga máxima P_{crit} que puede tolerar la columna para los modos de pandeo, según la expresión:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{4 L^2} .$$

En esta expresión, L es la longitud de la columna, I el momento de inercia y E el módulo elástico del material. El término $\frac{\pi^2}{4}$ se obtiene de la solución de la ecuación diferencial que describe el pandeo de una columna empotrada en uno de los extremos y libre en el otro. Tomando la carga crítica como la carga a la que se encuentra solicitada la columna y proponiendo una longitud $L = 1500 \text{ mm}$ con base en los requerimientos de diseño se obtiene una inercia mínima que debe poseer cada una de las columnas. En particular, dado que la carga aplicada posee una excentricidad de 60 mm ya que el tren de carga se encuentra centrado y la articulación no, se dimensiona la columna más solicitada y se utiliza el mismo perfil para la otra. Se opta entonces por un par de columnas de perfiles **UPN 120**, que posee un alto de 120 mm , ancho de 55 mm , espesor de 9 mm e $I = 43,2 \text{ cm}^4$ por cada columna. Entonces, considerando una carga de diseño $P_{dis} = 60 \text{ kN}$ que contempla el peso de los componentes, y analizando la razón con la carga crítica, P_{crit} , se obtiene un coeficiente de seguridad $n \approx 2,75$.

3.3. Cálculo del travesaño

El travesaño es la pieza que une las dos columnas y sostiene el vínculo con el brazo de palanca, por lo que debe soportar a flexión la carga aplicada por el sistema de carga y el tren de carga. El modelo utilizado para el cálculo de este componente consiste en considerarlo unido a las columnas mediante vínculos simples a pesar de que en realidad se trata de uniones soldadas, lo cual brinda mayor rigidez al sistema. Esta suposición se considera válida, ya que brinda resultados conservativos. Como criterio de aceptación se considera un cálculo a vida infinita para la fatiga, con un posterior análisis de las deflexiones.

3.3.1. Dimensionamiento a fatiga del travesaño

Para el cálculo a fatiga de la estructura del travesaño se siguió el procedimiento explicado en el libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” [11].

Este procedimiento consta en primer lugar de definir una tensión de vida infinita a la fatiga S'_e que tolera el material en un ensayo rotativo. En este caso, por tratarse de un acero se obtiene como $S'_e = 0,5 S_{ut}$.

Luego, este factor debe ser modificado por factores asociados a las condiciones de trabajo y de la pieza, condiciones tales como material, manufactura, entorno y diseño. De esta forma, se identifican una serie de factores que cuantifican la influencia de estas condiciones en el resultado final, obteniendo una tensión real a vida infinita de la forma:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e .$$

Estos coeficientes se encuentran en la bibliografía [11] en función del caso particular de estudio y representan el efecto de los siguientes factores:

- k_a : factor de modificación por la condición superficial
- k_b : factor de modificación por el tamaño
- k_c : factor de modificación por la carga
- k_d : factor de modificación por la temperatura
- k_e : factor de confiabilidad

El factor de superficie k_a se calcula en función de la tensión de rotura S_{ut} en MPa, para un material laminado en caliente toma la forma $k_a = 57,7 S_{ut}^{-0,718}$.

El factor de tamaño k_b toma 1 para carga axial, pero en flexión toma una expresión en función del diámetro de la pieza, en este caso tiene $k_b = 1,51 d^{-0,157}$

En esta expresión, d se obtiene como un diámetro equivalente a partir del área que iguala el volumen de material sometido a esfuerzo igual o superior a 95 por ciento del esfuerzo máximo con el mismo volumen en la muestra de viga rotativa. Para un perfil normalizado UPN en el eje de mayor inercia se obtiene como $A_{0,95\sigma} = 0,05ab$, con a y b las dimensiones principales del mismo. Se obtuvo entonces $d = 70,803 \text{ mm}$ y $k_b = 0,774$.

El factor k_c depende del tipo de carga aplicada, en este caso por tratarse de flexión, se tiene $k_c = 1$.

El factor de temperatura k_d considera las variaciones de la tensión de fluencia con la temperatura, en este caso, por el rango de temperatura en que trabajar estos componentes se toma $k_d = 1$.

Por último, se considera un factor de confiabilidad k_e , en este caso se diseña con una confiabilidad del 90%, por lo que se toma $k_e = 0,897$.

Una vez obtenido el S_e , se debe considerar que este dato corresponde a una ensayo en donde las cargas poseen un $R = -1$, es decir que las amplitudes de tensiones negativas son iguales a las positivas. Dado que en este caso la carga oscila entre 0 y un valor máximo, se debe utilizar la relación de Goodman [11] para obtener un equivalente de amplitud para el caso $R = -1$. Esta ecuación plantea la siguiente relación:

$$\frac{S_a^{N_f}|_{S_m}}{S_a^{N_f}|_{S_m=0}} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 .$$

Con esta expresión se puede obtener el equivalente de amplitud de tensiones $S_a^{N_f}|_{S_m=0}$ a partir de la amplitud de tensiones $S_a^{N_f}|_{S_m}$, la tensión media de ciclado S_m y la tensión de rotura S_{ut} .

Por último, se proponen perfiles y se calcula el coeficiente de seguridad para vida infinita a la fatiga f_s como el cociente entre la tensión de vida infinita y las tensiones equivalentes de Goodman.

Considerando entonces las tensiones máximas a las que se puede encontrar sometido el componente, se opta por un par de perfiles UPN 80, que en conjunto poseen una inercia $J_x = 212 \text{ cm}^4$ y un módulo resistente $W_x = 53 \text{ cm}^3$, obteniendo entonces un coeficiente de seguridad a la fatiga $f_s \approx 1,2$.

3.3.2. Análisis de las deflexiones del travesaño

Para el caso de una viga empotrada-empotrada con una carga aplicada con una excentricidad se obtiene, a partir de la bibliografía [12], la siguiente expresión para la máxima deflexión en la viga:

$$v_{max} = \frac{-2P(l/2 - \epsilon)^2 (l/2 + \epsilon)^3}{12EI (l + \epsilon)^2}.$$

Utilizando esta expresión, se obtiene un máximo de deflexión del orden de $v_{max} \approx 0,13 \text{ mm}$, valor que se considera aceptable.

3.4. Dimensionamiento de la viga horizontal.

La viga horizontal o viga de base es la encargada de sostener el capstan y, por diseño, actúa como anclaje del sistema de carga. Este diseño permite desvincular la base de las cargas debidas al ensayo.

Este componente se diseñó de modo de encontrarse empotrado en los vínculos con las columnas principales mediante soldaduras y vinculado con el extremo opuesto. Dado que se trata de una viga hiperestática, se optó por dos modelos para calcularla y se eligió el más conservativo. El primero consiste en considerarla como dos vigas, una doblemente empotrada simétrica y otra empotrada-libre. El segundo consiste en considerarla como una viga isostática, reemplazando los empotramientos por vínculos dobles y simples y calculando los momentos para esta configuración. Estos casos se ilustran en el esquema de la Figura 3.3, indicando el caso real, el modelo de vigas y el modelo isostático, respectivamente.

A partir de comparar los resultados obtenidos y dimensionando a fatiga a partir de las tensiones máximas obtenidas, considerando $R=0$, se determinó que una opción viable es colocar dos perfiles **UPN 120**. Estos perfiles poseen un alto de 120 mm, ancho de 55 mm, espesor de 9 mm, $J_x = 364 \text{ cm}^4$, por lo que se obtiene un coeficiente de seguridad para vida infinita a la fatiga $f_s \approx 3$.

Además esta selección posee la ventaja de que, debido al formato de pedido de estos

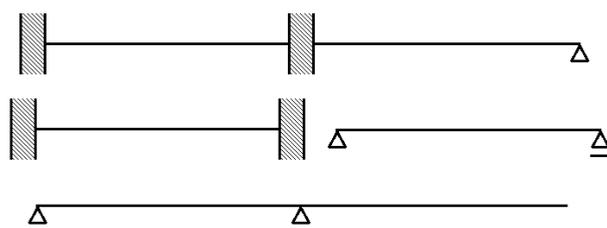


Figura 3.3: Esquemas de cálculo para la viga de base.

componentes, al tratarse de la misma denominación que los perfiles de las columnas se pueden solicitar en conjunto aprovechando al máximo el material y reduciendo la generación de residuos y los costos de fabricación.

3.4.1. Estudio de los esfuerzos de corte en las soldaduras.

Habiendo dimensionado las vigas de base, el travesaño y las columnas, se procedió a realizar un estudio de las tensiones sobre las soldaduras de unión entre ellas. El análisis en cuestión se realizó a partir de la bibliografía [11], en donde se estudian las uniones soldadas y los esfuerzos de corte en ellas.

Según la bibliografía, para el estudio de soldaduras a fatiga con $R = 0$, se consideran las tensiones de la siguiente manera:

$$\tau'_m = \tau'_a = \frac{K_{fs} F}{0,707hl}.$$

En esta expresión, F es la fuerza aplicada y h y l el ancho y largo de las soldaduras, respectivamente. Además el factor 0.707 corresponde a características geométricas de la soldadura de filete. El factor $K_{fs} = 1,5$ considera los concentradores de tensiones de la soldadura.

En la Figura 3.4 se esquematiza la estructura con sus componentes y las soldaduras (en rojo) que se encuentran sometidas al corte debido al ensayo.

Para la verificación, se deben comparar las tensiones con la tensión de vida infinita, la cual se calcula a partir de la expresión $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_{ut} = 132,6 MPa$, de igual modo que para el travesaño.

En esta expresión, cada uno de los coeficientes afectan a la soldadura de una manera distinta, y se puede consultar su significado en la bibliografía mencionada anteriormente. En este caso, se considera que $K_a = 0,78$, $K_b = 1$, $K_c = 0,85$, $K_d = 1$, $K_e = 1$ y $K_f = 1$ y un electrodo clase E60xx cuya resistencia es de $427 MPa$. Este material posee las mismas propiedades que el acero estructural utilizado en el material de base, lo cual permite verificar la soldadura para ambos.

La soldadura entre las columnas y la viga horizontal deben resistir un total de

60 kN. Esta carga de manera no simétrica en las columnas, por lo que se verifica el caso más desfavorable y se adopta el mismo tipo de cordón para el otro. El caso desfavorable corresponde a una reacción de 36 kN, que se distribuye en 4 cordones de soldadura, por lo que se tiene una fuerza $F_a = 9000 \text{ N}$ en cada cordón de 6 mm de ancho y 55 mm de largo cada uno. Se obtiene entonces una tensión de corte $\tau'_m = \tau'_a \approx 60 \text{ MPa}$.

Finalmente, se utiliza el criterio de falla por fatiga por esfuerzos cortantes de Gerber para obtener el coeficiente de seguridad n_f , obteniendo la expresión:

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0,67S_{ut}}{\tau_m} \right)^2 \frac{\tau_a}{S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\tau_m S_{se}}{0,67S_{ut}\tau_a} \right)^2} \right] = 1,84 .$$

Con esto se verifica entonces la soldadura de la base y la columna, ya que $n_f > 1$.

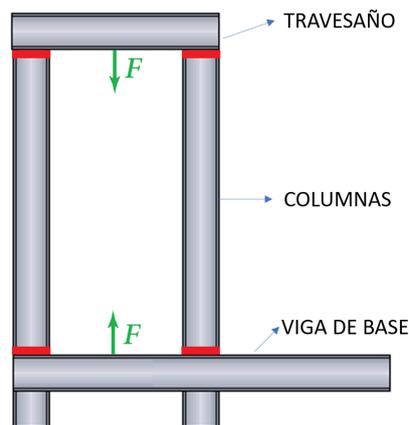


Figura 3.4: Análisis geométrico de las soldaduras al corte.

3.5. Dimensionamiento de la base

En principio, la base de la estructura no soporta las cargas generadas a partir de los ensayos, ya que esas son soportadas por las columnas, la viga de base y el travesaño. Es por esto que a la hora de dimensionar este componente se analizaron las sollicitaciones bajo las que se encuentra debido al peso propio de los componentes y a cargas excéntricas que generen momentos en los vínculos.

Dado el tipo de sollicitación de este componente, a partir de un análisis estático se optó por una base realizada con caños estructurales de 40x80 mm, con espesor de paredes de 1.6 mm.

3.5.1. Estudio de los esfuerzos de torsión en las soldaduras columna-base.

Para el estudio de soldaduras a torsión, las tensiones se deben al corte producido por la fuerza aplicada τ' y al corte debido al momento τ'' . Las expresiones de estas componentes son:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad , \quad \tau'' = \frac{Mr}{J} .$$

En estas expresiones, V representa la fuerza cortante, M el momento, r la distancia del centroide de las soldaduras al punto de interés y J el segundo momento de inercia polar respecto del centroide. En la Figura 3.5 se esquematiza la vista lateral de la máquina, con las vigas principales, la base, las soldaduras (en rojo) sometidas a torsión y una fuerza F excéntrica.

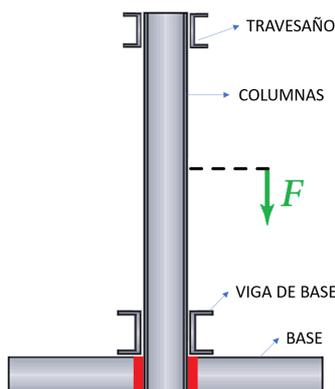


Figura 3.5: Esquema de las soldaduras (en rojo) sometidas a torsión. [11]

La verificación para la unión entre las columnas y la base se realiza considerando una carga F de 500 N con una excentricidad de 250 mm montada sobre las columnas, la cual modela un horno de aproximadamente 50 kg en un contexto de montaje de la muestra, en donde el horno se monta sobre las columnas y por fuera del marco de la máquina. Es importante destacar que las cargas en este caso se introducen para garantizar la estabilidad de la estructura y no a los ciclos de carga de los ensayos, por lo que no se considera que sea necesario dimensionar a fatiga.

Una vez realizada la verificación, se obtiene que con una soldadura bajo norma ISO 2553 [13] de 80 mm de longitud y 1,5 mm de ancho el coeficiente de seguridad es $n > 1$, por lo que se considera que la soldadura es segura. Es importante mencionar que el espesor del cordón se asocia al espesor del perfil seleccionado, que al ser de 1,6 mm, limita el valor máximo que este primero puede tener.

Diseño final del sistema de estructura

El diseño final se muestra en la Figura 3.6, donde se puede observar la estructura completa, con las columnas, la viga de base, el travesaño y la base.



Figura 3.6: Sistema de estructura de la máquina.

Habiendo realizado el diseño de la estructura, se procede a realizar el diseño del sistema de carga, componente que se encontrará en el lateral derecho de la estructura y tendrá la función principal de generar la carga que será transmitida finalmente a la muestra.

Capítulo 4

Diseño del sistema de carga

*“Mi motorcito
es mi motorcito”*
— Emiliano Martinez

En este capítulo se lleva a cabo el diseño y posterior dimensionamiento y verificación del *sistema de carga* de la máquina de ensayos. Este sistema se muestra esquemáticamente en la Figura 4.1. Se trata de un sistema activo que a partir de la acción de un motor, a través de una transmisión, un tornillo de bolas recirculantes y un resorte transforma un movimiento rotacional en una fuerza. Esta fuerza en cuestión se transmitirá a la muestra a través de un brazo de palanca con una amplificación de 1:10.

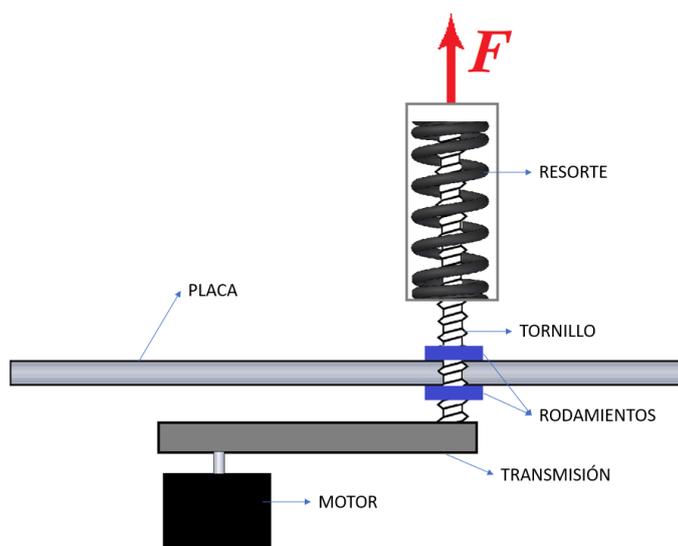


Figura 4.1: Esquema conceptual del sistema de carga.

Los componentes principales de este sistema son la placa de montaje, que debe soportar la carga axial generada; el motor, la reducción por poleas, los rodamientos con sus respectivos alojamientos; el tornillo de bolas recirculantes; el resorte de compresión

y el recubrimiento. Los procedimientos de diseño, cálculo y dimensionamiento serán detallados a continuación.

4.1. Selección del husillo de bolas recirculantes

Este componente tiene el fin de transformar el movimiento rotacional del motor en un movimiento lineal. Al momento de la selección se consideró la posibilidad de utilizar un tornillo de potencia tipo ACME, pero el coeficiente de rozamiento μ acero-acero provoca un aumento del torque necesario en el motor además de perturbaciones en el control debidas a la variación entre el coeficiente estático y dinámico. Como consecuencia, se optó por utilizar un husillo de bolas recirculantes, los cuales poseen un coeficiente de rozamiento un orden de magnitud menor que los anteriores. Para dimensionar los componentes se utiliza el método de selección del tornillo siguiendo el catálogo del fabricante THK [14]. Este utiliza el cálculo estático en el que la razón entre la resistencia estática y la carga aplicada da como resultado el coeficiente de seguridad:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}.$$

Se optó entonces por un tornillo y tuerca de bolas recirculantes de diámetro 16 mm modelo SFUR-1605-3. Este posee un paso de 5 mm, tres líneas de bolas y una resistencia a carga estática $C_{0a} = 1143 \text{ kgf} \equiv 11209 \text{ N}$. Considerando que $P_0 = 5000 \text{ N}$ en el sistema de carga se obtiene un coeficiente de seguridad $f_s = 2,2418$.

Al estudiar las sollicitaciones del tornillo a tracción, la bibliografía indica que se debe verificar que la tensión admisible multiplicada por el área sea mayor que la carga de tracción admisible P , es decir:

$$P > \sigma \frac{\pi}{4} d_r^2.$$

En esta expresión, $\sigma = 147 \text{ MPa}$ según la bibliografía y representa la tensión admisible. d_r representa el diámetro de raíz, aproximado de manera conservativa como el diámetro nominal menos el de una bola. Con este procedimiento se obtiene una razón entre la carga admisible máxima y la carga de diseño $n = 3,79$, lo cual se considera aceptable.

4.1.1. Análisis de vida útil

Debido a la naturaleza del contacto entre las bolas y las ranuras del tornillo, se debe considerar la vida útil del mismo. Esta se calcula como el número de revoluciones que el tornillo puede realizar antes de que se produzca el descascarado de la superficie. Para estimar este número de revoluciones se utiliza la siguiente expresión:

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w F_a} \right) \times 10^6$$

En esta expresión L representa la vida útil en revoluciones, C_a representa la capacidad de carga dinámica, f_w representa un factor de carga que depende de la aplicación y F_a representa la carga axial. Considerando que $C_a = 6,53 \text{ kN}$, $f_w = 1,5$ y $F_a = 5 \text{ kN}$, se obtiene una vida útil de $L = 870000$ revoluciones. Este valor es superior a la cantidad de revoluciones que se espera que realice el tornillo durante su vida útil, por lo que se considera aceptable.

4.2. Selección de la correa sincrónica de transmisión

La transmisión por correas sincrónicas del sistema de carga transmite la potencia del motor al tornillo de bolas. Se diseñó con una reducción de 1:3 en función de los demás componentes con el objetivo de reducir el torque necesario en el motor, permitiendo utilizar componentes más económicos.

En primer lugar se calculó el torque en la polea a partir de la carga normal de 5000 N transmitida por el tornillo. La fuerza ejercida se obtiene como:

$$F = P \frac{\mu \cdot \cos\lambda + \sin\lambda}{\cos\lambda - \mu \cdot \sin\lambda}$$

en donde P es la carga vertical, μ representa el coeficiente de rozamiento y λ representa el ángulo de inclinación del hilo. Se considera que el coeficiente de rozamiento es de 0.003 según [14] y el ángulo de inclinación se obtiene como:

$$\lambda = \arctg \left(\frac{L}{\pi d_p} \right)$$

en esta expresión L representa el avance del tornillo y d_p el diámetro primitivo. Luego, se obtiene el torque como:

$$\tau_s = \frac{1}{\eta} P \frac{d_p \mu \cdot \cos\lambda + \sin\lambda}{2 \cos\lambda - \mu \cdot \sin\lambda}$$

siendo d_p el diámetro primitivo del tornillo de potencia. Se considera además un rendimiento de los rodamientos $\eta = 0,85$, que contempla el torque debido a rozamiento que puedan generar. Conociendo el torque en la polea, se opta por una reducción por poleas del tipo 5-M-15 reforzadas. Esta configuración posee una polea conductora de acero de 20 dientes y una polea conducida de aluminio de 60 dientes. La correa posee 5 mm de paso y 15 mm de ancho.

4.2.1. Dimensionamiento de la chaveta

La chaveta es un elemento de unión entre el eje y la polea que permite transmitir el torque entre ambos. Se dimensiona según el torque máximo transmitido, verificando a fatiga, aplastamiento y corte máximo de la misma. Se opta por una chaveta DIN 6885 A de acero 1010, de modo que en caso de sobrecargas actúe como componente de falla.

En función del diámetro se propone una chaveta de ancho $b = 4 \text{ mm}$, alto $h = 4 \text{ mm}$ y longitud $l = 15 \text{ mm}$. Luego, se tiene un torque $\tau = 4,5 \text{ Nm}$, que con un diámetro de 12 mm en el eje da como resultado una fuerza máxima $F_{max} = 750 \text{ N}$. Dado que el cálculo se realiza para fatiga con $R = 0$, se tiene una fuerza media igual a una fuerza alternante $F_m = F_a = 375 \text{ N}$.

Se calculan los torques medio y alternante como:

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_s} \quad ; \quad \tau_a = \frac{F_a}{A_s} .$$

En esta expresión, A_s representa el área de la sección transversal de la chaveta. Aplicando el criterio de las tensiones equivalentes se calcula los esfuerzos medio y alternante como:

$$\sigma_m = \sqrt{3\tau_m^2} \quad ; \quad \sigma_a = \sqrt{3\tau_a^2} .$$

Finalmente, se calcula el coeficiente de seguridad utilizando el criterio de Goodman y utilizando los valores de tensión de rotura S_{ut} y tensión de vida infinita a la fatiga S_e como:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = 9,03 .$$

Este valor indica que la chaveta es adecuada para el torque transmitido.

Luego se debe verificar la misma al aplastamiento. Para esto se calcula la presión de contacto como:

$$\sigma_x = \frac{F_{max}}{(l - b) h/2} .$$

Con esta expresión se obtiene una tensión $\sigma_x \approx 35 \text{ MPa}$, con un consecuente factor de seguridad $n \approx 5$, el cual se considera aceptable.

Finalmente se verifica la tensión al corte máximo de la chaveta como:

$$\tau_{max} = \frac{F_{max}}{A_s} = 31,82 \text{ MPa} .$$

Este valor se encuentra por debajo de la tensión de corte admisible del material, por lo que se considera aceptable.

4.3. Cálculo del resorte

El resorte es el componente que a partir de una deformación impuesta por el tornillo de bolas recirculantes, genera la fuerza necesaria para la aplicación de la carga. Éste debe ser capaz de soportar una carga máxima de 5000 N y poseer una constante elástica k tal que permita el seguimiento de referencia y cumpla con la resolución mínima de variación de la carga.

Se estudia el comportamiento de los resortes de acuerdo al enfoque clásico de la bibliografía [11]. Se analiza un modelo de resorte helicoidal de sección circular, con un diámetro de alambre d y un diámetro medio D , y se opta por este tipo de resortes a la hora de buscar opciones comerciales. Se supone que el resorte se encuentra sometido a una carga axial F , obteniendo la siguiente expresión para el esfuerzo cortante máximo en el alambre:

$$\tau_{max} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}.$$

Se define el índice del resorte $C = \frac{D}{d}$. Una recomendación de diseño es ubicar este valor entre 4 y 12. Con este valor se llega a la expresión:

$$\tau_{max} = K_s \frac{8CF}{\pi d^2} \quad , \quad K_s = 1 + \frac{1}{2C}$$

K_s representa un factor de corrección del esfuerzo cortante. Esto permite realizar una primera aproximación del diámetro mínimo del alambre con el cual se debe realizar el resorte de modo que no falle al aplicar una carga máxima de, en este caso, 5 kN.

En los resortes a compresión se debe verificar además la estabilidad de los mismos, esto es, verificar que no se produzca el pandeo. Se presenta entonces la condición de estabilidad absoluta como:

$$L_0 < \frac{\pi D}{\alpha} \left[\frac{2(E - G)}{2G + E} \right]^{\frac{1}{2}}.$$

En esta expresión, α depende de las características de los extremos del resorte. Para los aceros, esta ecuación se reduce a:

$$L_0 < 2,63 \frac{D}{\alpha}.$$

Por último, el parámetro que define el comportamiento del resorte, conocido como la constante del resorte k se puede obtener mediante el teorema de Castigliano [11]. Este teorema plantea que, siendo que la energía total de deformación de un resorte helicoidal está formada por una componente de torsión y una de cortante, la energía de deformación es:

$$U = \frac{4F^2 D^3 N}{d^4 G} + \frac{2F^2 D N}{d^2 G} .$$

Se puede calcular entonces la deformación como:

$$y = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{8FD^3 N}{d^4 G} + \frac{4FDN}{d^2 G} .$$

Reordenando los términos, descartando los términos en C de orden cuadrático y considerando que $k = F/y$, se llega a que:

$$k \doteq \frac{d^4 G}{8D^3 N} .$$

A partir de las consideraciones y cálculos realizados, junto con las ofertas de resortes comerciales disponibles, se seleccionó un resorte de 76 mm de diámetro medio, 12 mm de diámetro de alambre y 5 espiras. Este resorte posee un $C = 6,33$ y un $K_{s-teorico} = 93 \text{ N/mm}$. Este resorte cuenta con extremos cuadrados y esmerilados.

Una vez adquirido este resorte, se procedió a realizar un ensayo de compresión del mismo utilizando la máquina de ensayos Instron 5567, con una velocidad de deformación de 1 mm/min.

Los resultados se muestran en la figura 4.2

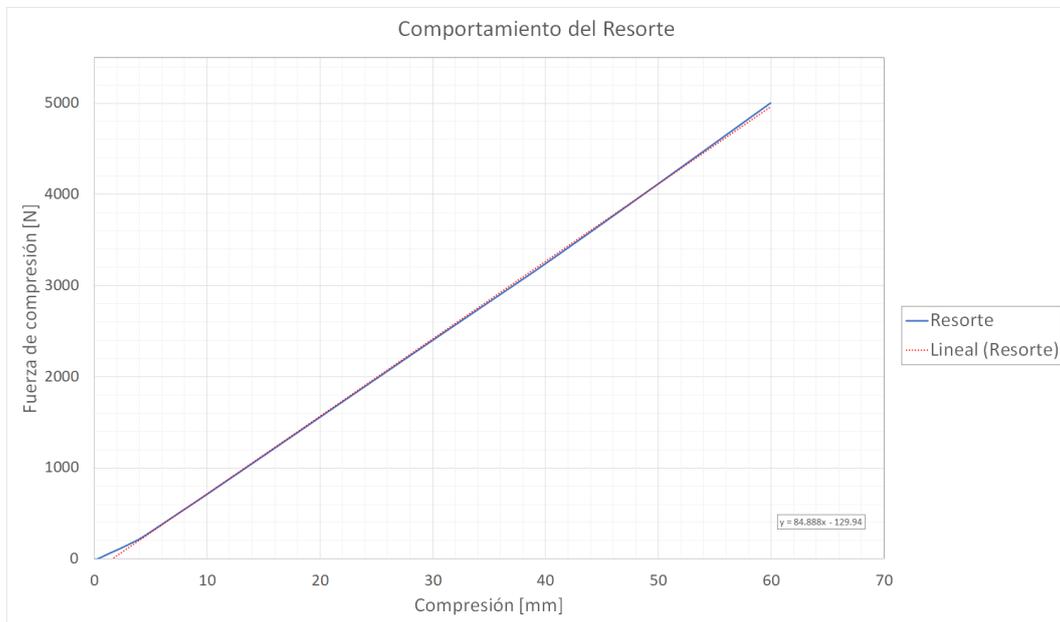


Figura 4.2: Curva experimental que describe el comportamiento del resorte.

Se puede observar que se obtiene una constante elástica de $k_s = 84,89 \text{ N/mm}$. Este resultado difiere en un 8 % del valor teórico calculado, lo cual se asocia a aspectos técnicos de la fabricación como las dimensiones reales o el número de espiras efectivo del mismo. Si bien es una diferencia cercana al 10 %, esta no generaría inconvenientes en términos del seguimiento de referencia, por lo que se considera aceptable.

4.4. Selección del motor

El motor es el componente activo del sistema de carga, ya que genera la potencia necesaria para deformar la probeta. A la hora de seleccionarlo, se tuvieron en cuenta los siguientes criterios:

- El momento de mayor sollicitación del mismo se da en la primera etapa del Creep, en la cual se alcanza la carga del ensayo y las velocidades de deformación tienen un máximo. Esto implica la necesidad de mantener un torque alto para mantener el ciclo de carga y una velocidad elevada para contrarrestar la relajación del sistema debida a la fluencia en el estado de creep.
- Según la norma ASTM E 139 [5], se admite una variación de carga de 1 % respecto del valor máximo. Esto implica que el sistema debe tener una resolución de carga de 50 N para poder cumplir con la resolución mínima a partir de cargas de 5000 N en el sistema de carga, que se ven reflejadas como 50 kN en la muestra debido al brazo de palanca. Se propone para este requerimiento una resolución de 5 N en el sistema de carga, que permita realizar ensayos de carga máxima de 5kN en la muestra sin comprometer la resolución del ensayo. Considerando la cadena de componentes y que la resolución del motor stepper es de 2°, se tiene la siguiente relación:

$$\frac{2\pi[rad]}{200} \cdot \frac{1}{R []} \cdot \frac{l[mm]}{2\pi[rad]} \cdot k \left[\frac{N}{mm} \right] < 5N .$$

En esta expresión, R es la reducción en la polea, l el paso del tornillo y k la constante elástica del resorte. Esta relación permite conocer el rango de los parámetros involucrados para los cuales se cumple la resolución del sistema.

- Se debe considerar la relación de proporcionalidad entre la velocidad de giro y el incremento de la fuerza. Si consideramos la velocidad n en rpm, se tiene

$$\frac{\Delta F}{\Delta t} = n[rpm] \cdot \frac{1}{60} \left[\frac{min}{s} \right] \cdot l \left[\frac{mm}{rev} \right] \cdot \frac{1}{R} [] \cdot k \left[\frac{N}{mm} \right] .$$

Con esta expresión se obtiene una relación entre la velocidad de giro y la fuerza aplicada, sin considerar la deformación de la probeta.

Estos requerimientos de diseño tienen como consecuencia la aparición de cotas inferiores y superiores respecto de los parámetros de cada uno de los componentes, que deben ser tenidos en cuenta a la hora de seleccionarlos. Además, se debe considerar que un torque alto en el motor puede producir excesivos consumos de corriente y un incremento en los costos debido a la necesidad de utilizar componentes más robustos.

Por otro lado, reducir el torque aumentando la reducción conlleva el efecto negativo de perjudicar la velocidad del sistema de carga y consecuentemente el seguimiento de referencia.

Entonces, se considera un resorte con un $k \approx 85 \text{ N/mm}$, un tornillo de bolas recirculantes con un paso $l = 5\text{mm}$ y una reducción $R = 3$. Se obtiene que con un motor paso a paso Nema 23 de alto torque se llegan a cumplir los requerimientos, trabajando por debajo de las 330 rpm . Una vez seleccionado el motor, se verificó el seguimiento de referencia considerando la deformación de la probeta. Se consideró una probeta de 150 mm que experimenta una velocidad de deformación máxima de $1 \times 10^{-3} [1/s]$, lo cual implica un máximo de deformación de 0.15 mm/s reflejado como 1.5 mm/s en el sistema de carga. Se corroboró que en estas condiciones el motor posee el torque suficiente para el seguimiento de referencia.

Se verificó además el requerimiento de la tasa de variación de la carga respecto del tiempo. Se corroboró que para una variación de 500 N/s en el sistema de carga se tiene una velocidad de giro en el motor de aproximadamente 220 rpm , por lo que se considera que el motor soporta este estado de carga.

4.5. Selección de rodamientos

Al seleccionar los rodamientos del sistema de carga se analiza en primer lugar el tipo más apropiado según las condiciones de carga. Se considera que el rodamiento de soporte del tornillo debe ser capaz de soportar una carga axial de 6000 N que contempla la precarga del sistema de manera conservativa, con una carga radial despreciable. En primer lugar se analizó la posibilidad de colocar un rodamiento de empuje de modo que la precarga inferior debida a la polea y el resorte mantengan la precarga requerida, pero esto quita la posibilidad de soportar la carga radial debida a la polea. Se optó entonces por un rodamiento cónico colocado por debajo de la placa del sistema de carga, que soporte la totalidad de la tensión generada.

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} .$$

El procedimiento indica que para dimensionamiento dinámico de rodamientos de rodillos se puede obtener la vida a la fatiga como:

$$L_{10} = 10^6 \text{ rev} \left(\frac{C_r}{P} \right)^{\frac{10}{3}}$$

Para los rodamientos de bolas, el factor de la potencia de $\frac{10}{3}$ se reemplaza por 3.

A la hora de seleccionar un rodamiento de este tipo sujeto a cargas axiales y radiales se considera una carga estática equivalente de la forma:

$$P = X F_r + Y F_{ax} .$$

Siendo P la carga dinámica equivalente para el dimensionamiento, F_r la carga radial y F_{ax} la carga axial. Los factores X e Y dependen de la configuración del rodamiento y se pueden consultar en el catálogo.

Por cuestiones de diseño en torno a la selección del tornillo, el eje es de 12 mm por lo que se opta por colocar el rodamiento sobre un buje de 12 mm de diámetro interior y 20 mm de diámetro exterior.

Se selecciona entonces un rodamiento serie 32004, cónico de rodillos el cual posee un $C_{0r} = 27400 N$ y $C_r = 24600 N$, que se encuentra muy por encima de los límites de seguridad. Según la expresión de la vida útil, se estima una vida útil mayor a 100×10^6 revoluciones, lo cual se considera aceptable.

Se considera además el diseño y selección de un rodamiento colocado por encima de la placa del sistema de carga, que soporte la precarga de los componentes que se encuentran por debajo y permita la rotación del sistema. Para este componente se utiliza un rodamiento de la serie 16001. Este rodamiento es uno de bolas de ranura profunda seleccionado en función del diámetro del eje en el cual se coloca. Se elige este tipo de rodamiento, ya que la carga que soporta es debida unicamente a la precarga del rodamiento cónico inferior, por lo que las solicitaciones bajo las que se encuentra son pequeñas respecto de las cargas admisibles de esta serie. En particular, suponiendo una precarga de 500 N, mayor a la de diseño, se obtiene una vida útil estimada mayor a 400×10^6 revoluciones, incluso mayor que la del rodamiento inferior.

El montaje final de estos rodamientos se muestra en la Figura 4.3, en donde se puede observar el rodamiento cónico inferior, el rodamiento de bolas superior y los respectivos alojamientos.

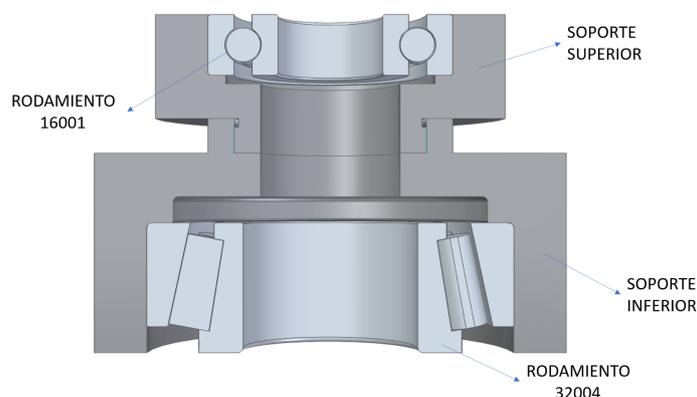


Figura 4.3: Esquema en corte del montaje de los rodamientos inferior y superior del sistema de carga.

4.6. Diseño de la placa del sistema de carga

En el montaje del sistema de carga, el componente que fija el motor y el eje del tornillo, además de fijar el sistema a la estructura es una placa de acero. Esta placa se encuentra sujeta a la estructura del banco de ensayos mediante 8 tornillos M10 clase 12.9 y cuenta con cuatro refuerzos nervados. Estos refuerzos, junto con el porta-rodamientos inferior se encuentran soldados a la placa. Además, los porta-rodamientos superior e inferior se encuentran roscados entre sí, de modo de asegurar la alineación entre los rodamientos.

La verificación de la estructura consistió en proponer un espesor de placa $e = 4,75 \text{ mm}$ y un espesor de los refuerzos $w = 9,5 \text{ mm}$ para luego realizar una verificación mediante el método de los elementos finitos utilizando el software CAST3M [15].

Para esto se consideró como hipótesis inicial que la distribución de tensiones es simétrica respecto del eje del tornillo en la zona más central, limitada por los cuatro tornillos más cercanos. Esta hipótesis permitió subdividir el dominio en una fracción tal como se muestra en la figura 4.4, quedando el nuevo dominio de la figura 4.5.

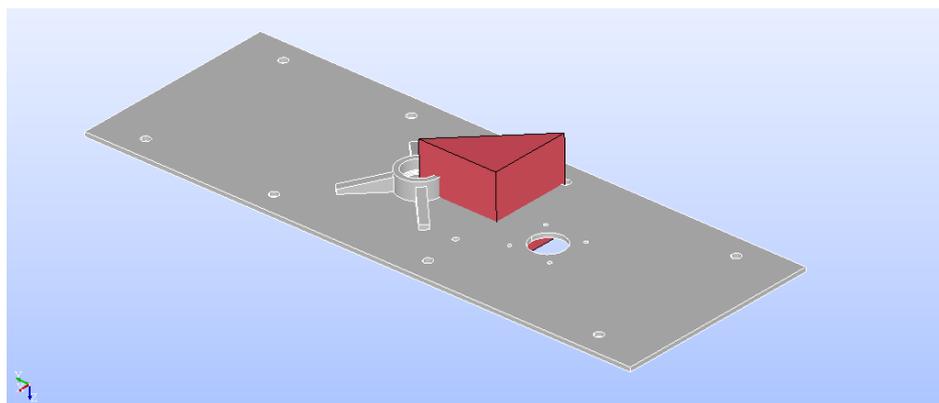


Figura 4.4: Esquema de la placa del sistema de carga. El dominio de estudio se encuentra en rojo.

Es necesario destacar que, si bien la placa no es simétrica respecto del eje de aplicación de la carga, a la hora de reducir el dominio se deja de considerar una porción de material que aumenta la rigidez de la misma, por lo que se considera que los resultados obtenidos son conservativos.

Sobre este nuevo dominio se plantearon como condiciones de borde la fijación del tornillo, condiciones de simetría sobre las caras en que se cortó la placa y la aplicación de la fracción de la carga total correspondiente al octavo de la placa. Además se definieron líneas de análisis en las cuales se obtuvieron los resultados de tensiones, ya que de esta manera se logra identificar los valores máximos de las mismas evitando inconvenientes debido a singularidades que puedan ocurrir en los concentradores de tensiones o en los bordes del dominio. El tamaño del mallado utilizado se fijó realizando tres cálculos sucesivos, reduciendo en forma proporcional el tamaño medio de los elementos

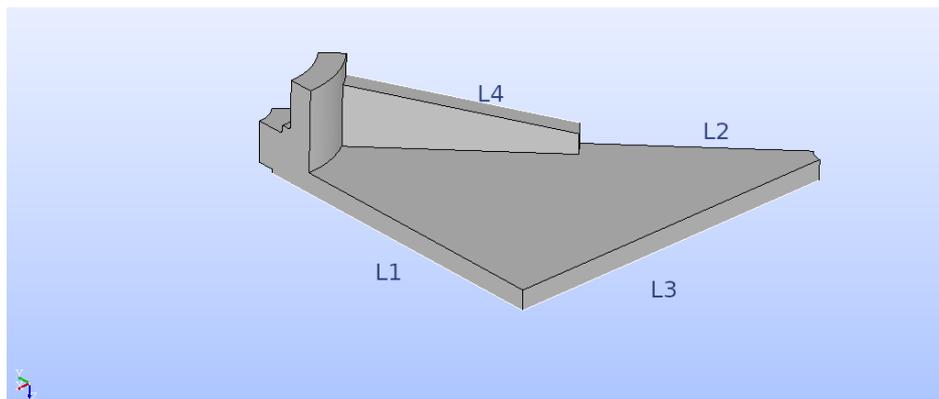


Figura 4.5: Esquema del dominio de análisis de la placa. Se indican además las líneas de análisis para las cuales se estudió la evolución de las tensiones.

utilizados y verificando un cambio máximo en las tensiones determinadas inferior al 5%.

Los resultados obtenidos se muestran en las figuras 4.6 y 4.7, indicando tensiones determinadas y deformaciones en la dirección z . En la primera, se utilizó el criterio de las tensiones equivalentes de Tresca, ya que el material del que se fabricará el componente es un acero dúctil (SAE 1010).

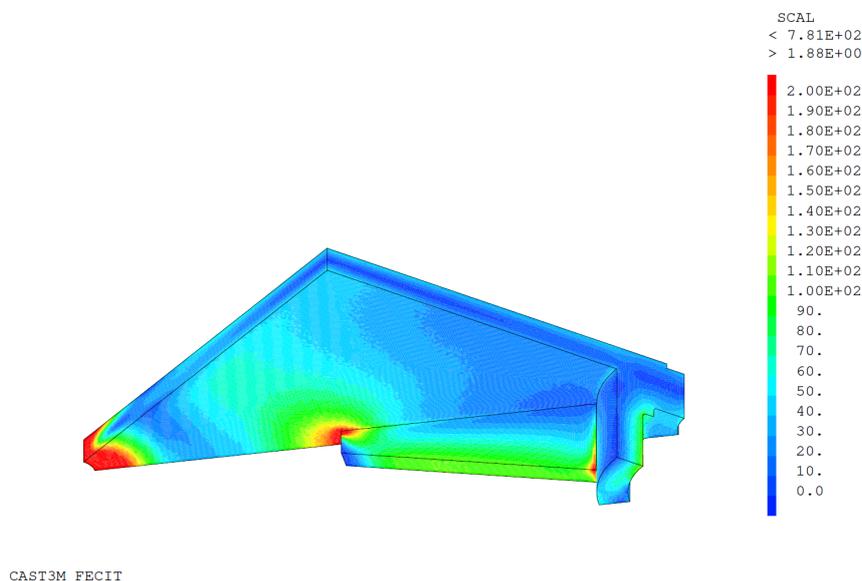


Figura 4.6: Gráfica de tensiones equivalentes de Tresca en MPa a lo largo del dominio de análisis.

Los resultados indican una tensión equivalente máxima $\sigma_{eq} \approx 150 MPa$ en la zona de unión entre el refuerzo y la placa, es decir en el concentrador. Este valor se encuentra por debajo del límite de fluencia del material, por lo que se considera que la placa no presenta problemas de resistencia en esta zona. Alejado de este punto las tensiones son mucho menores que la tensión de fluencia del material. Respecto de las deformaciones,

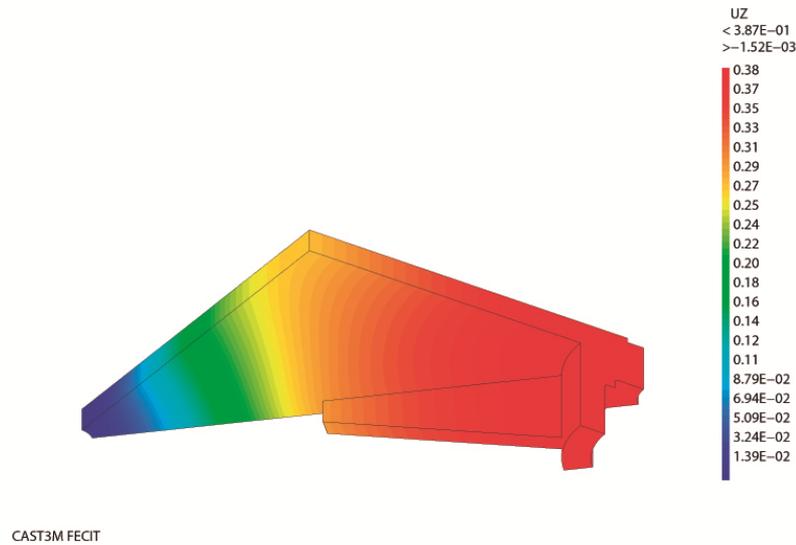


Figura 4.7: Gráfica de deformaciones en mm a lo largo del dominio de análisis.

se tiene un máximo de $0,38\text{ mm}$ en la zona del porta-rodamientos, es decir donde se aplica la carga vertical. Este valor se considera aceptable si se considera además el estado tensional del conjunto.

4.6.1. Estudio de las líneas de análisis

Se definieron cuatro líneas de análisis, en particular las que se muestran en la figura 4.5. Se optó por estas, ya que representan las tensiones en el refuerzo, por debajo del mismo y en líneas relevantes de la placa.

La evolución de las tensiones a lo largo de la línea se muestran en las figuras 4.8. A continuación se indican los análisis de cada una de las líneas de análisis.

- Línea 1: Se observa que las tensiones en esta línea fluctúan manteniéndose por debajo de los 51 MPa , por lo que la placa se encuentra menos solicitada en esta línea respecto de las demás. Se observan oscilaciones asociadas a errores numéricos en la convergencia del problema, que se consideraron irrelevantes por estar en zonas alejadas a las regiones más solicitadas.
- Línea 2: Esta línea se encuentra en la placa por debajo de la línea del refuerzo. En esta se observa, en la zona media, un máximo local asociado a la presencia de la unión entre el refuerzo y la placa, la cual actúa como concentrador. Luego, se observa en el extremo derecho un máximo global al cual se llega con una tendencia exponencial. Esto se debe a una singularidad en el extremo de la placa, por lo que estos valores se descartan a la hora de analizar el conjunto. Se considera para el análisis entonces el máximo local de la zona media, el cual es de $154,8\text{ MPa}$.

- Línea 3: En esta línea se observa, al igual que en el caso anterior, una divergencia exponencial debido a la condición de no desplazamiento en el tornillo. Se consideran entonces las tensiones de la región alejada de este punto, con tensiones de aproximadamente 70 MPa . Estas tensiones se consideran aceptables respecto del criterio de fluencia.
- Línea 4: En la línea superior del refuerzo se observa un máximo local de 110 MPa . Luego, se observa un máximo global asociado a singularidades en el modelo.

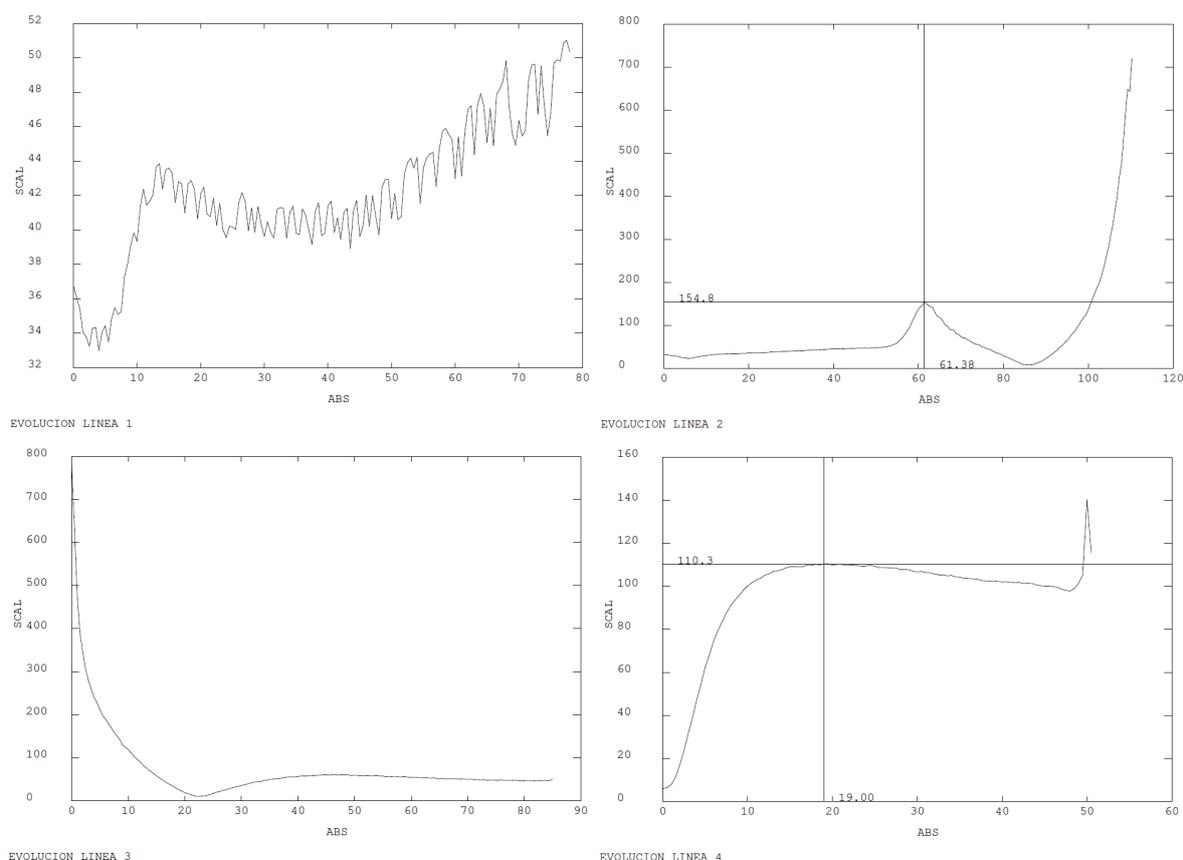


Figura 4.8: Gráfica de tensiones equivalentes de Tresca a lo largo de las líneas de análisis.

4.7. Diseño del soporte para el resorte

La interfaz entre la tuerca y el resorte se resolvió mediante una placa cilíndrica con un agujero pasante en el centro. Ésta se conecta mediante tornillos a la tuerca y mediante rozamiento al resorte, como se muestra esquemáticamente en la Figura 4.9.

Este componente es sometido a flexión debida a una carga aplicada con simetría de revolución, por lo que se dimensionó según el procedimiento mencionado en el análisis de tensiones en discos [16], tratando problemas de estas características. Este procedimiento indica que las tensiones máximas σ_{max} se obtienen según la ecuación:

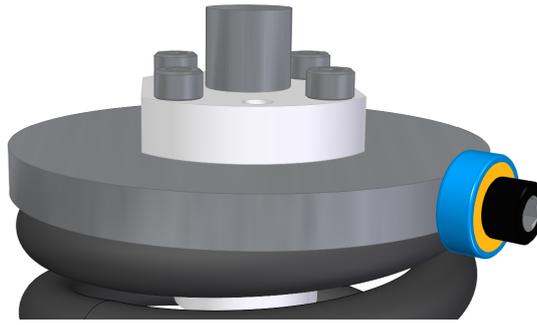


Figura 4.9: Esquema del disco que une la tuerca con el resorte, en azul y amarillo se muestra el rodamiento que actúa como guía lineal.

$$\sigma_{max} = k \frac{P}{h^2}.$$

En esta expresión, P es la carga aplicada de manera simétrica en los extremos, h es el espesor de la placa y k es un factor que depende de la relación entre los diámetros externo a e interno b de la placa. En este caso, $a = 90 \text{ mm}$ y $b = 28 \text{ mm}$, por lo que $k \approx 2,1$. Considerando una tensión máxima admisible de 140 MPa , se obtiene un espesor de placa $h = 9 \text{ mm}$.

4.8. Diseño del brazo de palanca

El brazo de palanca es el componente que vincula el sistema de carga con el tren de carga, con una geometría que permite una amplificación de 1:10, como se muestra en la Figura 4.10. Este componente se encuentra a flexión con un estado de cargas variables por lo que se debe verificar el estado tensional a fatiga.

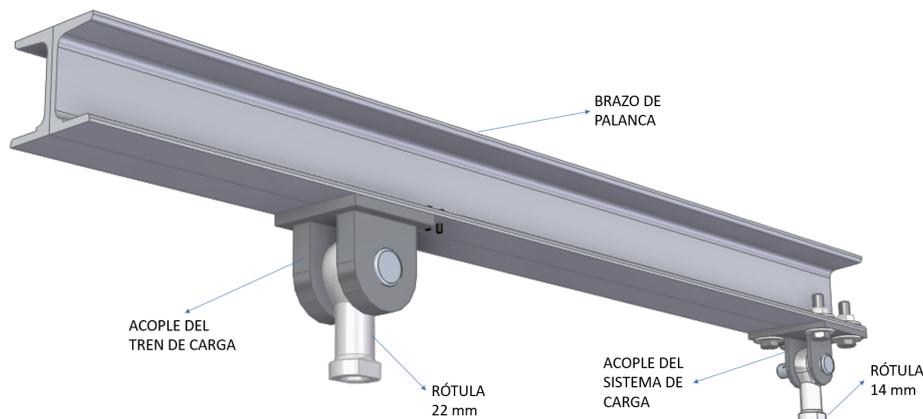


Figura 4.10: Esquema del brazo de palanca de la máquina de ensayos.

Para este componente se propone un conjunto de perfiles UPN 80 colocados de manera simétrica, con las almas en contacto y unidos por un cordón de soldadura de 4 mm en la parte superior e inferior. Si bien esta selección puede presentar aspectos

poco prácticos a la hora de la fabricación, se optó por este conjunto, ya que el diseño de la estructura se basa en la utilización de estos perfiles para el travesaño, por lo que se puede aprovechar la compra de estos perfiles para ambos componentes, optimizando el uso de los recursos disponibles.

Este componente se calculó con un procedimiento análogo al de la sección 3.3 considerando un estado tensional debido a cargas debidas al tren de carga, sistema de carga y el apoyo del brazo de palanca sobre el travesaño. De este modo, considerando un análisis de vida infinita a la fatiga, se obtiene un coeficiente de seguridad $f_s = 3,5$.

Este resultado muestra que se podría haber seleccionado un perfil de menor tamaño, sin embargo, se hace énfasis en la optimización de los recursos disponibles, además de conseguir una mayor rigidez del sistema.

4.8.1. Diseño de los acoples del brazo de palanca

Los acoples entre el brazo de palanca y los sistemas de carga y de tren de carga consisten en un vínculo articulado a tracción que permite la transmisión de la fuerza entre los sistemas. El diseño de ellos se basa en placas unidas al brazo de palanca, en el caso del vínculo con el sistema de carga esta se encuentra abulonada mediante cuatro tornillos M10 mientras que en el caso del vínculo con el tren de carga se encuentra unida mediante soldaduras dimensionadas a fatiga. Esta decisión se debe a la magnitud de las cargas en cada caso.

Estas placas se muestran en la Figura 4.10. Poseen un par de placas soldadas que forman una horquilla con dos orificios atravesados por pernos que en conjunto con rótulas actúan de articulación. En el caso del vínculo con el sistema de carga, estos orificios son de diámetro 14 mm, mientras que en el caso del vínculo con el tren de carga estos son de diámetro 22 mm. Esta selección se debe al estudio de las cargas estáticas admisibles de cada rótula y de la disponibilidad de las mismas en las instalaciones de la división Física de Metales.

Para el cálculo de estas horquillas se consideró el modelo presentado en el análisis de concentradores de tensiones [17], en donde se estudia el caso de una junta con un orificio y extremos redondeados mostrado en la Figura 4.11.

Las tensiones en este caso se calculan como:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} .$$

En esta expresión, σ_{max} es la tensión máxima en la placa y σ_{nom} es la tensión nominal en la placa, la cual se calcula en función del ancho H , espesor h , diámetro del orificio d y carga P como:

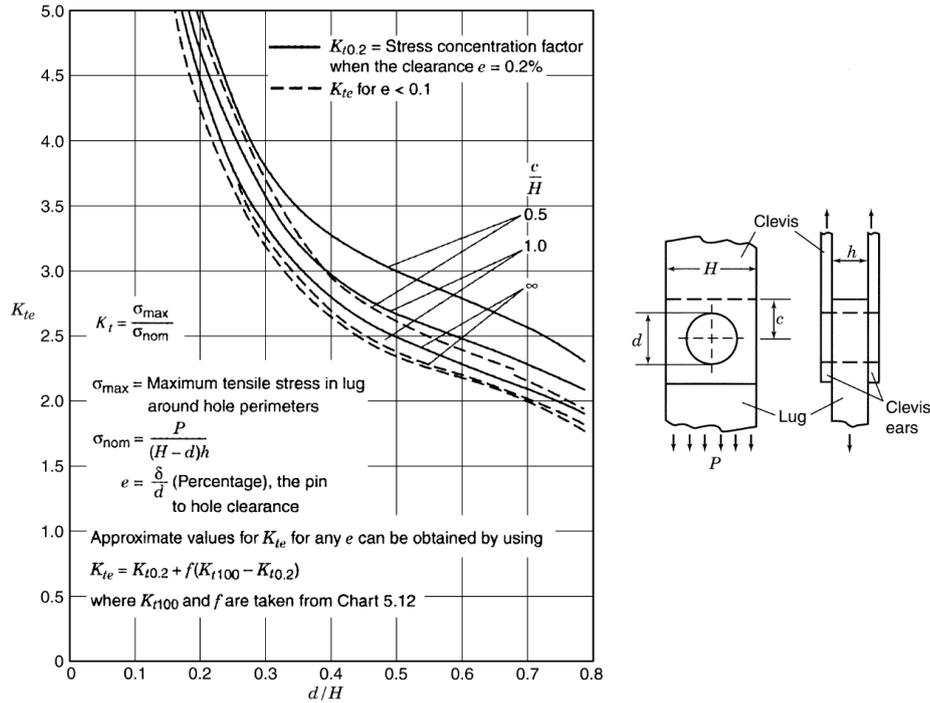


Figura 4.11: Estudio de los concentradores de tensiones para el caso de un orificio cercano a un extremo en una placa. [17]

$$\frac{P}{(H-d)h}$$

Se debe notar que esta expresión no contempla la concentración, pero sí el área real sujeta a la tensión, es decir, el área transversal de la placa luego de realizar el orificio en la misma.

Se consideró para el vínculo con el sistema de carga las siguientes dimensiones: $H = 40\text{ mm}$, $h = 4\text{ mm}$, $d = 14\text{ mm}$, $P = 5000\text{ N}$ y $c = 20\text{ mm}$. Con estos valores se obtuvo un concentrador $K_t = 3,5$ y, considerando la ley de Goodman para vida infinita a la fatiga se obtiene un coeficiente de seguridad $f_s \approx 1,12$. Para el vínculo con el tren de carga se consideraron las dimensiones: $H = 70\text{ mm}$, $h = 19,05\text{ mm}$, $d = 22\text{ mm}$, $P = 5000\text{ N}$ y $c = 20\text{ mm}$. Como resultado de estos parámetros se obtuvo un concentrador $K_t = 3,7$ y un coeficiente de seguridad $f_s \approx 1,14$. Estos resultados muestran que el diseño de estos componentes es adecuado para las cargas que se presentan en el sistema.

Posteriormente se verificaron los tornillos que vinculan la placa del sistema de carga con el brazo de palanca. Se propusieron tornillos M10 clase 12.9 y se siguió el procedimiento indicado en la bibliografía [11]. Utilizando un torque de apriete del 75 % de la resistencia de prueba, obteniendo los siguientes coeficientes de seguridad:

- Separación ≈ 40
- Tracción ≈ 1.5

- Fatiga ≈ 1.9
- Barrido ≈ 1.2
- Corte ≈ 1

Estos coeficientes indican que el diseño de los tornillos es adecuado para las cargas que se presentan en el sistema.

Por otro lado, se dimensionaron las soldaduras siguiendo el procedimiento de análisis a fatiga mencionado en la sección 3.3, en este caso multiplicando las tensiones por $\frac{1}{0,45}$ debido al tipo de junta y revisión de la misma. Se consideraron una soldadura de filete de 8 mm de espesor con una longitud mínima de 360 mm previendo soldar el perímetro de la placa de 90 x 90 mm. Con estos valores se obtiene un coeficiente de seguridad a la fatiga $n_f \approx 2$ utilizando electrodos clase E50xx el cual posee una resistencia similar al material de base, lo que permite verificar que este además cumplirá con los requerimientos de resistencia.

De un modo análogo se dimensionaron las soldaduras de la unión entre la horquilla y la placa de sujeción al brazo, en este caso se obtiene que con un filete de 6 mm de espesor y una longitud mínima de 360 mm se verifican los requerimientos de resistencia.

Diseño final del sistema de carga

El diseño final del sistema de carga se muestra en la Figura 4.12.



Figura 4.12: Esquema del diseño final del sistema de carga. El recubrimiento del resorte se muestra transparente para mostrar los componentes interiores.

Este sistema se monta sobre el lateral derecho de la máquina, como se muestra en la Figura 4.13, donde se muestra además en la parte superior el brazo de palanca. A continuación se realizará el diseño del sistema capstan, componente del tren de carga que soporta la carga y genera el movimiento descendente del mismo.

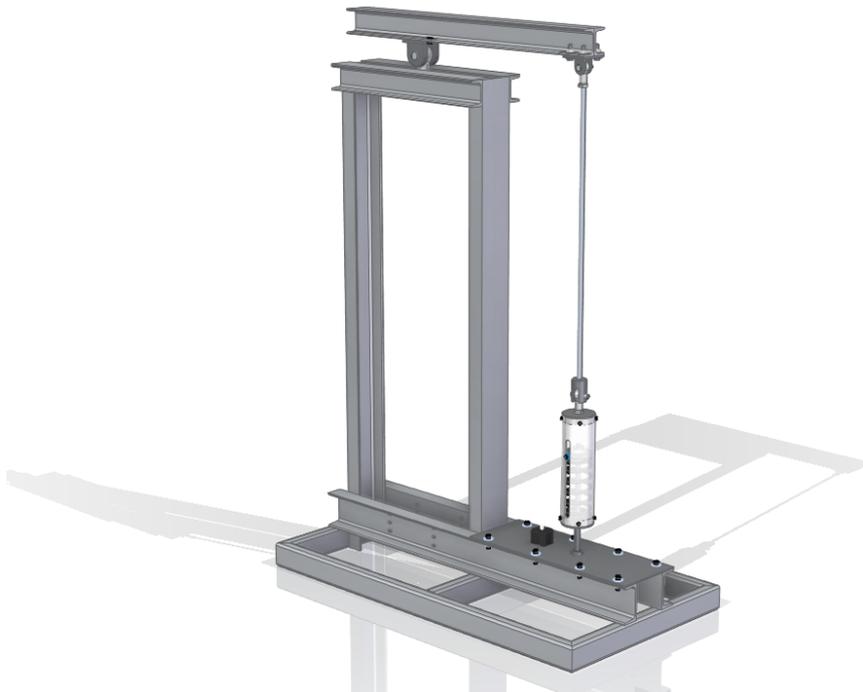


Figura 4.13: Esquema de la estructura principal junto con el sistema de carga.

Capítulo 5

Diseño del capstan

“Are you a pusher or are you a puller?”

I pull the weight towards me”

— Δ , 2014

En este capítulo se presenta el diseño del capstan. Se menciona el diseño conceptual del subsistema, explicando la elección de los componentes y los procedimientos de cálculo de los mismos.

Este componente, como se mencionó en el capítulo 2.3, cumple la función vincular la parte inferior del tren de carga con la estructura, realizando un movimiento descendente del mismo. De esta manera se evita una inclinación excesiva del brazo de palanca debida a las deformaciones de las muestras en los ensayos de creep.

5.1. Diseño conceptual inicial

El diseño conceptual planteado inicialmente se basó en la necesidad de un capstan robusto, que pueda soportar la carga máxima de 50 kN del tren de carga y los impactos resultantes de la rotura de la muestra.

Como parte del diseño del conjunto se consideró un máximo de recorrido del tornillo de 100 mm, ya que si se utiliza una muestra de 150 mm aproximadamente este recorrido admite un 60 % de deformación. Este valor es conservativo, teniendo en cuenta que por el tipo de ensayos a realizar, la rotura se produciría a deformaciones menores de la muestra que las que se alcanzarían en un ensayo de creep.

En la Figura 5.1 se observa un esquema conceptual con los componentes principales del capstan. Aquí se identifica en primer lugar un tornillo conectado al tren de carga mediante una articulación. Este componente transforma la rotación del motor en un movimiento lineal. Alrededor del tornillo, se ubica una tuerca sujeta a una transmisión y componentes de soporte que permiten el movimiento axial del mismo.

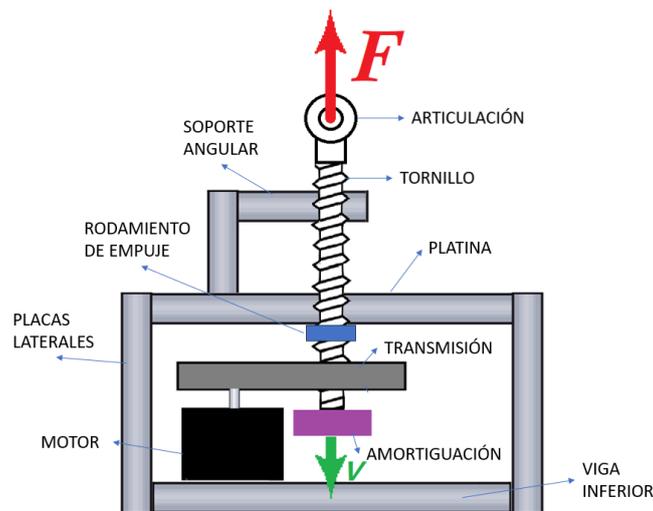


Figura 5.1: Esquema de los componentes del capstan.

Adicionalmente, se planteó la implementación de un sistema de amortiguación que tenga la capacidad de absorber parte de la energía liberada durante la fractura de la muestra. Para ello, se sugiere utilizar un componente polimérico. Este componente se encontraría por debajo de la transmisión.

El conjunto de componentes se encuentra sujeto mediante una viga inferior que, a través de un componente de ajuste, genere la precarga del sistema. Además, el conjunto se encuentra autocontenido en un conjunto de placas que sujetan la platina y transmiten la carga a la estructura de la máquina mediante tornillos.

Por encima se encuentra el brazo de soporte angular. Este componente soporta el momento generado por la fricción entre el tornillo y la tuerca evitando que se transmita a la muestra, además permite el movimiento axial.

5.2. Diseño y selección del tornillo

En primer lugar se propuso un tornillo de rosca ACME de diámetro $1\ 1/4''$, el cual resiste el estado tensional al que se encuentra sometido. El inconveniente de este tipo de componente surgió al analizar el torque que se le debe aplicar para realizar el giro, el cual depende del coeficiente de rozamiento entre la tuerca y el tornillo.

Esto, sumado a las cargas elevadas (50 kN) genera un torque significativo debido al rozamiento con las siguientes consecuencias negativas: la primera es que este aumento del torque implica la necesidad de un motor de mayor potencia. La segunda es que el torque de rozamiento estático puede generar perturbaciones externas que perjudican el control de carga.

Conociendo las desventajas de esta opción, se decidió rediseñar y optar por un husillo de bolas recirculantes. Estos componentes son más costosos, pero tienen la

virtud de poseer un coeficiente de rozamiento un orden de magnitud menor, lo cual permite reducir el torque de rozamiento y la influencia de los problemas mencionados anteriormente.

Siguiendo el procedimiento de dimensionamiento realizado para el tornillo del sistema de carga en la sección 4.1, se seleccionó un tornillo de bolas recirculantes de la serie SFU4010. Este componente posee un diámetro de 40 mm, un paso de 10 mm y una carga estática de aproximadamente 57 kN. Con esta selección y considerando un rendimiento de los rodamientos del 95 % se obtiene un torque de rozamiento en el tornillo $\tau \approx 90 Nm$, aproximadamente un 60 % del torque de rozamiento del tornillo ACME.

5.3. Selección del cojinete de empuje axial

El tornillo de bolas actúa en conjunto con una tuerca de bolas recirculantes que se debe sujetar contra la platina de carga, soportando la carga pero permitiendo la rotación. Para resolver este vínculo, se propone un cojinete de empuje axial de la serie 51114. Este componente se encuentra sobredimensionado respecto de la carga axial que debe soportar, pero se lo seleccionó debido al diámetro interno que, a través de un adaptador, se puede colocar dentro de la tuerca de bolas recirculantes reduciendo la altura total de conjunto. Por otro lado, este adaptador consiste en una pieza de acero maquinada que posee un fresado en la parte inferior el cual permite colocarlo sobre el de la tuerca del tornillo; de este modo, la misma se fija axial y angularmente. En la parte superior del rodamiento se coloca un adaptador que posee un fresado que lo fija axialmente sobre la platina de carga. El resultado se muestra en la Figura 5.2, en donde se indican los componentes y se pueden observar la interfaces.

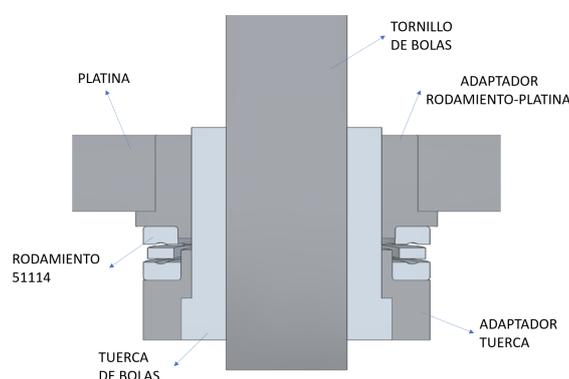


Figura 5.2: Esquema del rodamiento de empuje axial montado sobre la tuerca de bolas con sus adaptadores.

Si bien este conjunto se encuentra sobredimensionado respecto de las cargas presentes según diseño, puede ocurrir el fenómeno de falso Brinell. Este fenómeno consiste en la aparición de picado en las pistas asociado a las cargas fluctuantes, lo cual es

perjudicial para la ida útil del componente. Se recomienda entonces consultar con los proveedores acerca de como este fenómeno afecta al rodamiento para poder realizar una estimación apropiada de la vida útil del mismo.

5.4. Diseño del brazo de soporte angular

El diseño de este componente consistió en, como se mencionó anteriormente, la necesidad de bloquear el movimiento angular del tornillo. Para ello se propuso un brazo de aluminio fijado mediante una chaveta al tornillo, por encima de la sección en donde se encuentra la pista de bolas. Este brazo se muestra esquemáticamente en la Figura 5.3. Posee rodamientos lineales en sus extremos, los cuales se guían mediante un par de ejes de fijación axial roscados en la platina. De este modo, el brazo puede deslizarse axialmente, pero no rotar.

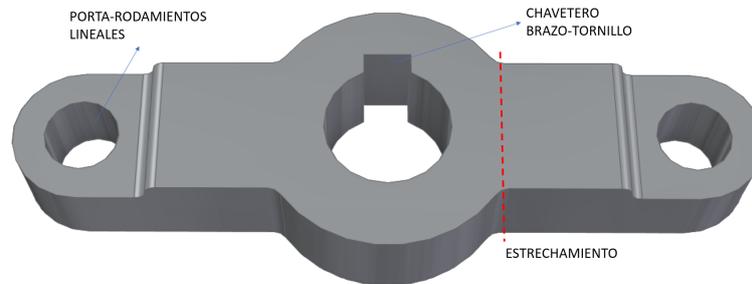


Figura 5.3: Esquema del brazo de soporte angular.

Los brazos se encuentran sometidos a flexión debida al torque de rozamiento del tornillo. Siendo $\tau \approx 90 \text{ Nm}$, se propuso un par de brazos de longitud $l = 77,5 \text{ mm}$ cada uno, obteniendo en cada extremo una fuerza:

$$F_{rot} = \frac{\tau}{2l} \approx 580 \text{ N} .$$

El factor 2 surge del hecho de contar con dos extremos que soporten la carga debido al torque. A partir de esta fuerza se propuso la utilización de rodamientos lineales de la línea LM12uu, los cuales se pueden fijar a los brazos mediante anillos de retención. Estos rodamientos poseen un diámetro interno de 12 mm, por lo que se seleccionó un par de ejes de fijación angular de ese diámetro. Estos ejes se verificaron en función de sus deflexiones máximas, considerando la carga mencionada en un extremo y un empotramiento en el otro, se obtiene la deflexión a partir de la expresión:

$$v_{max} = \frac{P L^3}{3 E I} .$$

Utilizando varillas de acero rectificadas con una longitud $L = 150 \text{ mm}$, se obtuvo una deflexión $v_{max} \approx 0,1 \text{ mm}$, lo cual es considerado aceptable.

Posteriormente se realizó la verificación de los brazos, estos se diseñaron en aluminio por su fácil maquinabilidad y poseen un ancho de 35 mm con una altura de 28 mm. Se dimensionaron según el momento generado en el estrechamiento, ya que en ese punto se tiene un concentrador y además se verificaron las tensiones normales en la sección en donde se encuentra la chaveta. Se obtuvo que este componente se encuentra sobredimensionado respecto de la carga que debe soportar, pero se consideró que son dimensiones necesarias para contener los rodamientos lineales y la chaveta.

Por último, se verificó la chaveta que fija angularmente el tornillo al brazo. Para ello se consideró una chaveta de 12x8x20 mm. Siguiendo el procedimiento mencionado en la sección 4.2.1 se obtuvo un coeficiente de seguridad $n_s \approx 5$ a la fatiga y un coeficiente $n_x \approx 4$ al aplastamiento, resultado considerado aceptable. Se verificó además que el corte máximo es $\tau_M \approx 20 MPa$, valor que se encuentra por debajo de la fluencia del material, por lo que se considera aceptable.

5.5. Diseño de la transmisión sin fin-corona

En el diseño de la transmisión del capstan se optó por una de tipo sin fin-corona, ya que de esta forma se puede asegurar la no-reversibilidad del sistema, evitando sobrecargas en el motor por tener que mantener un torque estático a lo largo de todo el ensayo. Estas transmisiones tienen una eficiencia relativamente baja comparada con otros tipos, pero dada la necesidad de asegurar el autobloqueo del capstan, se vuelve la opción más conveniente.

A la hora de realizar el cálculo de la transmisión se siguió el procedimiento presentado en la bibliografía [11].

Mediante este procedimiento se propuso en primer lugar un diámetro del tornillo sin fin d en función de la distancia entre los ejes. Se propuso además el valor de la reducción y la potencia del sistema, junto con la velocidad del tornillo sin fin.

En este caso se seleccionó un diámetro $d = 25 mm$, una reducción $R = 50$ y una potencia de 0.2 hp, obtenida a partir del producto entre la fuerza máxima aplicada y las velocidades de deformación máximas experimentadas por la muestra.

Se opta además por un ángulo de presión $\phi = 20^\circ$ y un módulo $M = 2,25 mm$.

Con estos valores se obtiene un diámetro primitivo de la corona $D = 112,5 mm$ y un paso diametral $P_d = 14,14 mm$.

Luego, a partir del procedimiento se verificó que la carga tangencial W^t que experimenta el diente fuera menor que la carga tangencial permisible W_{perm}^t . Esta última se calcula en función de parámetros dependientes de la geometría de la reducción y de coeficientes dependientes de los materiales, relación de transmisión y velocidad. En este caso, para una corona de bronce y un tornillo de acero se obtiene una carga tangencial

permisible $W_{perm}^t \approx 1300 \text{ kN}$ y una carga tangencial $W^t \approx 470 \text{ kN}$, por lo que se verificó la condición.

Posteriormente se verificó la condición de autobloqueo. Esta condición depende del coeficiente de fricción f que a su vez, según la norma AGMA [18], es función de la velocidad de deslizamiento relativa entre los componentes. Finalmente, la condición se define como:

$$0,99 = f \geq \cos\phi_n \tan\lambda = 0,084 ,$$

siendo ϕ_n el ángulo de presión normal y λ el ángulo de avance del tornillo obtenido a partir de la razón entre el avance y el perímetro primitivo del tornillo. Se verifica entonces la condición de autobloqueo, necesaria para asegurar la no-reversibilidad del sistema.

5.6. Diseño de la platina

La platina de carga es el componente que sujeta el sistema de capstan a la estructura y se encuentra a flexión debida a las cargas del ensayo.

Para el cálculo de este componente se consideró un modelo de placa con un orificio central y una carga con simetría de revolución, tal como el utilizado en la sección [16]. Éste se adapta a partir de la hipótesis de que la platina se sujeta a partir de un conjunto de tornillos dispuestos de manera aproximadamente diametral, por lo que las cargas se pueden considerar como simétricas respecto del eje del orificio central. En la Figura 5.4 se muestra el esquema de carga considerado. A la derecha el caso modelado en la bibliografía, a la izquierda el caso adaptado al sistema de capstan. En el caso de la platina la fuerza distribuida en rojo se debe a los vínculos mediante tornillos.

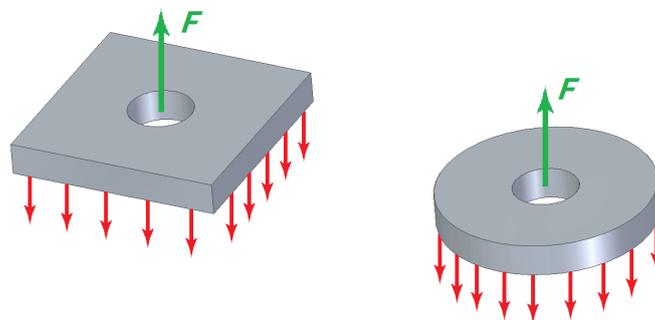


Figura 5.4: Esquema de la adaptación del modelo de cálculo. A la izquierda el caso adaptado al capstan, a la derecha el modelo presentado en la bibliografía.

Siguiendo el procedimiento, se considera un diámetro interno de 87 mm y uno externo de 200 mm . Con estos parámetros y considerando la restricción al giro del acople con las placas mediante tornillos, se obtiene un espesor $h \approx 16 \text{ mm}$. Dado

que se requiere un espesor mínimo para colocar los tornillos y que el modelo es una adaptación de uno de placa con simetría de revolución, se decidió tomar un espesor de $h = 25,4 \text{ mm}$, que además se encuentra disponible en el mercado.

5.6.1. Cálculo de los tornillos de la platina

Los tornillos de la platina son los que conectan este componente con las placas laterales del capstan. El diseño de la ubicación de estos tornillos se realizó de tal modo que estos trabajen bajo esfuerzos de corte, ya que resulta más conveniente en términos de estados tensionales.

Para la unión entre las placas frontal, trasera y laterales se proponen tornillos M10 clase 12.9, los siguientes coeficientes de seguridad:

- *Traccion* $\approx 1,5$
- *Fatiga* $\gg 1$
- *Barrido* $\approx 1,3$
- *Corte* ≈ 1

Se verificó además que la fuerza de rozamiento entre las placas atornilladas es mayor que las fuerzas externas, por lo que los tornillos no se encuentran sometidos a corte sino que se encuentran en estado de pre-carga.

5.7. Diseño de la arandela de amortiguación y la viga inferior del capstan

5.7.1. Diseño de la arandela de amortiguación

Por debajo de la transmisión se encuentra un rodamiento cónico junto con sus soportes, encargado de permitir la rotación del sistema y transmitir la precarga necesaria para que el rodamiento de empuje funcione de manera correcta. Luego se encuentra una arandela de amortiguación, realizada en caucho de $25,4 \text{ mm}$ y con un diámetro interno de 45 mm para permitir el paso del tornillo y un diámetro externo de 85 mm .

Se espera que este componente absorba parte de la energía liberada por la muestra al momento de la rotura, sin embargo, se recomienda como tarea a futuro realizar una correcta caracterización de este material y la reducción del impacto que este genera.

5.7.2. Diseño de la viga inferior del capstan

El conjunto de componentes del capstan mencionados hasta el momento se sujeta mediante la viga inferior del capstan, que consiste en una viga horizontal con un orificio

central de 60 mm por el que pasa una tuerca hueca que permite el paso del tornillo y el ajuste de la precarga del rodamiento de empuje.

Este componente se encontrará sometido a flexión debido a la carga asociada al impacto de la rotura de la muestra. Como estimación inicial se propuso un valor de carga de 2500 N , aunque se recomienda a futuro estimar el valor real de esta carga a partir de una correcta caracterización de la fuerza considerando la arandela de amortiguación y la influencia en la dinámica del dispositivo que pueda tener el sistema de amortiguación mencionado en el diseño conceptual.

Teniendo en consideración la influencia de los componentes de amortiguación mencionados y las limitaciones a la hora de caracterizar el impacto se decidió entonces dimensionar la viga para este valor mencionado. A partir de un análisis estático considerando un concentrador de tensiones en el orificio de la tuerca, según la bibliografía [17], se obtuvo un $K_{tg} = 6,75$ y un coeficiente de seguridad $n \approx 1,3$ para una viga de sección rectangular de ancho $b = 80 \text{ mm}$ y alto $h = 12,7 \text{ mm}$. Este resultado que se considera aceptable y además permite utilizar una viga de dimensiones estándar.

5.8. Verificación de las placas laterales a fatiga

Debido a las dimensiones finales de la transmisión del capstan, se encontró la necesidad de colocar los componentes del capstan por encima de las vigas de base y no entre ellas, modificación que fue contemplada en la altura de las columnas. Esto implica que las placas laterales del capstan deben diseñarse de modo que contengan el conjunto y además se puedan colocar entre las vigas de base para permitir la fijación mediante tornillos. Esta solución se muestra en la Figura 5.5, donde se observa un estrechamiento de la sección de las placas laterales para permitir la colocación entre las vigas. Además, cuentan con un total de 12 tornillos M8 clase 12.9 para la fijación del capstan con la estructura.

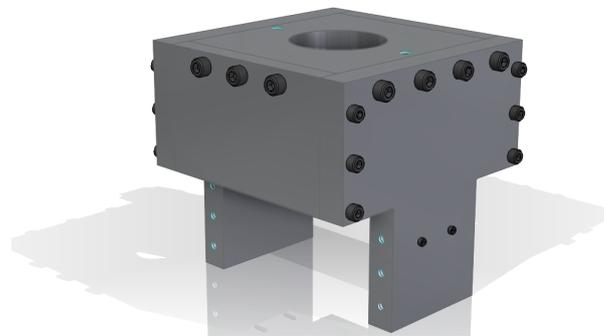


Figura 5.5: Esquema del recubrimiento de placas del capstan.

Estas placas se verifican a fatiga para asegurar que no se produzcan fallas. Se considera que están a tracción y se estudia en particular el estrechamiento de la sección,

ya que es donde se produce la concentración de tensiones. Según la bibliografía [17], la tensión máxima en el concentrador se calcula como:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} ,$$

con $\sigma_{nom} = \frac{P}{hd}$, siendo h el espesor de la placa y d el ancho luego del estrechamiento. Luego, el factor K_t se obtuvo a partir de la gráfica mostrada en la Figura 5.6.

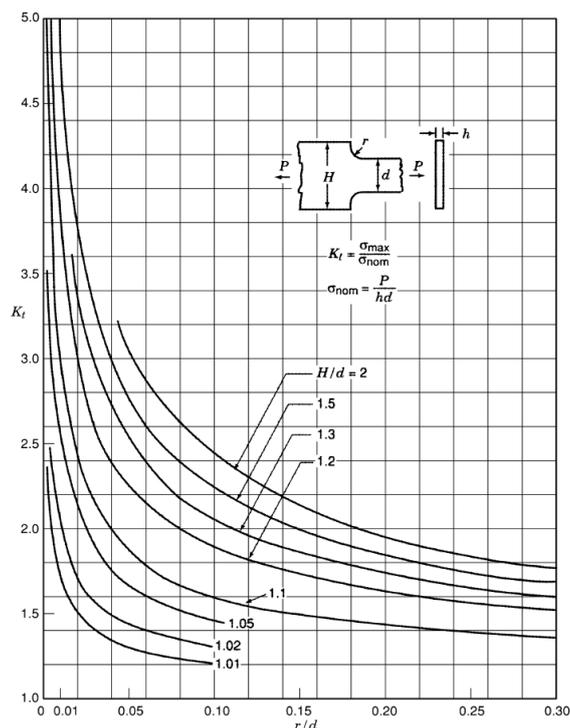


Figura 5.6: Factores de concentración de tensiones para una variación de ancho en una placa. [17]

Considerando $r = 2 \text{ mm}$, $d = 120 \text{ mm}$, $H = 230 \text{ mm}$ y $h = 25,4 \text{ mm}$ el valor del concentrador es $K_t \approx 4,5$ y el de la tensión máxima es $\sigma_{max} = 37 \text{ MPa}$. Se obtuvo como resultado un coeficiente de seguridad $n_f \gg 1$, el cual indica que las placas verifican los requerimientos de carga.

Para la vinculación entre estas placas y la estructura se proponen tornillos M8 clase 10.9 que trabajen al corte, obteniendo nuevamente coeficientes de seguridad mayores a 1 para los esfuerzos de corte, tracción, fatiga y barrido.

5.9. Selección del motor

El motor es el componente activo que, a partir de la transmisión de tipo sin fin-corona y a través del tornillo de bolas recirculantes genera el movimiento necesario en el capstan para evitar la inclinación del brazo de palanca.

Para la selección de este componente se consideró un motor paso a paso debido al torque que poseen y la estabilidad de este último en bajas revoluciones. El torque del motor se puede calcular de la siguiente manera:

$$\tau_{motor} = \frac{\tau_{tornillo}}{R} \frac{1}{\eta} .$$

A partir del cálculo del tornillo se obtiene un torque en este $\tau_{tornillo} \approx 90 \text{ Nm}$. Considerando una reducción $R = 50$ y un rendimiento aproximado $\eta = 0,65$, que contempla el rendimiento de la transmisión y del torque en los rodamientos, se obtiene un torque del motor de $\tau_{motor} \approx 2,75 \text{ Nm}$. Se opta entonces por un motor paso a paso Nema 23 de alto torque (3.1 Nm) ya que cumple con los requerimientos de torque y además es el mismo modelo que el seleccionado para el sistema de carga, permitiendo así unificar procesos de compra.

Posteriormente se realizó un análisis de las velocidades a las que trabajará el conjunto del capstan. En primer lugar se tiene la siguiente relación:

$$v_{max} = n \text{ [rpm]} \frac{1}{60} \left[\frac{\text{min}}{\text{s}} \right] \frac{1}{R} l \left[\frac{\text{mm}}{\text{rev}} \right] = 0,15 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right] .$$

En esta expresión, se considera que la velocidad máxima de deformación que se puede alcanzar en la base del tren de carga es $v_{max} = 0,15 \text{ mm}$ y que el tornillo de bolas recirculantes tiene un paso $l = 10 \text{ mm}$. Se obtiene entonces que la velocidad máxima de rotación del motor es $n_{max} \approx 45 \text{ rpm}$, valor en el cual se puede confirmar que el torque se mantiene en valores por encima del torque mínimo necesario.

Diseño final del sistema

Se muestra en la Figura 5.7 un esquema del diseño final del capstan. Se muestra además un esquema en corte del sistema con los componentes que lo conforman en la Figura 5.8.

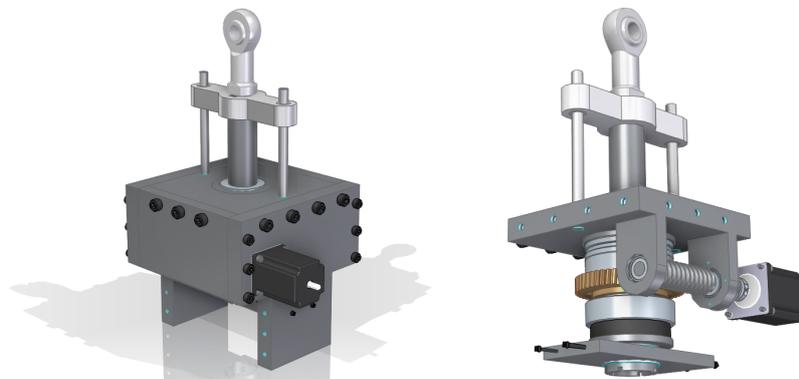


Figura 5.7: Esquema del diseño final del capstan.

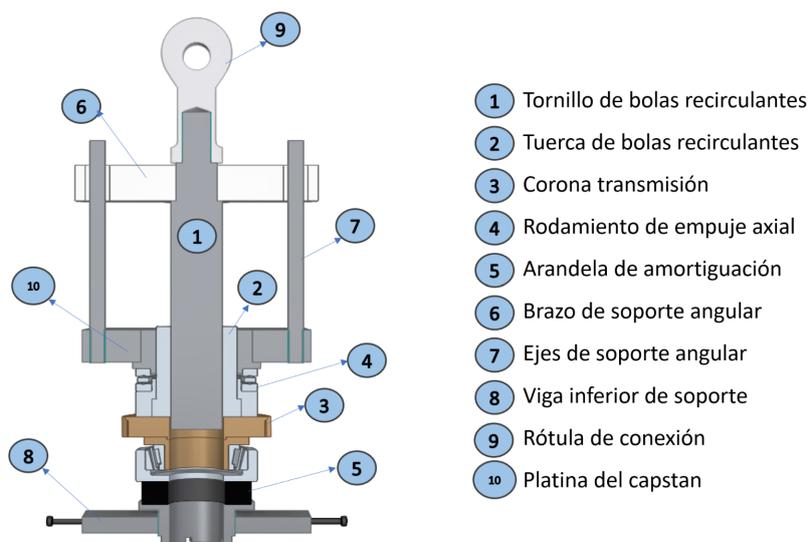


Figura 5.8: Esquema en corte de los componentes del capstan.

Este componente se ubicará en el marco del sistema de estructura, como se muestra en la Figura 5.9

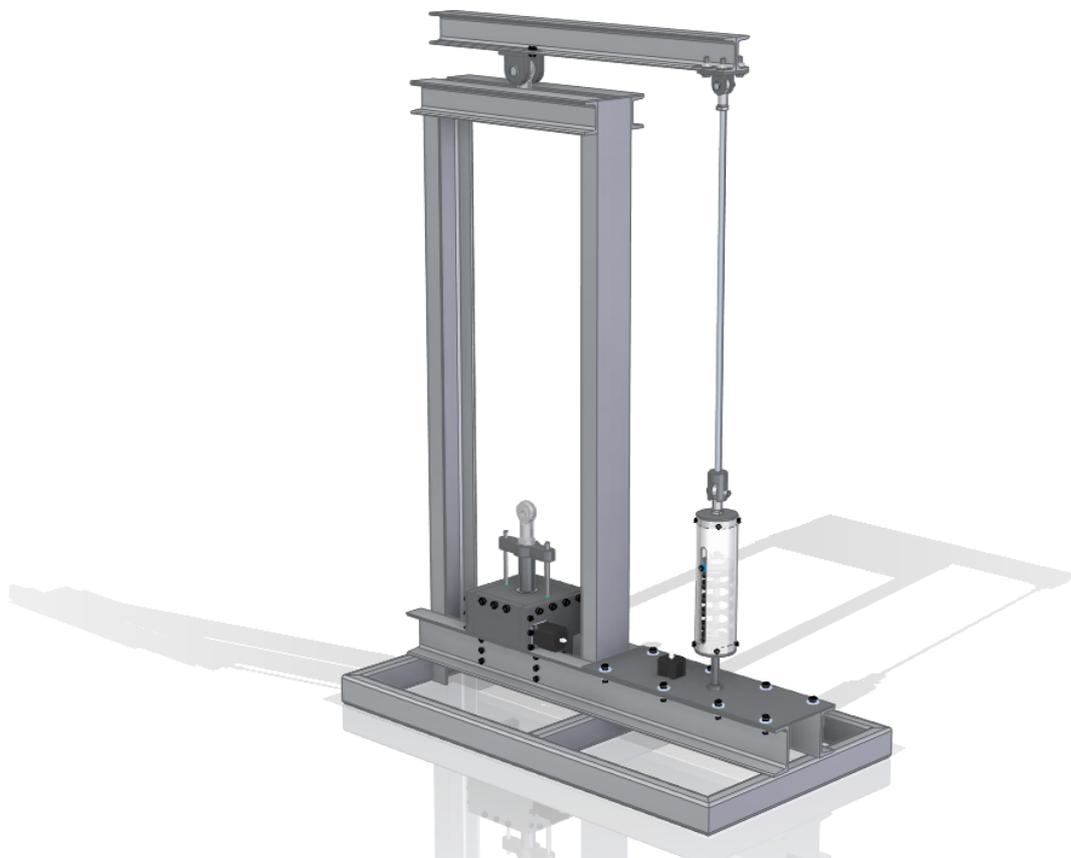


Figura 5.9: Esquema del capstan montado sobre la estructura junto con los componentes diseñados.

A continuación se procederá con el diseño de la articulación que vincula el brazo de palanca con la estructura.

Capítulo 6

Diseño de la articulación knife edge

*“El pivote...
Qué pivote... ¡¿qué pivote?!”*
— Jorge D’Alessandro

En este capítulo se detalla el procedimiento por el cual se diseñó la articulación de tipo knife edge de la máquina de ensayos.

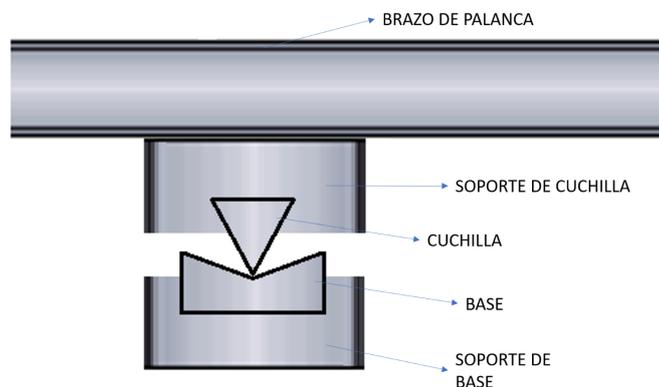


Figura 6.1: Esquema conceptual del conjunto knife edge.

El knife edge es un tipo de articulación que consiste en una cuchilla y una superficie plana o cóncava, como se muestra esquemáticamente en la Figura 6.1. El contacto entre estas dos superficies permite el movimiento de rotación alrededor de un eje instantáneo de rotación que se encuentra aproximadamente en la línea de contacto entre estos componentes. Este tipo de componentes presenta una serie de ventajas respecto de articulaciones mediante rodamientos, ya que si bien las presiones de contacto son mayores, la distancia entre la fuerza de rozamiento y el centro de giro es lo suficientemente pequeña como para que el momento de rozamiento sea menor que en una articulación convencional.

En contrapartida, la cuchilla y la superficie plana deben ser fabricadas con materiales de gran dureza, ya que al tratarse de caso de fuerzas aplicadas sobre superficies

no concordantes las tensiones de contacto son elevadas. Como consecuencia, es común ver este tipo de componentes diseñados a partir de compuestos cerámicos sinterizados o de aceros especiales endurecidos.

Es entonces de interés conocer los materiales idóneos para este tipo de componentes, así como caracterizar el estado tensional al cual se encuentran sometidos los componentes que conforman la articulación para poder diseñarlos de manera adecuada.

6.1. Diseño conceptual inicial

En primer lugar se analizaron los tipos de materiales y la geometría de las piezas utilizadas. Dadas las elevadas tensiones a las que se encuentran sometidos estos componentes se utilizan materiales con un alto módulo de elasticidad y gran resistencia mecánica para reducir lo más posible las deformaciones y asegurar la integridad de las piezas. Esta selección se ve reflejada en las cartas de Ashby [19] (Figura 6.2). Se puede observar que los materiales ubicados sobre el extremo superior derecho son los que presentan las mejores propiedades para este tipo de componentes y, de hecho, son los que se suelen observar en estas aplicaciones. Basándose en el análisis de las cartas de Ashby se optó por utilizar aceros de alta dureza.

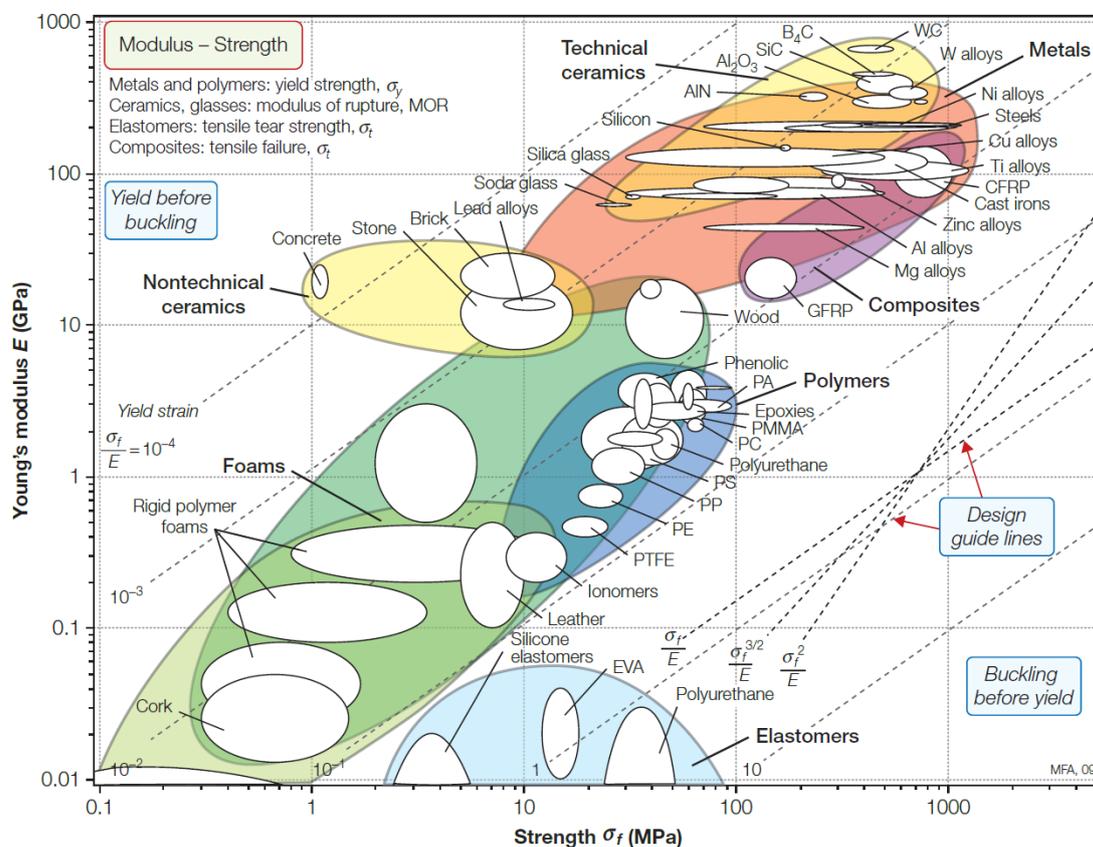


Figura 6.2: Carta de selección de materiales según la relación Módulo de elasticidad-Resistencia. [19]

Conociendo las características que debe poseer el material, se propuso utilizar para la cuchilla una herramienta de corte de acero rápido (HSS) al cobalto 18% y una superficie cóncava del mismo material. Esta decisión se basó en la alta dureza, la cual fue medida en 63 HRC, y resistencia al desgaste de este material. Como otro factor relevante se suma la disponibilidad de herramientas de corte en el mercado, que lo convierten en una opción viable y de costo relativamente bajo.

6.2. Análisis de la influencia de la fuerza de rozamiento

Se realizó un análisis a partir del cálculo de momentos respecto del centro instantáneo de giro, con el objetivo de obtener una aproximación inicial del momento de rozamiento que se genera entre la cuchilla y el plano, y corroborar la conveniencia de utilizar este tipo de articulación frente a rodamientos o bujes. En la Figura 6.3 se muestra el diagrama de cuerpo libre del sistema.

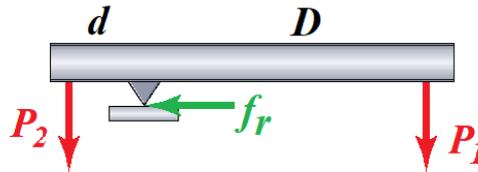


Figura 6.3: Diagrama de cuerpo libre del brazo de palanca.

Es importante considerar que este modelo supone deslizamiento puro, sin rodadura, por lo que no necesariamente se va a cumplir, pero dado que en este caso el rozamiento sería menor, este análisis sirve como una cota superior para estudiar la influencia que pueda tener la articulación en brazo de palanca y el control de la carga.

Se consideró entonces que la fuerza de rozamiento se genera en el punto de contacto entre la cuchilla y el apoyo, suponiendo conservativamente que la cuchilla desliza localmente sobre éste último. Se supone además que el momento generado por esta fuerza se da en función del radio de la cuchilla r . Luego, se realizó el análisis a partir del balance de fuerzas:

$$P_1 D + f_r r - P_2 d = 0 \quad \Rightarrow \quad P_2 = P_1 \left(\frac{D - \mu r}{d + \mu r} \right) .$$

En esta expresión, μ es el coeficiente de rozamiento entre las superficies. Se puede definir entonces el factor de amplificación de la carga λ como:

$$\lambda = \frac{P_2}{P_1} = \frac{D - \mu r}{d + \mu r} .$$

En el caso ideal, $r = 0$ o $\mu = 0$, depende únicamente de las características geométricas del brazo de palanca, mientras que al considerar un radio no nulo y un rozamiento entre ambas superficies, el factor geométrico se ve modificado. Considerando un coeficiente de rozamiento $\mu = 0,74$ para acero-acero [20], un radio $r = 0,2 \text{ mm}$ para el knife edge y considerando las medidas del diseño del brazo de palanca, se tiene una variación aproximada de un 0,3% en la amplificación. Un valor que se considera admisible en términos de la resolución mínima que debe tener el sistema.

6.3. Cálculos preliminares de tensiones de contacto

Con el objetivo de obtener una estimación cuantitativa de la geometría adecuada en función de las tensiones admisibles de los materiales se propusieron diferentes enfoques de cálculo. En primer lugar se estudió el contacto entre la cuchilla y la superficie de apoyo adaptando la metodología de cálculo y diseño de engranajes según la norma ANSI-AGMA 2101-D04 [18]. Esta norma es aplicable al cálculo de engranajes cilíndricos de dientes rectos.

Según la bibliografía, se pueden obtener las tensiones de contacto a partir de la ecuación:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{P(R_1 + R_2)}{l R_1 R_2}}$$

en donde se identifican los términos:

- σ_H : valor de la tensión de contacto, N/mm^2 .
- C_p : coeficiente elástico, $[N/mm^2]^{0,5}$.
- P : fuerza normal que experimentan ambas superficies, .
- l : ancho de la superficie de contacto, mm.
- R_1 : radio de curvatura de la superficie de contacto de la cuchilla, mm.
- R_2 : radio de curvatura de la superficie de contacto del plano, mm.

Por otro lado, el coeficiente elástico se calcula de la siguiente manera:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]}} \left[\frac{N}{mm^2} \right]^{0,5} .$$

En esta expresión, E_1 y E_2 son los módulos de elasticidad de los materiales en cuestión, y ν_1 y ν_2 sus coeficientes de Poisson.

Es importante mencionar que si bien estas expresiones son aplicadas al caso de contacto entre engranajes, se puede adaptar al caso de contacto entre un plano y un

cilindro al menos para una aproximación inicial, ya que la naturaleza propia del contacto de superficies no concordantes está presente en ambos casos. De hecho, la forma funcional de la solución de Hertz [21] comparte ciertas similitudes con las expresiones presentadas anteriormente.

Otro aspecto relevante del cálculo es la dependencia de la geometría de las superficies, si optamos por una superficie plana, el radio de curvatura R_2 tiende a infinito, por lo que la tensión de contacto depende únicamente del radio de curvatura de la cuchilla. Por otro lado, si optamos por una superficie curva cóncava, la tensión de contacto se ve reducida en tanto los órdenes de magnitud entre ambos radios sean similares.

Si bien los resultados de las tensiones de contacto obtenidas de esta manera tienden a ser conservativos ya que buscan evitar la fluencia y el daño por fatiga, el valor de las tensiones es de utilidad a la hora de analizar el comportamiento de la pieza. Además, permite obtener resultados para las tensiones de contacto en función de la carga distribuida $\frac{P}{l}$, lo cual es de utilidad para el diseño del conjunto. Según el estudio de las tensiones admisibles de contacto [22], para un conjunto de 150 mm de acero endurecido, la carga máxima admisible es de $P_{adm} = 1 \text{ kN}$, valor muy inferior a los valores mínimos de carga que se esperan en el sistema.

Según bibliografía donde se modela la falla por contactos de superficies rotativa [23], la razón entre las tensiones Hertzianas de contacto σ_H y la tensión de fluencia al corte del material σ_y es un parámetro que permite predecir el comportamiento de los componentes ante el fenómeno de *ratchetting*, es decir, acumulación de deformación plástica debida a ciclos de carga. Jiang et. al. [23] estudió distintos casos posibles: si $\frac{\sigma_H}{\sigma_y} < 4$, no se observa un daño acumulado en el material sometido al ciclado de carga. Si por otro lado esta relación supera dicho valor se espera que se produzca daño por ratchetting, llevando al sistema a una eventual falla, en principio no predecible. Según este modelo, considerando una tensión de fluencia de aproximadamente $\sigma_y \approx 1500 \text{ MPa}$ y nuevamente una longitud de 150 mm, para que no se produzca daño por ratchetting la carga máxima admisible es de $P_{adm} = 23 \text{ kN}$. Si bien este resultado es superior al anterior, aún se encuentra por debajo de los valores de carga que se esperan en el sistema.

Ambos modelos presentados implican la existencia de límites superiores de carga que se encuentran por debajo de los valores que por diseño se consideran necesarios. Por este motivo, se propuso hacer una caracterización experimental del concepto mediante una serie de ensayos. Esto permitirá obtener un resultado estimado sobre el lapso durante el cual se esperarí que no se produzca una falla en este componente.

6.4. Ensayo de prototipo knife edge

Se propuso un ensayo del conjunto cuchilla-plano para verificar el comportamiento de estos componentes frente a un ciclado de cargas. Esto tiene como objetivo de imitar las condiciones en las que se encontraría el sistema bajo la carga constante del peso propio del brazo de palanca sumado a la carga variable de los ensayos. Una estimación conservativa permite suponer esta carga en 60 kN. En la Figura 6.4 se muestra el montaje experimental utilizado, para el cual se utilizó una máquina de ensayos MTS Landmark con una celda de carga modelo 661.20H-03. Se observa por debajo de la superficie plana un polímero utilizado para reducir la rigidez del sistema, facilitando el control de carga.

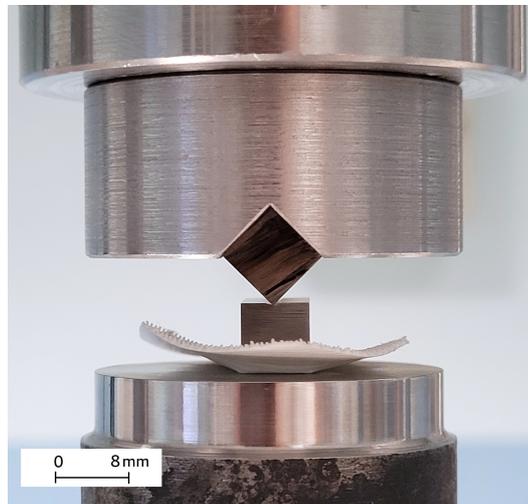


Figura 6.4: Montaje experimental del prototipo knife edge.

Para llevar a cabo el ensayo se utilizó el conjunto de una longitud de 20 mm mostrado en la Figura 6.5.

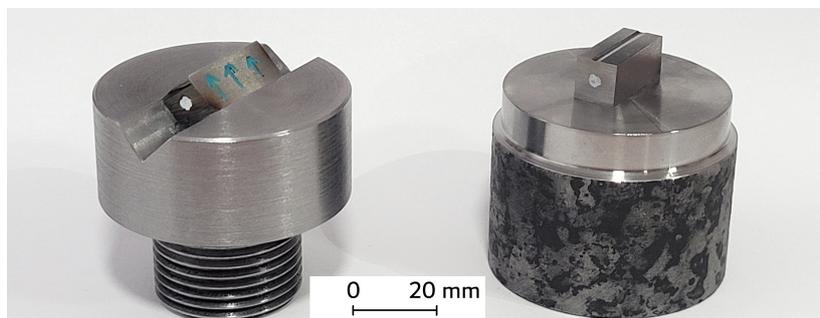


Figura 6.5: Montaje experimental la cuchilla (izquierda) y la superficie de apoyo (derecha). En la superficie superior de la pieza de apoyo se observa el esmerilado que le da la concavidad.

A partir de suponer que las tensiones de contacto son uniformes en la dirección del eje de la cuchilla, se puede obtener información sobre la longitud mínima que debe tener el conjunto a utilizar para que tolere una carga de diseño.

Previo a los ensayos se realizó un pulido de la arista de la cuchilla para mejorar el acabado y aumentar levemente el radio de curvatura de la misma. A la superficie de apoyo se le realizó un esmerilado para obtener un radio de apoyo cóncavo. Luego, se analizaron los radios de curvatura de la cuchilla y de la superficie de apoyo utilizando un microscopio confocal LEICA DCM8 [24], que permite obtener información sobre el perfil de la superficie y realizar mediciones sobre la sección transversal de la misma. Los resultados indicaron que el radio de curvatura inicial de la cuchilla era de 0.18 mm y el del plano es de 1.8 mm.

En primer lugar se realizó un ensayo estático a 2 kN para verificar que no ocurriera una indentación en la pieza de apoyo. Esto según la bibliografía implica una relación $\frac{\sigma_H}{\sigma_y} \approx 3,2$, es decir, se trabajó con la hipótesis de que este nivel de carga no produciría daño. Los resultados se muestran en la Figura 6.7 en la parte superior, donde no se observa una variación en el perfil de la sección a pesar de que la solución de Hertz predice plasticidad en las piezas.

Habiendo realizado este primer análisis sobre la indentación en la pieza del plano, se procedió a realizar un ensayo dinámico de 10000 ciclos para una carga máxima de 8 kN y una mínima de 800 N. Se seleccionó este valor de carga máxima, ya que este implicaría la posibilidad de usar un knife edge de 150 mm de longitud, valor que se considera como el máximo admisible por cuestiones de diseño asociadas al ancho del brazo de palanca. Los resultados de la cuchilla se muestran en el gráfico superior de la Figura 6.6 y los de la superficie de apoyo en la Figura 6.7. En ellas se muestra a la izquierda una imagen con el perfil de las piezas y a la derecha un corte de la sección de los componentes. Se muestra además un ajuste de los radios de curvatura para cada una de las secciones con la denominación D , tanto para la superficie de apoyo como para la cuchilla.

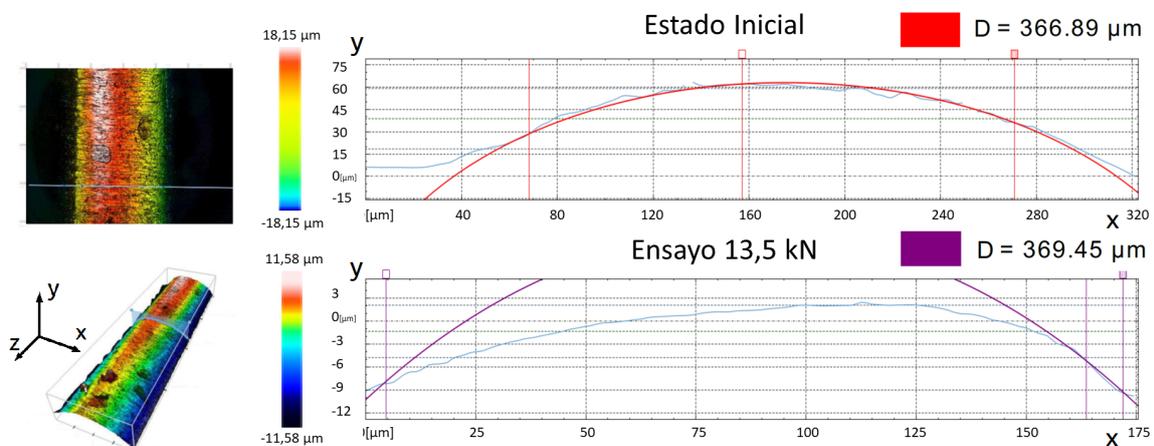


Figura 6.6: Gráficas de la cuchilla para el estado inicial y posterior al ensayo de 13.5 kN. Obtenidas utilizando el microscopio confocal. En la imagen inferior se observa la variación del diámetro D debida a la deformación plástica.

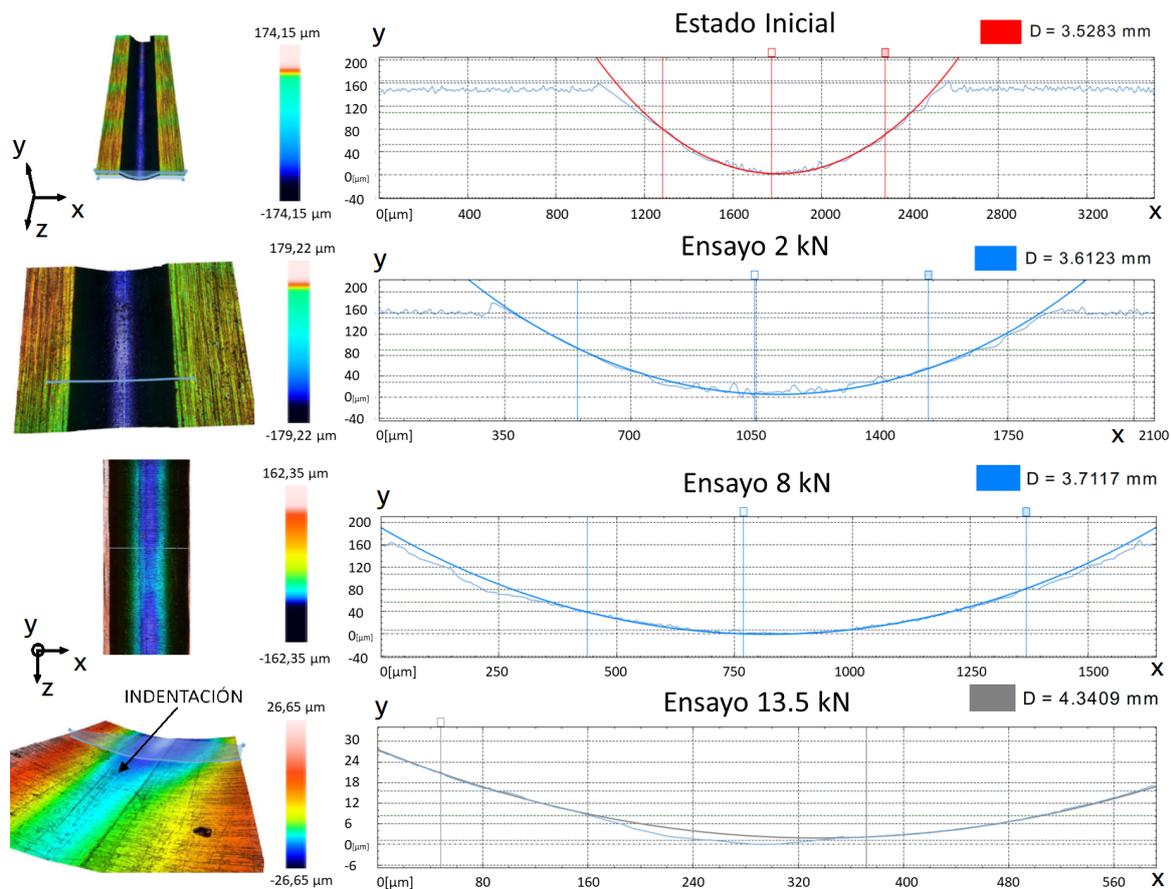


Figura 6.7: Gráficas de la superficie de apoyo en el estado inicial y posterior a los ensayos cíclicos de carga máxima 2, 8 y 13.5 kN. Obtenidas utilizando el microscopio confocal. Se muestran además los diámetros de ajuste D_{xy} .

A partir de las imágenes posteriores al ensayo de 8 kN se observó que la superficie plana presentó una marca en la zona de contacto, pero no se apreció una indentación, por lo que se consideró que el ensayo fue exitoso. Por otro lado, no se observó una variación en el perfil de la cuchilla, lo cual también indica que la pieza toleró el ciclado inicial.

Se procedió entonces con el ensayo de 10000 ciclos con una carga máxima de 13500 N y una mínima de 1350 N, lo cual representa el comportamiento de un conjunto de 90 mm de longitud sometido a 60 kN. Los resultados de la cuchilla se muestran en el gráfico inferior de la Figura 6.6 y los de la superficie de apoyo en la parte inferior de la Figura 6.7. En este caso se observó una indentación de 150 μm en la superficie de apoyo y de aproximadamente 3 μm de profundidad, lo cual indica que hubo deformación plástica a lo largo del ciclado. Respecto de la cuchilla, se observó también que el radio de curvatura de la arista varió debido a deformaciones plásticas, lo cual se muestra en el ajuste que aproxima el radio inicial. Este caso corresponde a una relación $\frac{\sigma_H}{\sigma_y} > 8$, lo cual indica que el estudio de esta relación es también conservativo.

Si bien se observa daño en los componentes debido a los ciclados realizados, se

considera como admisible la posibilidad de utilizar un conjunto de 90 mm de longitud y proponer un cambio de ellos luego de un total de 10000 ciclos, ya que no se observó la propagación de fisuras ni se produjo una deformación tal que afecte al funcionamiento del componente.

Consideraciones respecto del ensayo

Existen varios aspectos que se deben tener en consideración respecto de la validez de este ensayo.

En primer lugar, se debe considerar que el montaje de las piezas no aseguraba la alineación precisa de las superficies, lo cual pudo haber afectado la correcta distribución de las cargas. Esto sin embargo, implicaría que una porción de la cuchilla toleró una carga mayor a la supuesta, por lo que se considera que se podrían haber alcanzado valores de carga mayores a los utilizados. Además se adecúa a la realidad de la aplicación, ya que en el caso de un conjunto de 90 mm de longitud, la alineación ideal de las superficies sería difícil de lograr.

Otro aspecto relevante es que el ciclado de 13,5 kN de la muestra se realizó de manera posterior al de 8 kN , por lo que esta toleró el ciclado a partir del cual se validó el conjunto de 90 mm de longitud habiendo experimentado un número mayor de ciclos. Esto de nuevo, indica que el total de 10000 ciclos no es una cota máxima sino un número de ciclos verificado. Por cuestiones de tiempo se consideró utilizar los resultados de este único ensayo como base para el diseño.

Por último, se debe considerar que un único ensayo brinda una estimación inicial sobre la resistencia de la pieza. Se considera que lo ideal sería realizar un estudio en mayor profundidad para el valor de carga, de modo de obtener información estadística sobre el comportamiento de los componentes. Incluso, de ser posible, la posibilidad de realizar un barrido de valores máximos de carga, estudiando el ciclado máximo admisible brindaría información útil a la hora de caracterizar el conjunto.

Otro aspecto relevante es la correcta definición del criterio de falla. En este caso se consideró un número de ciclos arbitrario de 10000 y se analizaron los daño causados por este, utilizando el tamaño de la indentación como criterio de aceptación. Sería ideal realizar una serie de ensayos analizando las deformaciones en función del número de ciclos y estableciendo un criterio en base a deformaciones admisibles o aparición de fisuras.

6.5. Diseño del conjunto knife edge

El diseño final es el mostrado en las Figuras 6.8 y 6.9. Consiste en un alojamiento para la cuchilla en donde se coloca la barra de HSS a 45° y se sujeta la pieza mediante

dos placas de ajuste fijadas mediante tornillos. Este sistema permite un fácil reemplazo de la cuchilla en caso de ser necesario. El conjunto se fija mediante tornillos al brazo de palanca y se posiciona en contacto con el acople del brazo de palanca con el tren de carga. Esto permite conocer la distancia entre la cuchilla y el eje del tren, asegurando el grado de amplificación.

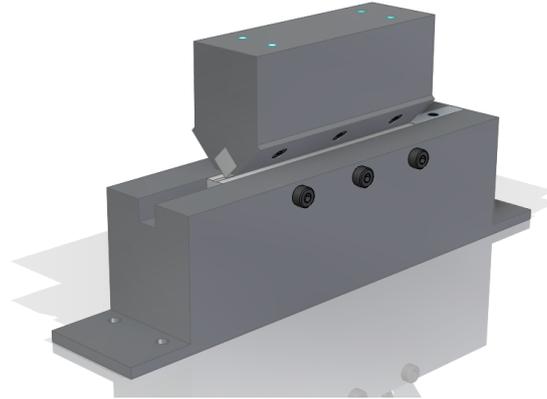


Figura 6.8: Esquema del conjunto knife edge.

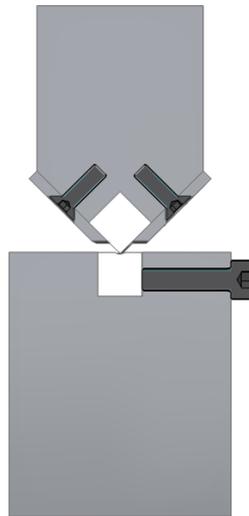


Figura 6.9: Esquema en corte del conjunto knife edge.

La base consiste en un bloque de acero con un fresado en el cual se coloca la barra que actúa como superficie de apoyo de la cuchilla. Esta última se ubica axialmente sobre la muesca mediante un tope metálico colocado en uno de los extremos y se ajusta mediante un conjunto de tornillos que presionan de manera transversal al eje de la barra. Este conjunto se coloca sobre los travesaños mediante tornillos y utilizando chapas calibradas para garantizar la correcta alineación del conjunto respecto del eje del tren de carga y del sistema de carga.

El componente de base fue dimensionado en función de la deformación que experimenta a flexión. Para este cálculo se aproximó el caso de estudio a una viga simple-

mente apoyada con una carga distribuida a lo largo de la luz. La deformación máxima se calcula como:

$$\nu = \frac{5}{384} \frac{q l^4}{EI} \approx 0,04 \text{ mm}$$

resultado que se considera aceptable en términos de rigidez.

Por otro lado, el soporte de la cuchilla se encuentra sometida a cargas de compresión y no se trata de una pieza esbelta, por lo que no se considera necesario realizar un análisis de pandeo.

El diseño de este componente se enfocó en garantizar el fácil reemplazo de la cuchilla y el plano, además de priorizar la rigidez y el fácil montaje al resto de los componentes.

Diseño final del conjunto

En la Figura 6.10 se muestra el conjunto knife edge montado sobre la estructura con la totalidad de los componentes.

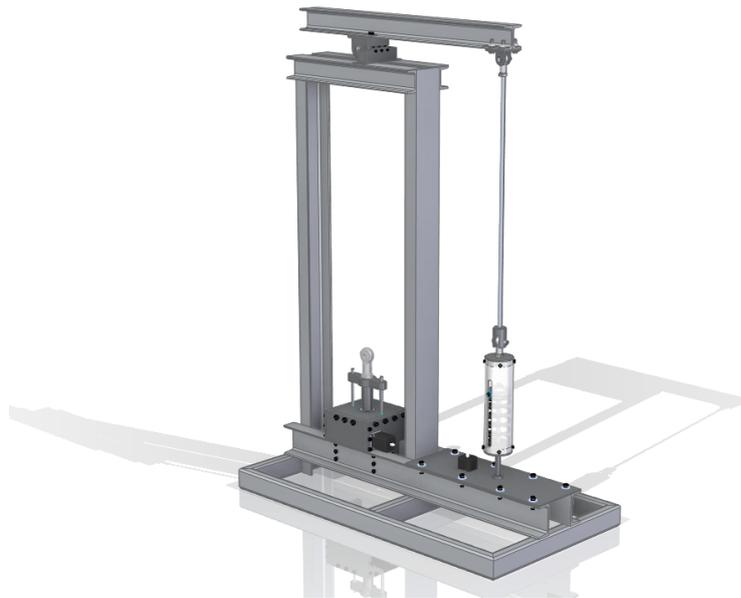


Figura 6.10: Esquema del conjunto knife edge montado sobre la estructura con demás sistemas.

En este esquema se identifican la estructura principal, el sistema de carga, el brazo de palanca, el capstan y el tipo knife edge.

Con este componente se da por finalizado el diseño de los componentes principales de la máquina de ensayos de creep-fatiga.

Capítulo 7

Conclusiones y discusión

*“Ey ey, ey ey, más rap, más trap, más lana
Ahora sé lo que quiero ser y como lo sé ninguno nos para”*
— Alejo Nahuel Acosta

Se realizó el rediseño de una máquina de ensayos de creep y fatiga destinada a equipar las instalaciones de la división de Física de Metales del área Materiales del Centro Atómico Bariloche.

El objetivo principal de este rediseño consistió en aumentar las prestaciones de carga y temperatura de un prototipo ya existente en el laboratorio, proponiendo un diseño que permita realizar ensayos con carga máxima de 50 kN y temperatura máxima de 800 °C frente a los requerimientos del prototipo existente de 5 kN y 500 °C . El esquema del diseño final se muestra en la Figura 7.1.

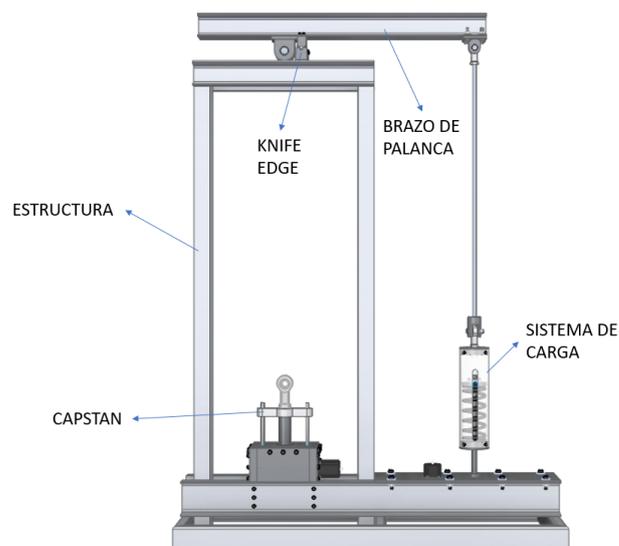


Figura 7.1: Esquema del diseño final de la máquina de ensayos de creep-fatiga.

Consiste en una estructura principal conformada por perfiles de acero estructural tipo UPN 120 para las columnas y vigas de base y UPN 80 para la viga de trave-

saño. Todos estos componentes fueron dimensionados en base a distintos criterios que consideran el tipo de sollicitación.

En el lateral derecho de la máquina se encuentra el sistema de carga, el cual consiste en un husillo de bolas que transforma un movimiento rotacional, transmitido a éste mediante una correa y generado por un motor paso a paso, en uno lineal. Esto se muestra esquemáticamente en la Figura 7.2. Este movimiento a su vez actúa sobre un resorte que lo transforma en una variación lineal de fuerza la cual se transmite a un brazo de palanca que la amplifica y la transmite al tren de carga, en donde se coloca la muestra. Es importante mencionar que el resorte cumple la función de reducir la rigidez global del sistema de carga, de modo que este posea la resolución suficiente para lograr un correcto seguimiento de la señal de control de carga.



Figura 7.2: Esquema del diseño final del sistema de carga.

Del lado izquierdo, dentro del marco de la estructura principal, se encuentra el tren de carga. De este sistema se diseñó el capstan mostrado en la Figura 7.3, a la izquierda el conjunto y a la derecha el interior del mismo. Se trata de un componente activo encargado de articular el tren y desplazarlo hacia abajo evitando que la deformación de la muestra genere inclinaciones excesivas en el brazo de palanca. Este componente poseerá un conjunto de sensores que permitirán medir la inclinación del brazo de palanca y, a partir de esta información, activarán el sistema.

Esta máquina de ensayos cuenta con una articulación de tipo knife edge en el vínculo entre el brazo de palanca y la estructura. Se optó por este componente por la calidad de reducir el torque de rozamiento en la articulación, evitando posibles inconvenientes en el control de la carga. El diseño final de dicho componente se puede observar en la Figura 7.4

La máquina realizada permitirá incrementar las capacidades de ensayo del laboratorio de propiedades mecánicas de la Div. Física de Metales, permitiendo expandir un área de investigación de fundamental relevancia en la industria nuclear.

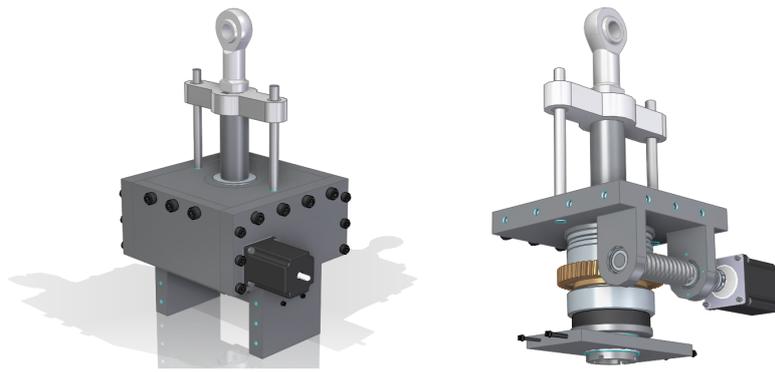


Figura 7.3: Esquema del diseño final del capstan.



Figura 7.4: Esquema del conjunto knife edge.

Trabajos a futuro

A partir del trabajo realizado en este proyecto integrador, será posible avanzar sobre los siguientes puntos con el objeto de lograr una máquina que permita realizar ensayos de acuerdo a la norma [5]:

- Finalizar la fabricación de la máquina de ensayos.
- Implementar un sistema de control de la máquina de ensayos: se propone el diseño de un controlador que, a partir de la información provista por la celda de carga, permita controlar la posición del sistema de carga. Este sistema de control se deberá implementar en un microcontrolador que permita la comunicación con una computadora para la visualización de los datos y el control de la máquina. Además, se debe implementar un control a lazo abierto mediante sensores que aseguren el correcto funcionamiento del capstan.
- Realizar la validación del sistema de control: se sugiere validar experimentalmente que el funcionamiento del sistema de control ocurra de acuerdo a diseño.
- Diseño y fabricación del tren de carga: se debe diseñar el sistema teniendo en consideración los requerimientos sobre valores de carga y temperaturas de trabajo.

- Implementación del sistema de calentamiento: se sugiere evaluar la factibilidad de las posibles soluciones para implementar el sistema de calentamiento. Las opciones a considerar son la fabricación de un horno que permita alcanzar las temperaturas requeridas u optar por una opción comercial. El balance se debe realizar en función de los costos y viabilidad de la fabricación. Se propone además la implementación de un sistema de control de temperatura.
- Implementar un sistema de amortiguación para la fractura: en la etapa conceptual se planteó la posibilidad de implementar un sistema de amortiguación que permita absorber parte de la energía liberada en la fractura de la muestra. El brazo de palanca se diseñó de modo tal que permita colocar en el extremo opuesto al sistema de carga un vínculo con un sistema de amortiguación. Esta configuración lograría que el amortiguador trabaje a tracción en la descarga de la muestra, permitiendo la utilización de modelos comerciales.
- Implementar un sistema de medición de las deformaciones: se propone la implementación de un sistema de adquisición de datos que permita conocer en tiempo real los valores de deformación. Este sistema debe tener la capacidad de otorgar resultados fiables en un rango de temperaturas de hasta 800 °C. Se plantea la posibilidad de diseñar extensómetros a partir de los que se encuentran disponibles en el laboratorio. Además se recomienda estudiar la posibilidad de utilizar probetas con hombros, las cuales permiten fijar los extensómetros en esa zona y, teniendo ciertas consideraciones, obtener mediciones fiables que no alteren el comportamiento de la muestra.

Bibliografía

- [1] Callister, W. D. Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales. 1996. [1](#), [2](#), [4](#)
- [2] Evans, R. W. Creep of metals and alloys. Leeds, England: IOM Communications, 1985. [3](#), [6](#)
- [3] Holdsworth, S. Creep-fatigue failure diagnosis. *Materials*, **8** (11), 7757–7769, nov. 2015. URL <https://doi.org/10.3390/ma8115418>. [5](#)
- [4] Delmastro, J. I. Diseño de máquina para ensayos de creep, creep - fatiga y falla por carga sostenida. Tesis de grado, 2016. [7](#)
- [5] 00, A. E. . Standard test methods for conducting creep, creep-rupture, and stress-rupture tests of metallic materials. [10](#), [15](#), [33](#), [71](#)
- [6] ATS. Applied Test Systems. <https://www.atspa.com/>, 2023. [10](#), [11](#), [12](#)
- [7] Zwick Roell. Zwick Roell. <https://www.zwickroell.com/>, 2023. [10](#), [11](#), [12](#)
- [8] Delmastro, J. I. Optimización del diseño de una máquina de creep-fatiga. Tesis de maestría, 2019. [12](#), [13](#), [14](#), [15](#)
- [9] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S. Fundamentals of heat and mass transfer. 6^a ed^{ón}. Nashville, TN: John Wiley & Sons, 2006. [18](#), [19](#)
- [10] INSTRON. INSTRON. <https://www.instron.com/es-es/>, 2023. [19](#)
- [11] Budynas, R. G., Keith Nisbett, J. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, novena edición. 2012. [20](#), [21](#), [23](#), [25](#), [31](#), [42](#), [49](#)
- [12] Young, W. C., Budynas, R. G. Roark's Formulas for Stress and Strain. 7^a ed^{ón}. New York, NY: McGraw-Hill Professional, 2000. [22](#)
- [13] OMNIA MFG. OMNIA MFG. <https://www.omniamfg.com/welding>, 2023. [25](#)
- [14] Husillos de bolas THK, Catálogo General. Catalogue, 2022. URL <https://www.thk.com>. [28](#), [29](#)

-
- [15] CEA. CAST3M Software. <http://www-cast3m.cea.fr/>, 2023. 36
- [16] Timoshenko, S. P., Woinowsky-Kreiger, S. Theory of plates and shells. Engineering Society Monographs, 2^a ed^{ón}. New York, NY: McGraw-Hill, 1959. 39, 50
- [17] Peterson, R. E. Stress Concentration Factors. 2^a ed^{ón}. Nashville, TN: John Wiley & Sons, 1997. 41, 42, 52, 53
- [18] American Gear Manufacturers Association. ANSI/AGMA 2101-D04 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. Norma, 2004. URL <https://www.agma.org>. 50, 60
- [19] Michael F. Ashby. Front matter. En: Materials Selection in Mechanical Design, págs. 68–70. Elsevier, 2011. 58
- [20] Young, H. D., Freedman, R. A., Lewis Ford, A. Física universitaria. 2013. 60
- [21] Kutz, M. Mechanical engineers' handbook. 2^a ed^{ón}. Nashville, TN: John Wiley & Sons, 1998. 61
- [22] Regalado González, J. M. Cálculo y diseño de engranajes conforme a la norma ansi/agma 2101-d04. Tesis de grado, 2015. 61
- [23] Yanyao Jiang, H. S. A model for rolling contact failure. Article, 1998. 61
- [24] Leica DCM8 3D Surface Metrology Microscope. Leica Microsystems. <https://www.leica-microsystems.com/products/digital-microscopes/p/leica-dcm8/>, 2023. 63

Agradecimientos

A las personas que se convirtieron en mi familia a lo largo de estos tres años. Gracias por las horas de estudio en Guido Beck, las comidas en el hall, los mates durante la cursada, entre tantas otras cosas. A todas las personas que conocí en este Instituto que me hicieron sentir como en casa. Gracias por hacer de estos tres años una experiencia inolvidable.

Gracias a mi familia por hacer que sea quien soy hoy, por su apoyo incondicional a lo largo de mi vida.

A mis directores Juan Y Gastón, por estar a disposición en todo momento, por su paciencia y dedicación a lo largo de nuestros proyectos. Gracias por hacer todo lo necesario para lograr todo lo que logramos en este último año.

Gracias a mis amigos de Rosario, por acompañarme a la distancia en lo que fue esta experiencia.

Al Adri por enseñarnos una cantidad inimaginable de comidas y acompañarnos en todo momento. Por ser una de las personas más bondadosas y atentas que conocí en mi vida. Gracias por todas las comidas que nos preparaste en nuestro sprint final de escritura de tesis.

A los directivos del Instituto Balseiro, por su dedicación a lo largo de su gestión y por escucharnos siempre que lo necesitamos. Gracias Grace por ayudarnos en todo lo que necesitamos a lo largo de estos años y siempre tener la puerta abierta para escucharnos. Gracias por la tele de 65 pulgadas 4K para ver el mundial.

A la división Física de Metales, por abrirnos las puertas y por hacernos sentir más que a gusto en lo que fue este último año de trabajo. A Alejandro Yawny, por compartirnos su experiencia y conocimiento con tanta pasión y dedicación.

Gracias al Instituto Balseiro y todo lo que lo hace ser lo que es, por haberme regalado una de las experiencias más lindas de mi vida. Por haberme permitido conocer gente increíble y por haberme dado la oportunidad de crecer como persona y como profesional. Por darme las herramientas necesarias para superarme día a día.

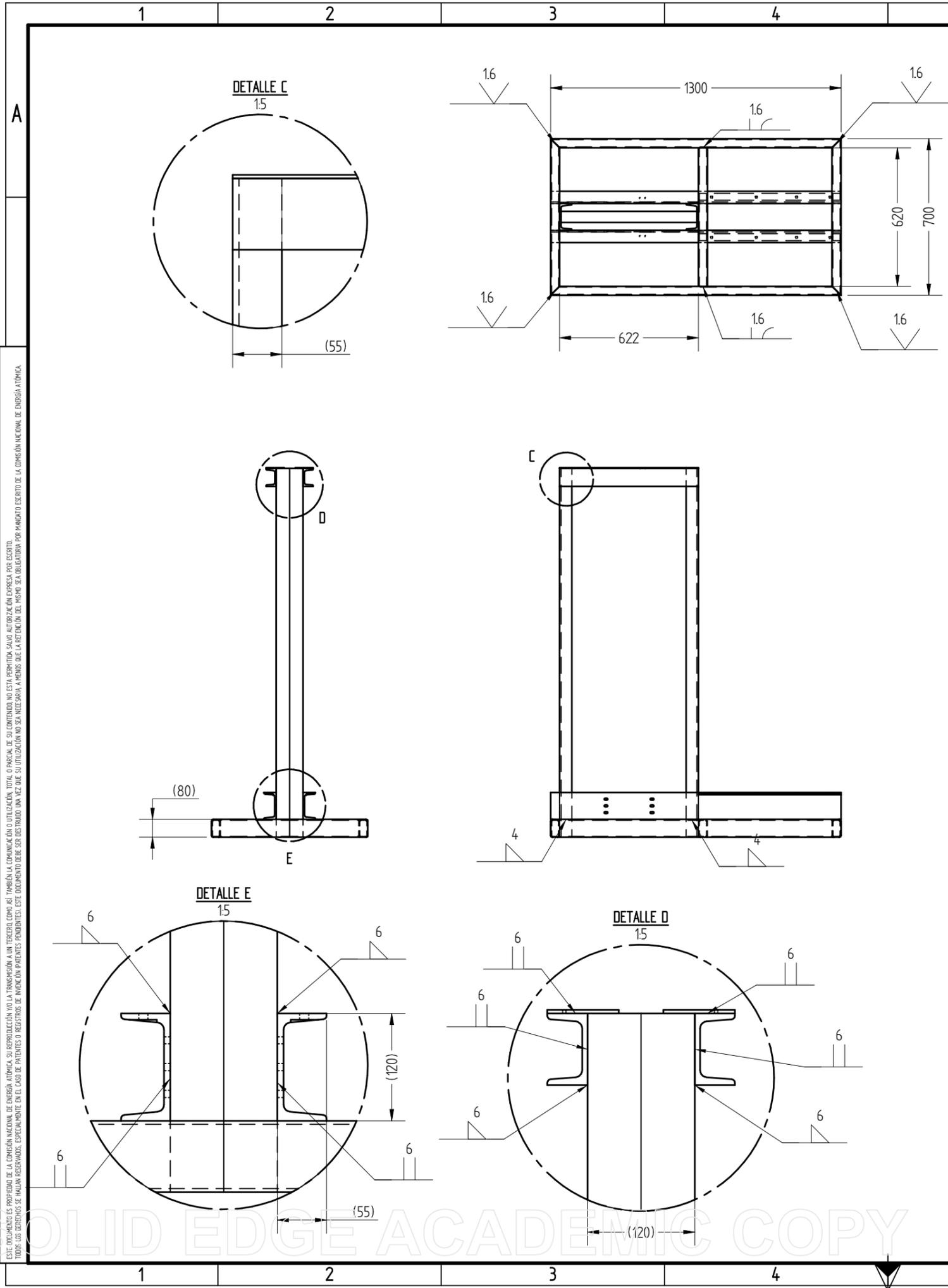
Apéndice A

Planos de los sistemas de la máquina de ensayos.

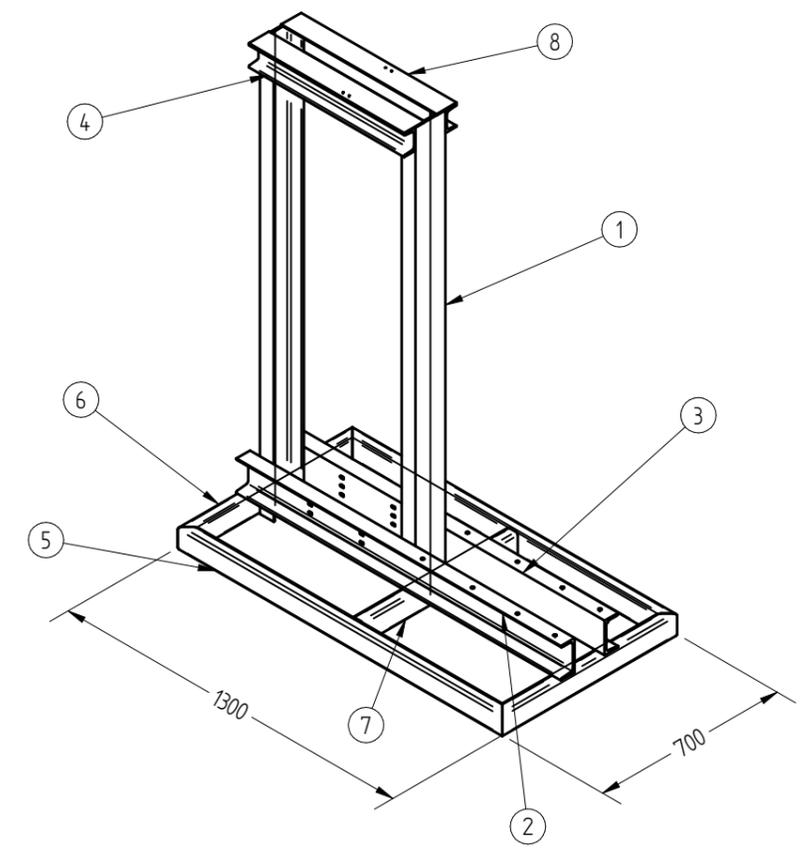
Se presentan a continuación los planos de fabricación de la máquina de ensayos de creep-fatiga.

La nomenclatura es de la forma **PL-PI2023-NNN-LDM**, en donde el código de numeración **NNN** indica el sistema al cual corresponde. Según este criterio los planos indican los siguientes sistemas:

- **001**: Sistema de estructura.
- **002**: Sistema de carga.
- **003**: Subsistema de capstan.
- **004**: Subsistema de brazo de palanca - knife edge.



RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)		TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES			
	3,2	$\sqrt{\text{R}} \begin{matrix} -0,3 \\ +0,3 \end{matrix}$	ISO 2768.1	ISO 13920	ISO 2768.2	
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015			LINEALES	Grado: m	Grado: B	Grado: K
			BISELES Y RADIOS	Grado: m	Grado: B	Grado: K
			ANGULOS	Grado: m	Grado: B	Grado: K
			RECT, PLA, PAR	Grado: F	Grado: K	Grado: K



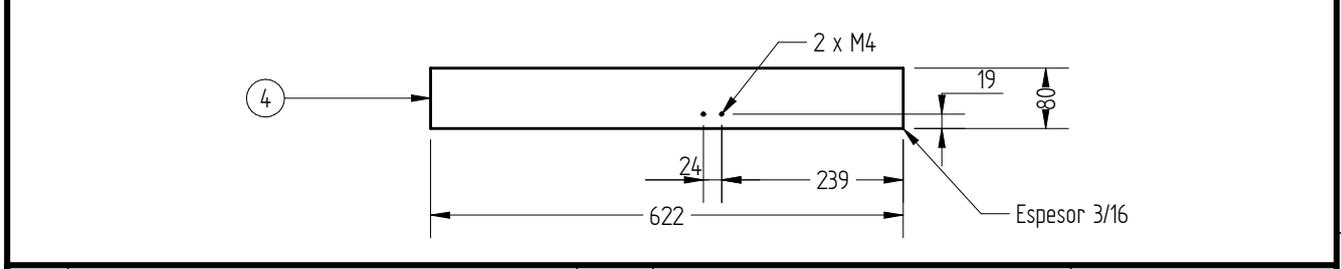
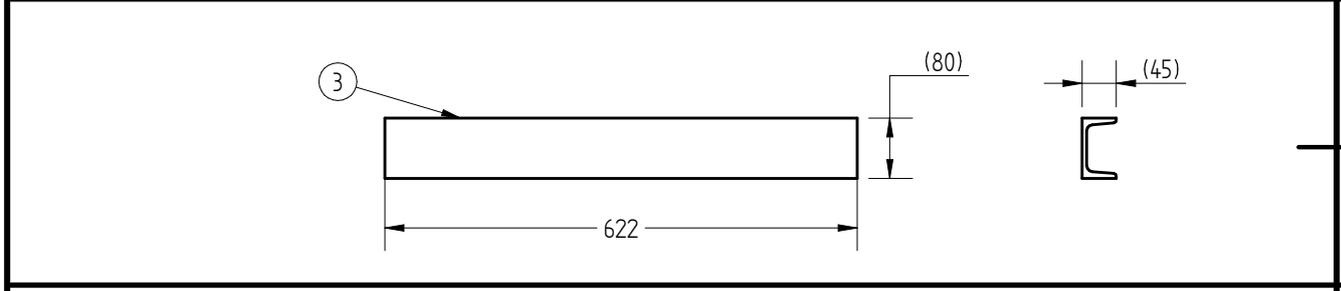
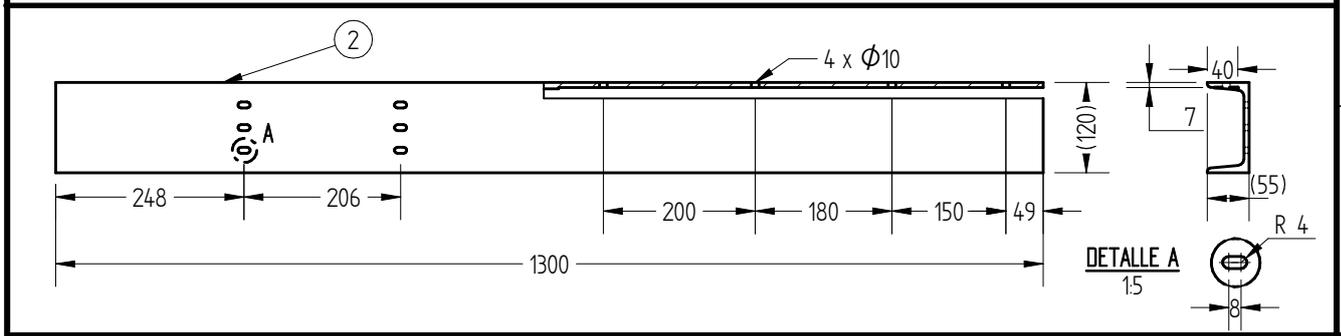
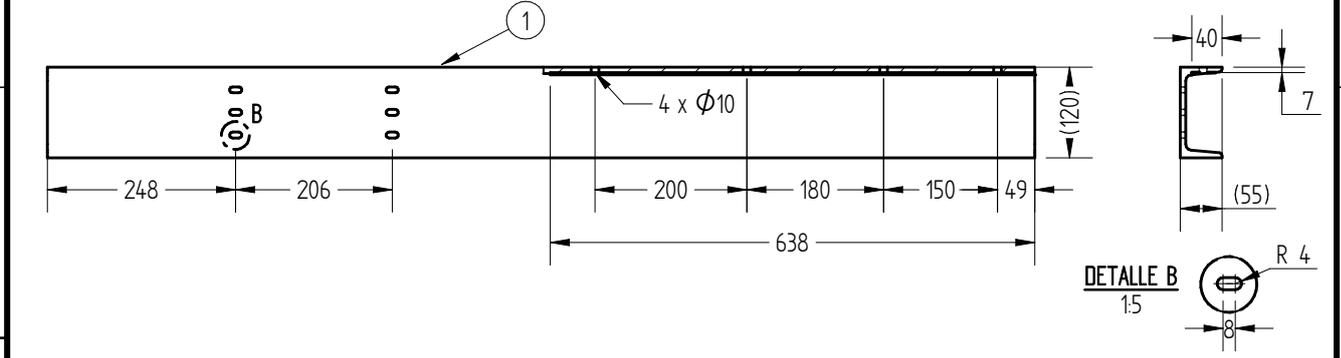
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia
8'	Planchuela apoyo columna	2	Acero estructural 5 mm	Hoja 2
7'	80x40 Base 620	1	Chapa doblada 6,35	Hoja 3
6'	80x40 Base 700	2	Chapa doblada 6,35	Hoja 3
5'	80x40 Base 1300	2	Chapa doblada 6,35	Hoja 3
4'	UPN 80 travesaño	2	Acero estructural	Hoja 2
3'	UPN 120 Viga horizontal trasera	2	Acero estructural	Hoja 2
2'	UPN 120 Viga horizontal frontal	2	Acero estructural	Hoja 2
1'	UPN 120 Columna	2	Acero estructural	Hoja 3

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso Esc. 1:2 A3-H	Fecha: Firma:	 Instituto Balseiro	 UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO
TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Estructura principal			Código N°: Hoja 1 de 3 PL-PI2023-001-LDM	Rev. N°: 0
			Documento Base	

FO-EN-51N-TH-ME-010-1 ISO-A H 594 X 420
 ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN O UTILIZACIÓN TOTAL O PARCIAL DE SU CONTENIDO NO ESTÁ PERMITIDA SIN LA AUTORIZACIÓN EXPRESA POR ESCRITO. TODOS LOS DERECHOS SE HAN RESERVADO, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS DE MARCAS. LA UTILIZACIÓN DE ESTE DOCUMENTO DEBE SER SIEMPRE CON LA PREVENCIÓN DE QUE LA UTILIZACIÓN NO SE NECESARIA, A MENOS QUE LA PREVENCIÓN DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA.

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3.2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: K	Grado: K

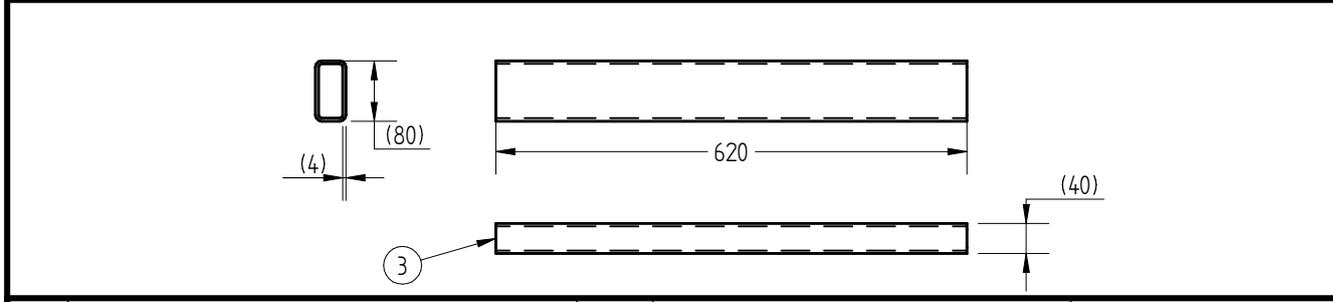
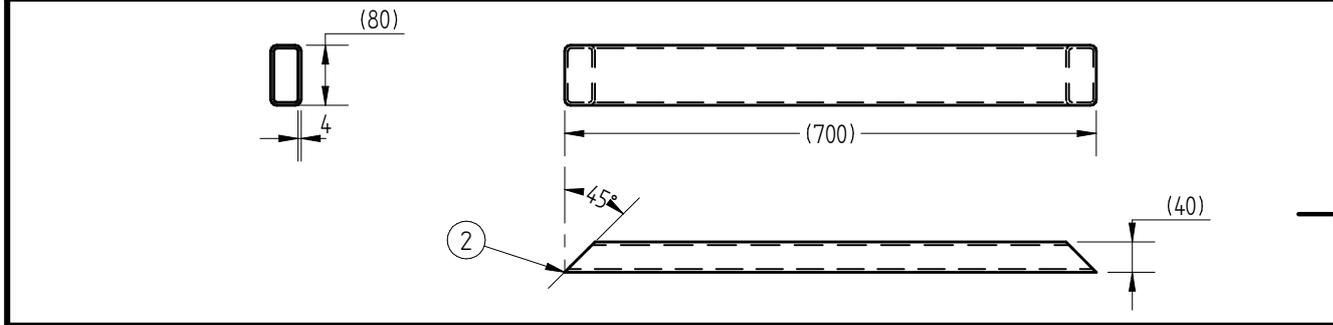
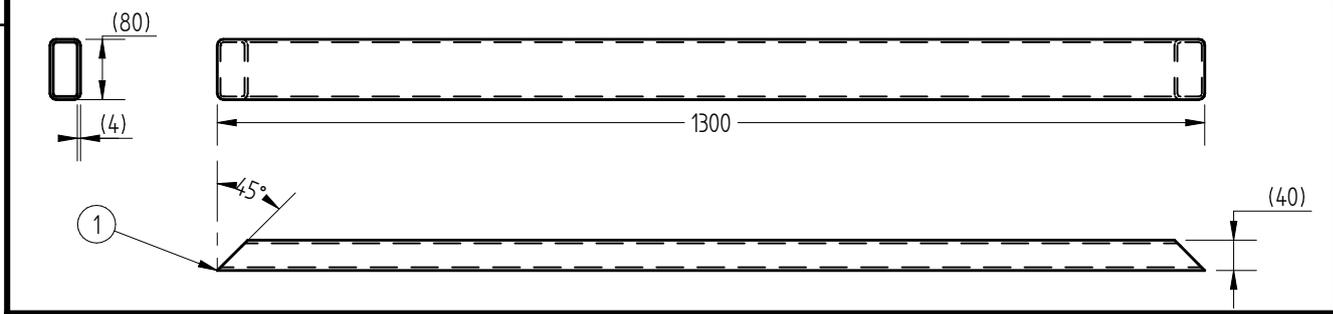
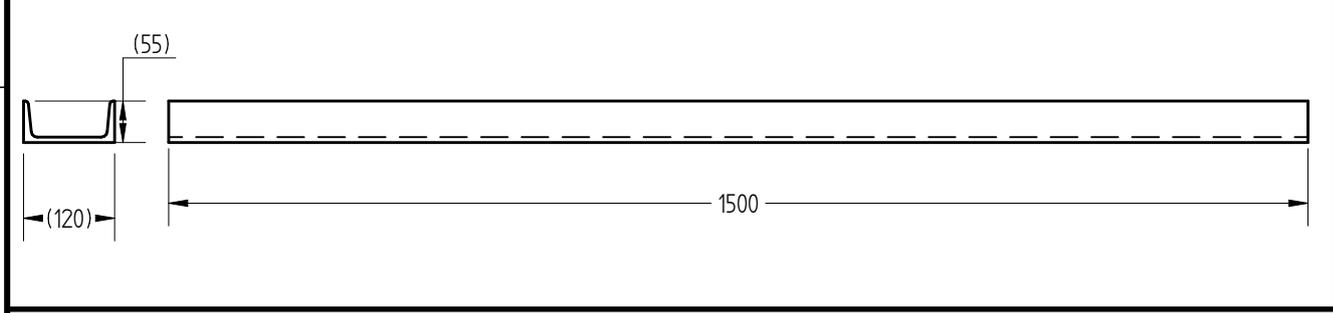


4*	Planchuela apoyo columna	2	Acero estructural	Espesor 3/16 "
3*	UPN 80 travesaño	1	Acero estructural	-
2*	UPN 120 Viga horizontal trasera	1	Acero estructural	-
1*	UPN 120 Viga horizontal frontal	1	Acero estructural	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad:		Fecha	Firma				
	Aprobó:	Proy. L. Moreno					
	DISTRIBUCIÓN	Dib. L. Moreno					
		Rev. J. Delmastro					
Copia:	Rev. M. G. Alonso						
Firma:	Esc. 1:2	TITULOS:		Máquina de ensayos de creep fatiga			
ESTADO DEL DOCUMENTO:		Estructura principal				Código N°: Hoja 2 de 3	
Fecha:						PL-PI2023-001-LDM	
Firma:	A4-V					Rev. N° 0	
						Documento Base	

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-A4-V 210 X 297

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: K	Grado: K



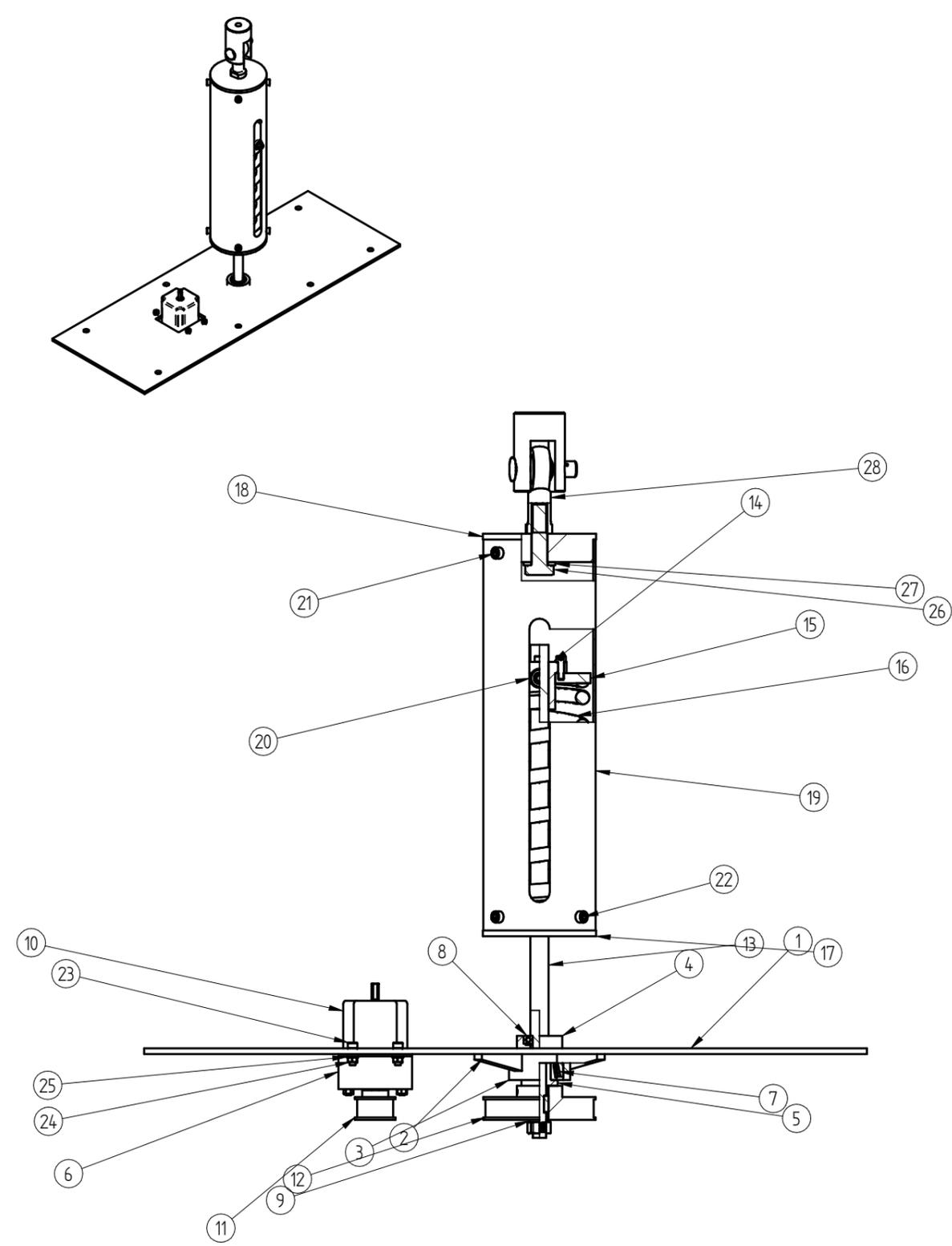
4'	80x40 Base 620	1	Chapa doblada 6,35	-
3'	80x40 Base 700	2	Chapa doblada 6,35	-
2'	80x40 Base 1300	2	Chapa doblada 6,35	-
1'	UPN 120 columna	2	Acero estructural	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	DISTRIBUCIÓN	Proy. L. Moreno	Fecha	Firma			
		Dib. L. Moreno					
		Rev. J. Delmastro					
		Rev. M. G. Alonso					
	Esc: 1:2	TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga			Código N°: Hoja 3 de 3 PL-PI2023-001-LDM		
		Estructura principal			Rev. N° 0		
	A4-V				Documento Base		

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-A4-V 210 X 297

ISO-A H 594 X 420

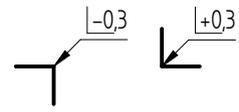
ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN Y/O LA TRANSMISIÓN A UN TERCERO, COMO ASÍ TAMBIÉN LA COMUNICACIÓN O UTILIZACIÓN TOTAL O PARCIAL DE SU CONTENIDO, NO ESTÁ PERMITIDA. SALVO AUTORIZACIÓN EXPRESA POR ESCRITO. TODOS LOS DERECHOS SE HAN RESERVADO, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS DE INVENCIÓN PATENTES PENDIENTES. ESTE DOCUMENTO DEBE SER IMPRIMIDO UNA VEZ QUE SU UTILIZACIÓN NO SEA NECESARIA. A MENOS QUE LA RETENCIÓN DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA.

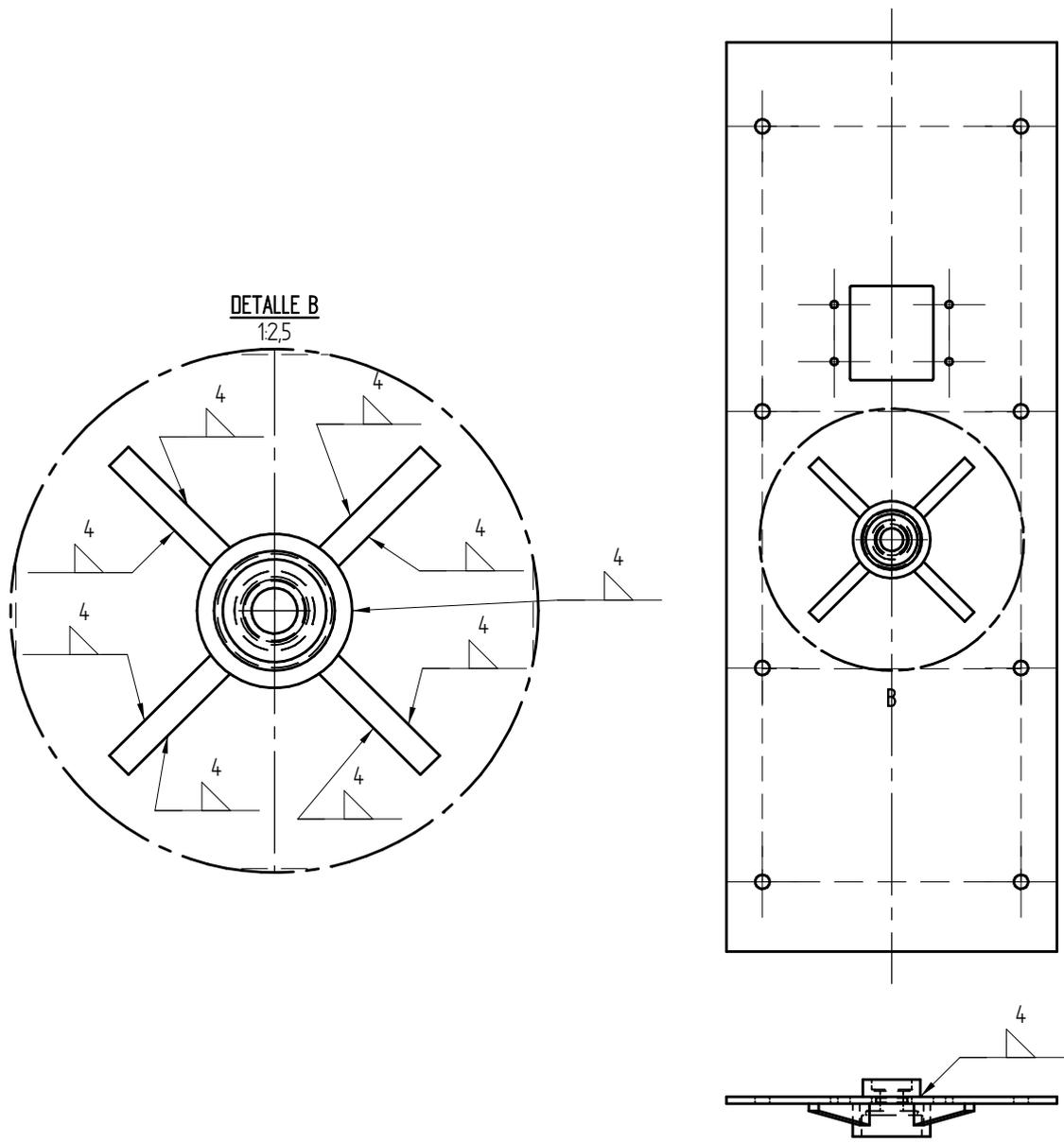


31'	Pasador rótula-conector	1	Acero SAE 1010	Hoja 10
30'	Conector barra-brazo de palanca	1	Acero SAE 1010	Hoja 10
29'	Rotula M14	1	-	SKF SIKB 14 F
28'	Arandela M14	1	Acero	DIN 125
27'	Tornillo M14 x 60 mm	1	Acero	DIN 933
26'	Arandela soporte motor M5	4	Acero	DIN 125
25'	Tuerca M5 soporte motor	8	Acero	DIN 934
24'	Tornillos M5x15 mm husillo y motor	12	Acero	DIN 912
23'	Chaveta eje-polea 4x4x15	1	Acero 1010	Hoja 4
22'	Tornillo sujeción tapas y guía M6x20 mm	9	Acero	DIN 912
21'	Rodamiento guía axial	1	-	606
20'	Recubrimiento	1	Acero 1010	Hoja 6
19'	Tapa superior recubrimiento	1	Acero 1010	Hoja 8
18'	Tapa inferior recubrimiento	1	Acero 1010	Hoja 8
17'	Resorte sistema de carga	1	Acero al carbono	76x12x200 mm
16'	Disco acople tuerca-resorte	1	Acero 1010	Hoja 7
15'	Tuerca husillo	1	-	SFU R 1605
14'	Eje-Tornillo	1	Acero endurecido	Hoja 5
13'	Polea conducida	1	Aluminio	60-5-M-15
12'	Polea conductora	1	Acero	SKF 20-5-M-15
11'	Motor stepper	1	-	Nema 23 alto torque
10'	Tuerca M12	1	Acero	DIN 934
9'	Arandela espaciador M12	1	Acero	DIN 125
8'	Rodamiento de bolas superior	1	-	16001
7'	Rodamiento conico inferior	1	-	32004
6'	Chapa sujeción motor	1	Acero SAE 1010	Hoja 9
5'	Buje soporte rodamiento inferior	1	Bronce	Hoja 4
4'	Soporte rodamiento superior	1	Acero SAE 1010	Hoja 5
3'	Soporte rodamiento inferior	1	Acero SAE 1010	Hoja 5
2'	Aleta refuerzo placa	4	Acero SAE 1010	Hoja 4
1'	Placa sistema de carga	1	Acero SAE 1010	Hoja 3

Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia
Calidad:		Fecha	Firma	
Aprobó:		Proy. L. Moreno		
DISTRIBUCIÓN		Dib. L. Moreno		
Copia:		Rev. J. Delmastro		
Firma:		Rev. M. G. Alonso		
ESTADO DEL DOCUMENTO:		Esc. 1:2	TÍTULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga	
Fecha:			Sistema de Carga	
Firma:		A3-H	Código N°: Hoja 1 de 10 PL-PI2023-002-LDM	
			Rev. N° 0	
			Documento Base	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: B
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: K
		Grado: B	Grado: K
		Grado: F	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015			

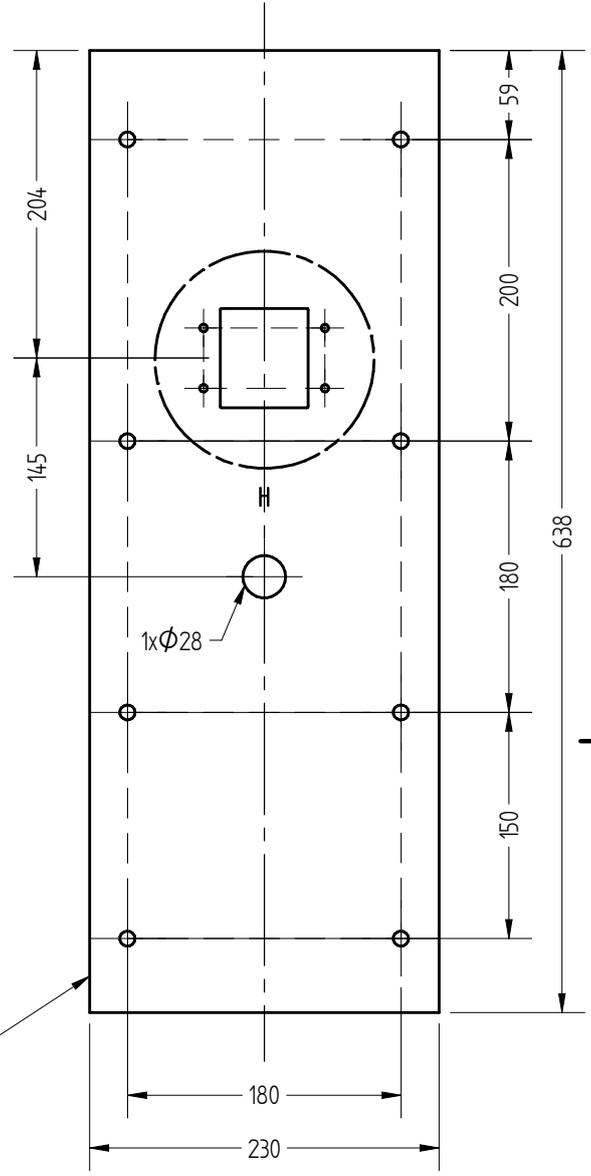
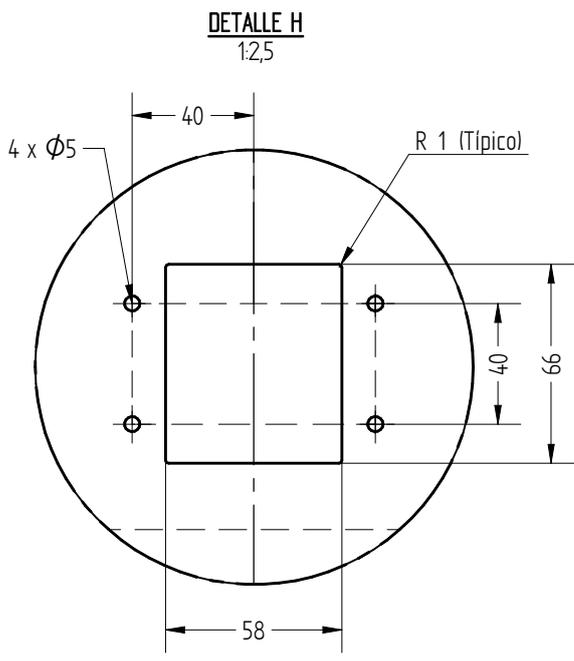


FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297

Calidad:		Fecha	Firma				UNCUYO UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO
Aprobó:	Proy. L. Moreno						
DISTRIBUCIÓN	Dib. L. Moreno						
Copia:	Rev. J. Delmastro						
Firma:	Rev. M. G. Alonso						
ESTADO DEL DOCUMENTO:	Esc: 1:2	TITULOS:		Código N°: Hoja 2 de 10			
-		Máquina de ensayos de creep fatiga		PL-PI2023-002-LDM			
Fecha:		Sistema de Carga		Rev. N°			
Firma:	A4-V			0			
				Documento			
				Base			

SOURCE ACADEMIC COPY

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μ m]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: K	Grado: K

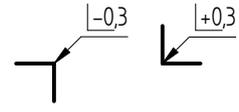


espesor 6.35 mm

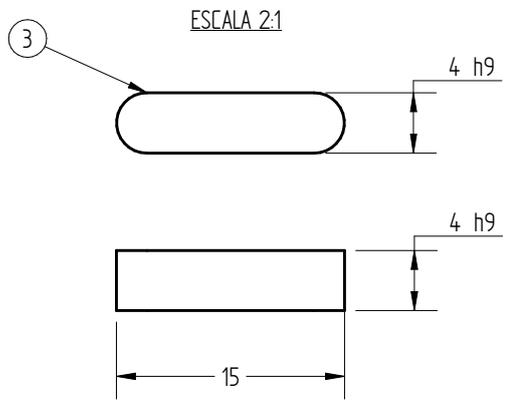
1*	Placa sistema de carga	1	Acero SAE 1010	Calibre
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha Firma	Firma		 UNCUYO UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO		
	Esc: 1:2		TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga			Código N°: Hoja 3 de 10 PL-PI2023-002-LDM	
			Sistema de Carga			Rev. N° 0	
	Fecha: A4-V		Documento Base			-	

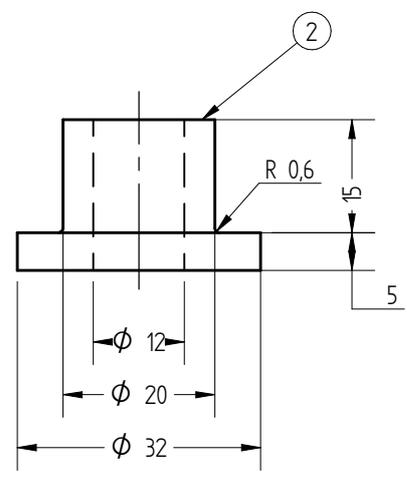
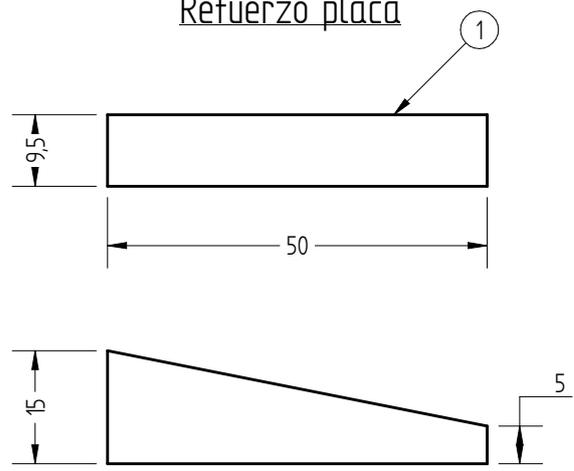
FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: K	Grado: K

Chaveta eje-polea



Refuerzo placa

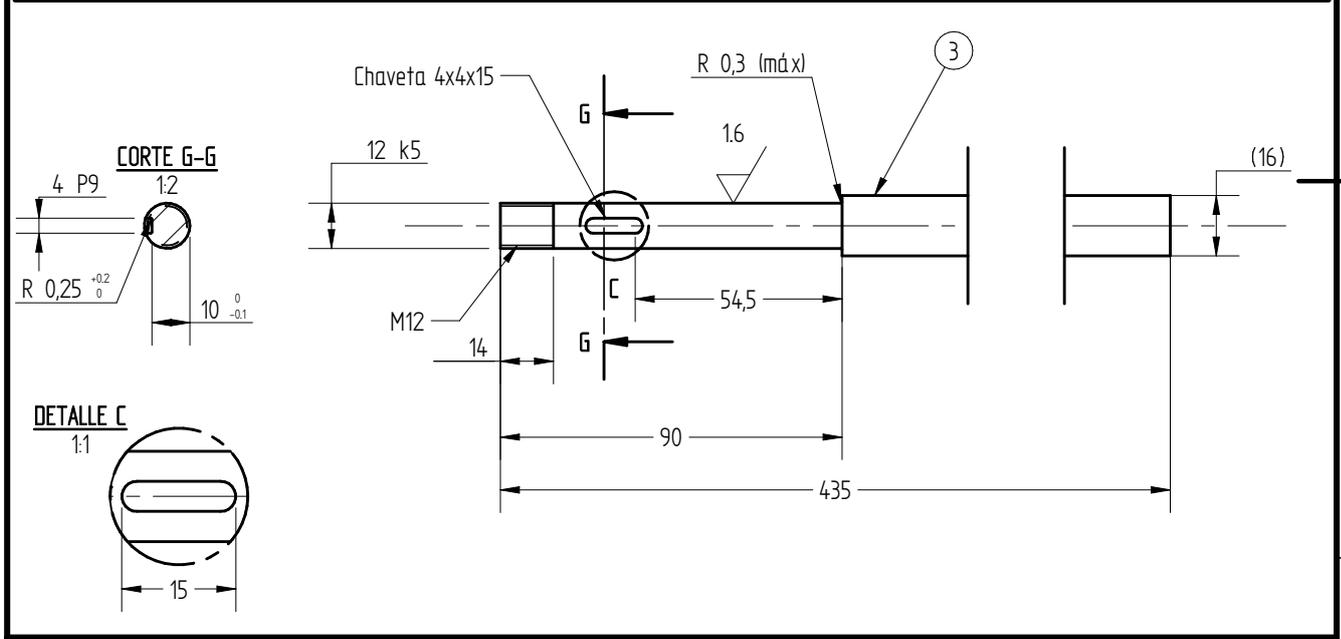
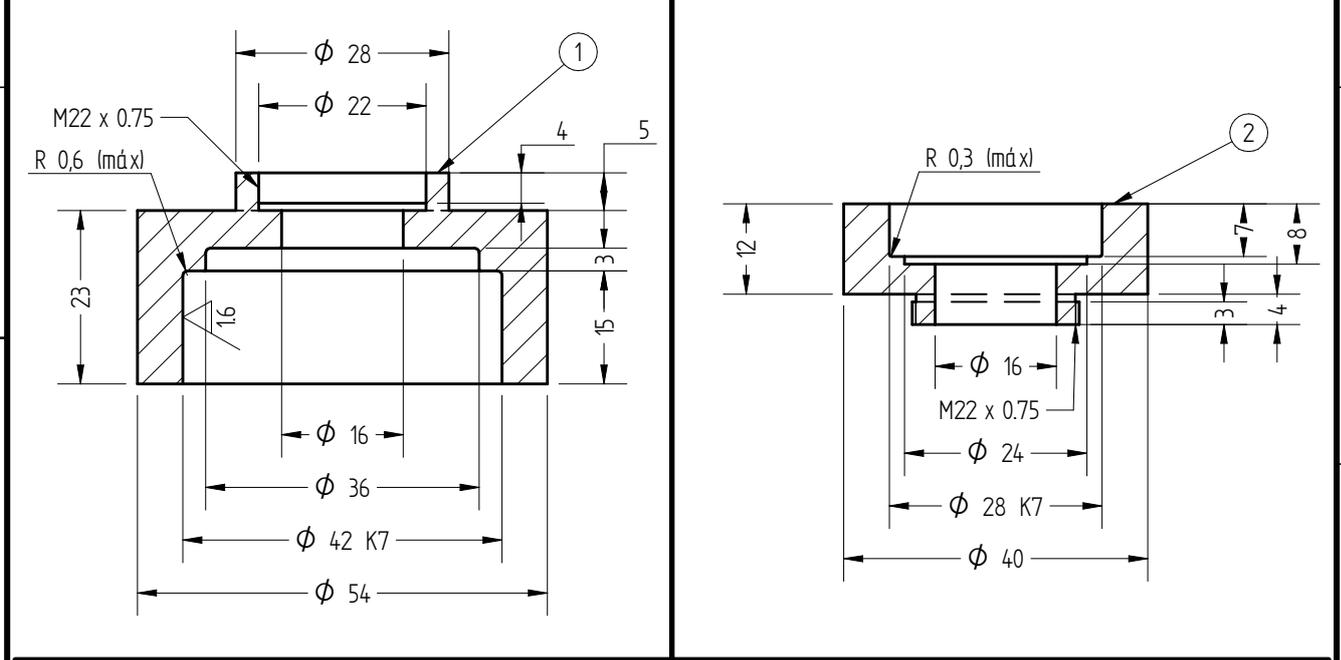


3'	Chaveta eje-polea	1	Acero SAE 1010	DIN 6885 A
2'	Buje soporte rodamiento inferior	1	Bronce	-
1'	Aleta refuerzo placa	4	Acero SAE 1010	Espesor 9,5 mm
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	DISTRIBUCIÓN -	Fecha: Firma:	Firma: A4-V	TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Sistema de Carga		 	Código N°: Hoja 4 de 10 PL-PI2023-002-LDM
							Rev. N°: 0
							Documento Base
							-

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-A4-V 210 X 297

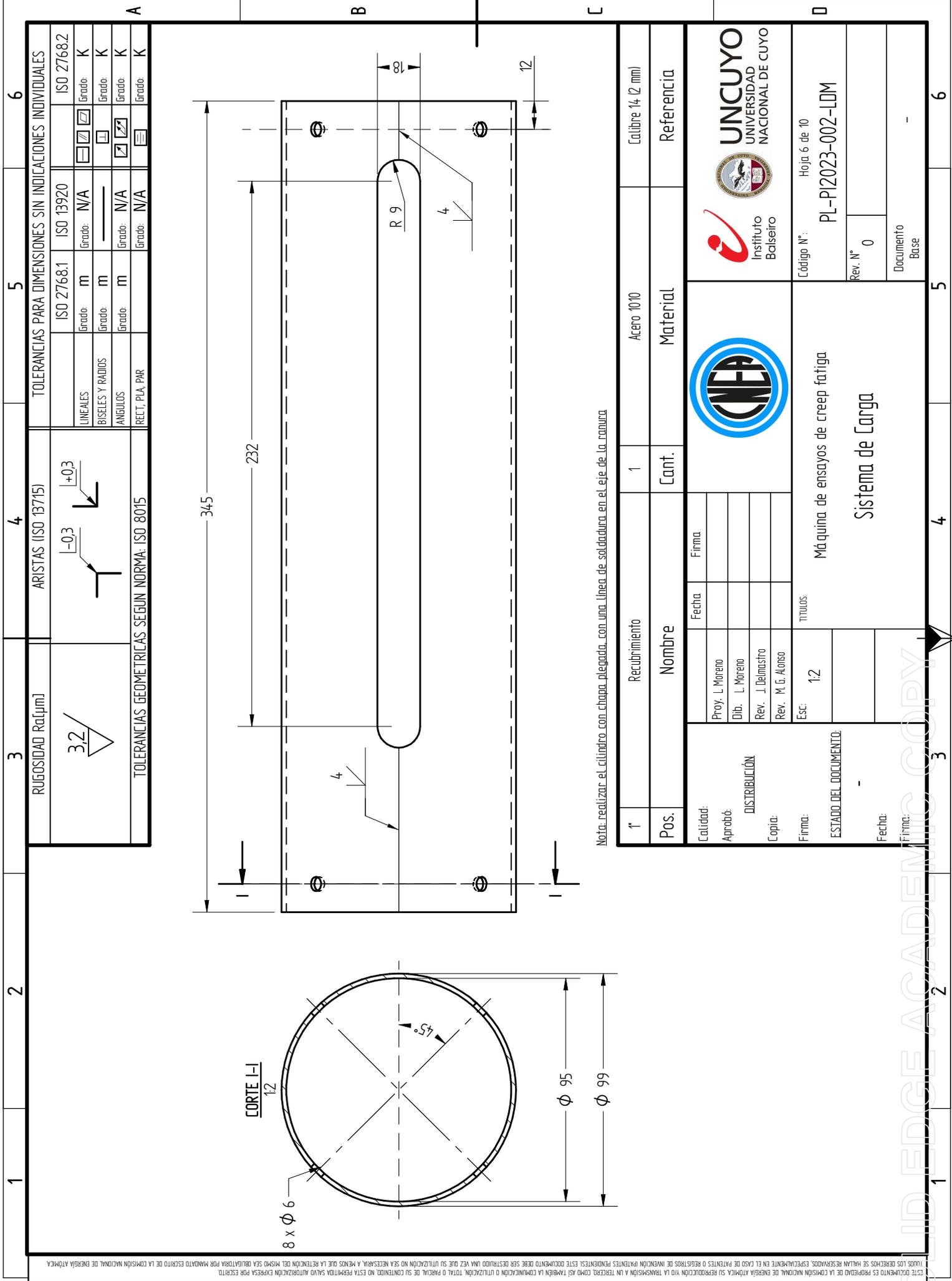
1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: K
		Grado: N/A	Grado: K
		Grado: N/A	Grado: K



3'	Eje-tornillo	1	Acero endurecido	Tornillo de bolas 1605
2'	Soporte rodamiento superior	1	Acero SAE 1010	-
1'	Soporte rodamiento inferior	1	Acero SAE 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	DISTRIBUCIÓN	Proy. L. Moreno	Fecha	Firma			
		Dib. L. Moreno					
		Rev. J. Delmastro					
		Rev. M. G. Alonso					
	Esc. 1:2	TÍTULOS:	Máquina de ensayos de creep fatiga				Código N°: Hoja 5 de 10
		Sistema de Carga					PL-PI2023-002-LDM
							Rev. N° 0
							Documento Base

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-A4-V 210 X 297



1	2	3	4	5	6
RUGOSIDAD Ra(µm)		ARISTAS (ISO 13715)		TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3.2		-0.3 / +0.3		ISO 2768.1 / ISO 13920	
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		LINEALES		Grado: m / Grado: N/A	
		BISELES Y RADIOS		Grado: m / Grado: N/A	
		ANGULOS		Grado: m / Grado: N/A	
		RECT. PLA. PAR		Grado: N/A / Grado: N/A	

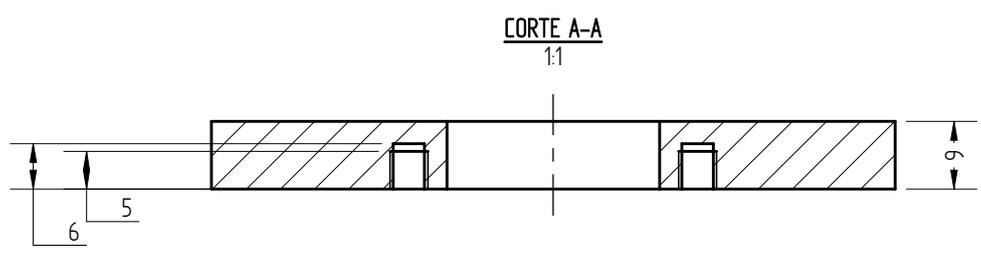
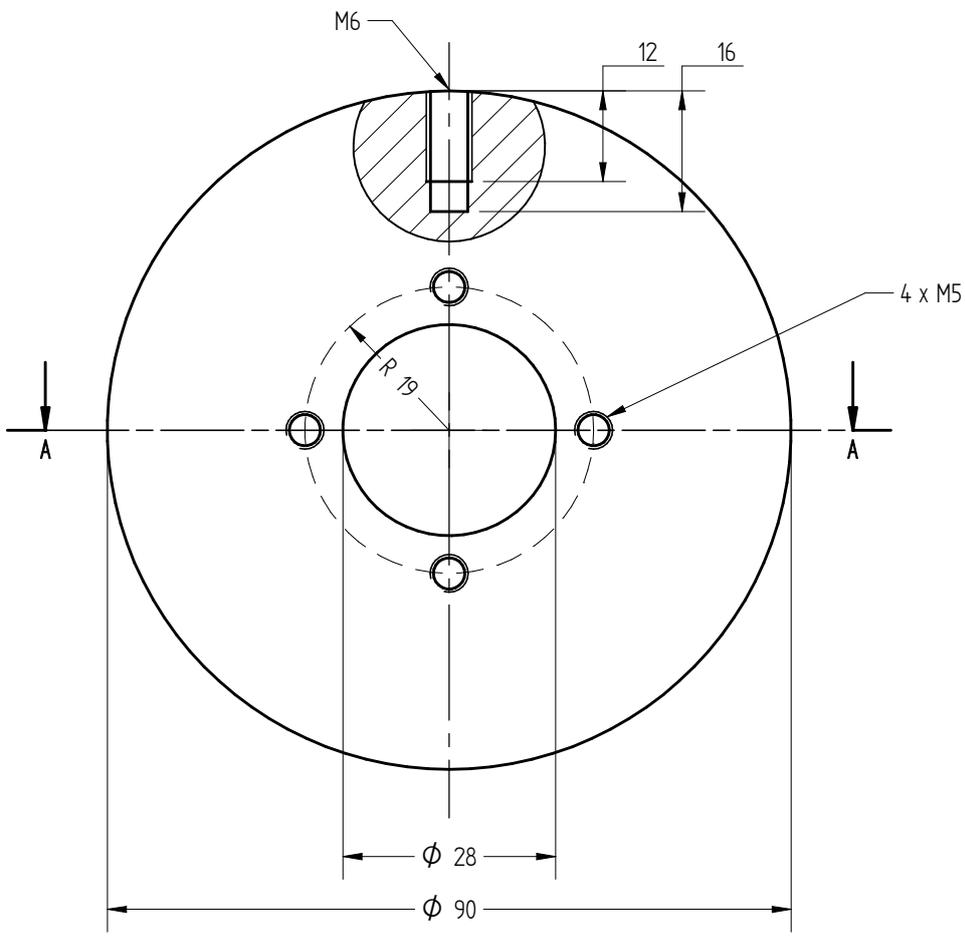
1	2	3	4	5	6
Calidad:		Fecha:		Firma:	
Aprobó:		Dib.:		Rev.:	
Copia:		Esc.:		TÍTULOS:	
ESTADO DEL DOCUMENTO:		Máquina de ensayos de creep fatiga		Código N°:	
Fecha:		-		PL-P12023-002-LDM	
Firma:		-		Rev. N° 0	
		-		Documento Base	

1	2	3	4	5	6
Pos.		Recubrimiento		Referencia	
1		Aero 1010		Calibre 14 (2 mm)	
Nombre		Material		Referencia	
Cant.		Aero 1010		Calibre 14 (2 mm)	

Nota: realizar el cilindro con chapa plegada, con una línea de soldadura en el eje de la ranura

Proyecto: L. Moreno Dibujo: L. Moreno Revisión: J. Belmaristro Revisión: M. G. Alonso		Fecha: Firma:		Hoja 6 de 10	
Distribución:		Escala: 12		Código N°: PL-P12023-002-LDM	
Estado del documento:		Máquina de ensayos de creep fatiga		Rev. N° 0	
Fecha:		Sistema de Carga		Documento Base	
Firma:		-		-	

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		ISO 2768.2	
		LINEALES	Grado: m
		BISELES Y RADIOS	Grado: m
		ANGULOS	Grado: m
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A

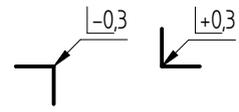


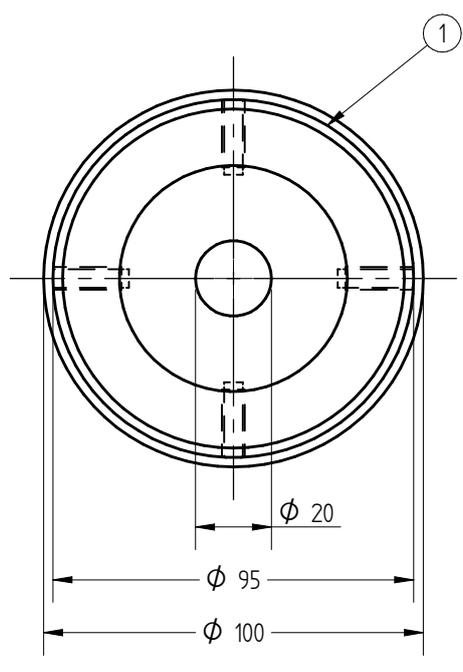
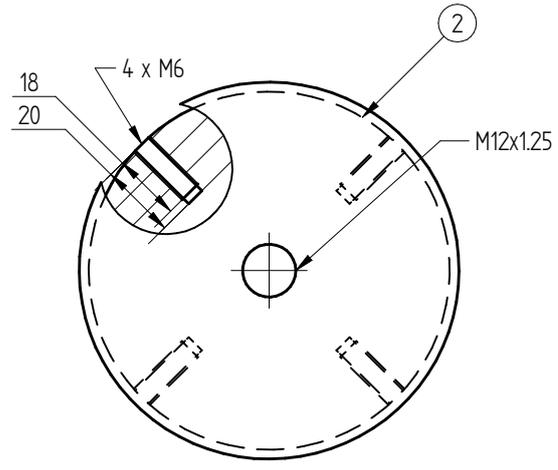
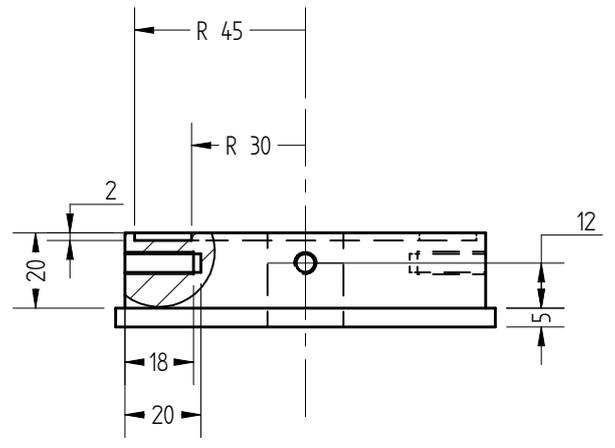
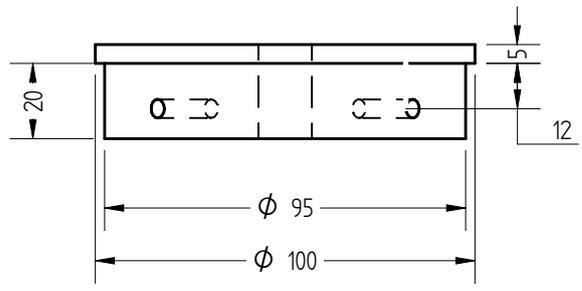
CORTE A-A
1:1

1*	Disco acople tuerca-resorte	1	Acero 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: DISTRIBUCIÓN Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno	Fecha	Firma			
	Dib. L. Moreno					
	Rev. J. Delmastro					
	Rev. M. G. Alonso					
	Esc: 1:2	TITULOS:	Máquina de ensayos de creep fatiga		Código N°:	Hoja 7 de 10
		Sistema de Carga		Rev. N°	0	PL-PI2023-002-LDM
	A4-V			Documento Base		

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-A4-V 210 X 297

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2			
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015			
		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
		Grado: N/A	Grado: K



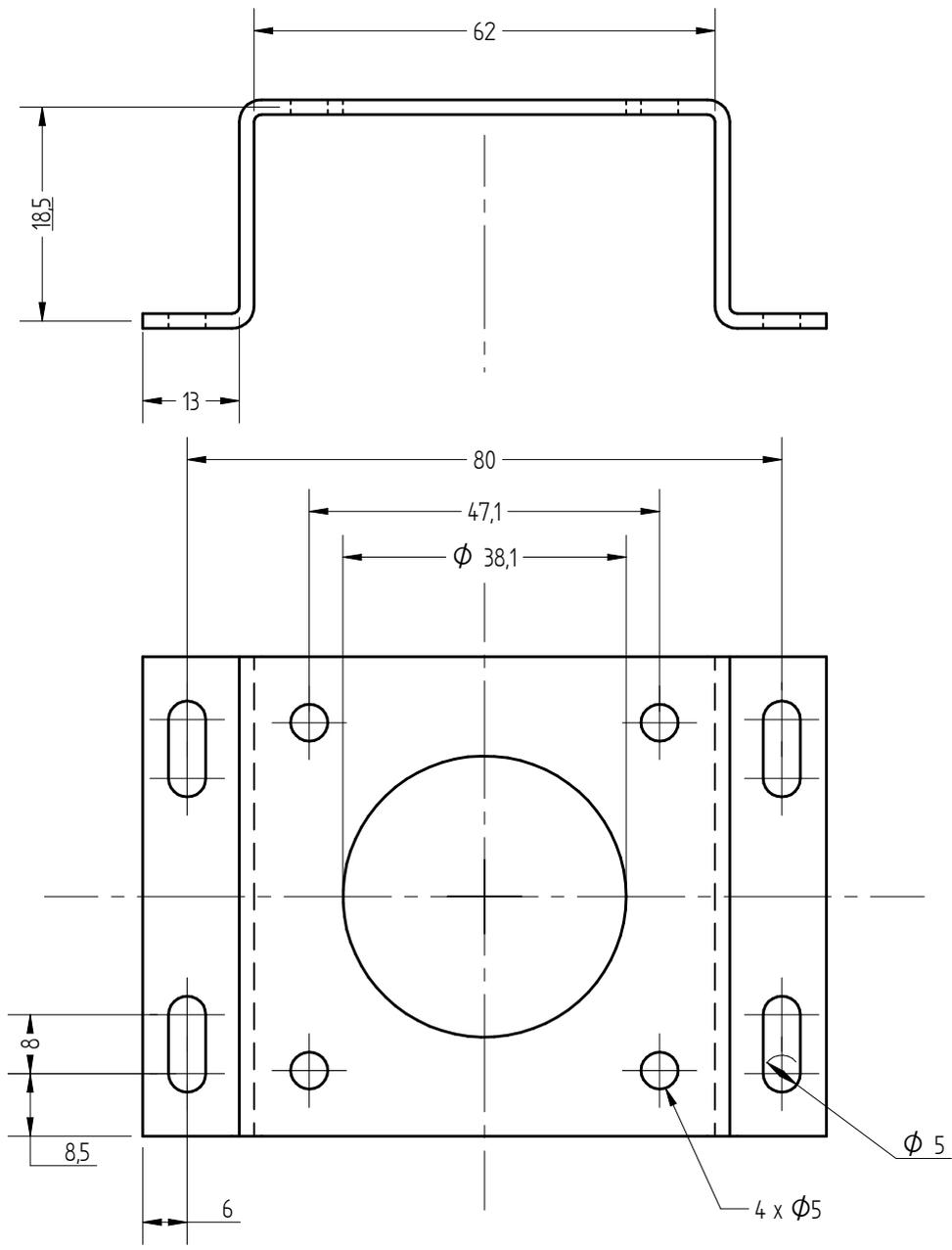
2'	Tapa superior recubrimiento	1	Acero 1010	-
1'	Tapa inferior recubrimiento	1	Acero 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha Firma	Firma		  UNCUYO UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO	
	Esc: 1:2 TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Sistema de Carga					Código N°: Hoja 8 de 10 PL-PI2023-002-LDM
						Rev. N° 0
	Fecha: Firma: A4-V					Documento Base -

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297

ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA. SU REPRODUCCION O UTILIZACION TOTAL O PARCIAL DE SU CONTENIDO, NO ESTA PERMITIDA SIN LA AUTORIZACION EXPRESA POR ESCRITO. SEGUN LOS DERECHOS SE HALLAN RESERVADOS, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS DE INVENCIÓN. ESTE DOCUMENTO DEBE SER DESTROYDO UNA VEZ QUE SU UTILIZACION NO SEA NECESARIA, A MENOS QUE LA RETENCION DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA.

1	2	3	4			
RUGOSIDAD Ra[μ m]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES				
			ISO 2768.1	ISO 13920		ISO 2768.2
		LINEALES	Grado: m	Grado: N/A		Grado: K
		BISELES Y RADIOS	Grado: m			Grado: K
		ANGULOS	Grado: m	Grado: N/A		Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR		Grado: N/A		Grado: K

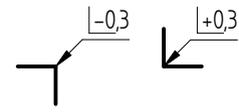


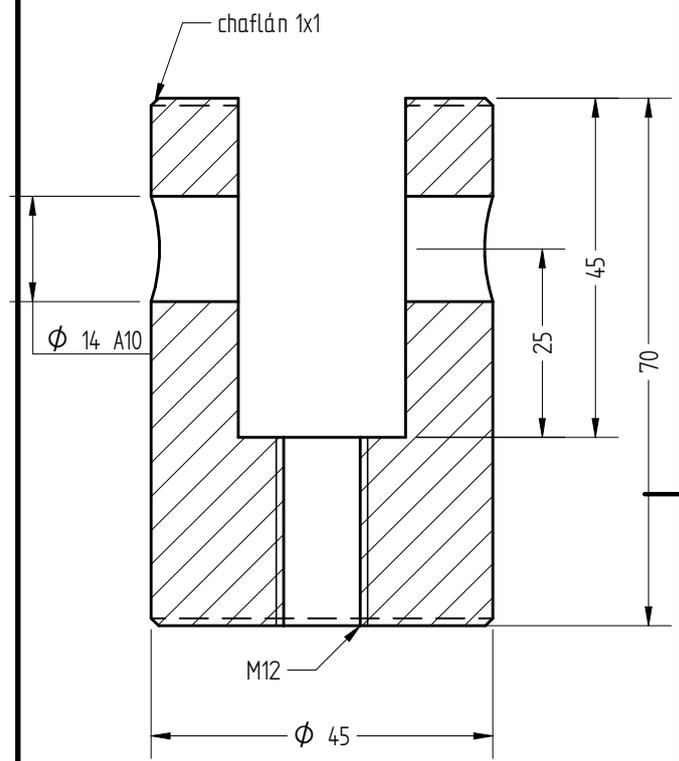
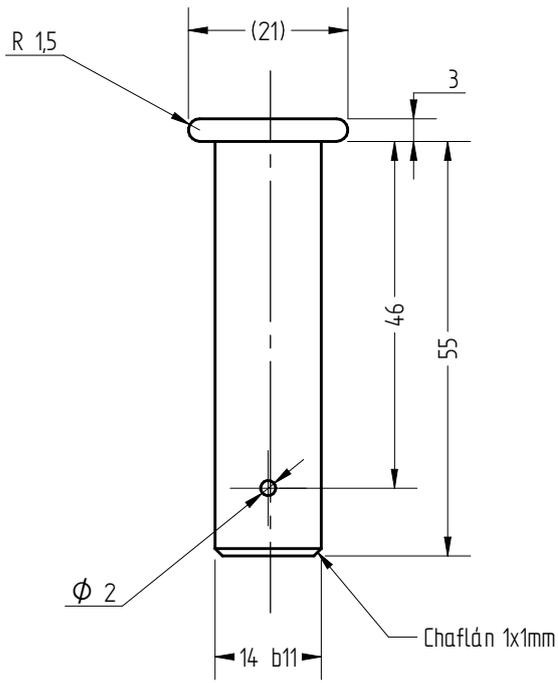
Nota: realizar en chapa doblada

1*	Chapa sujeción motor	1	Acero SAE 1010	Calibre 18 (1,24 mm)
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha: Firma:	 Código N°: Hoja 9 de 10 PL-PI2023-002-LDM Rev. N° 0 Documento Base
	Esc: 1:2 	TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Sistema de Carga	
	A4-V		

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44 V 210 X 297

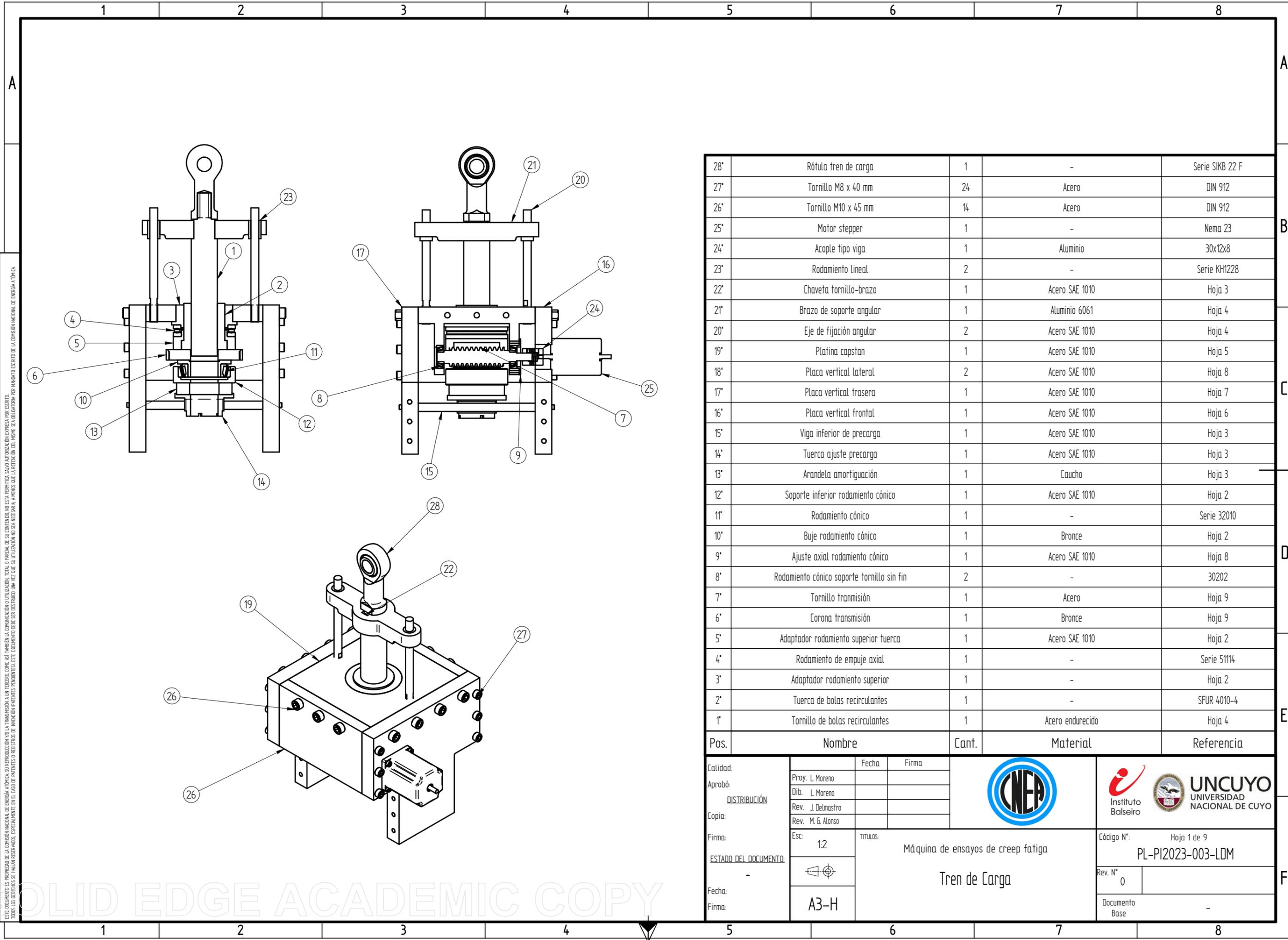
1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: K	Grado: K



2"	Pasador rótula-conector	1	Acero SAE 1010	-
1"	Conector barra-brazo de palanca	1	Acero SAE 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad:	Proy. L. Moreno	Fecha	Firma				UNCUYO UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO	
	Aprobó:	Dib. L. Moreno						
	Copia:	Rev. J. Delmastro						
	Firma:	Rev. M. G. Alonso						
ESTADO DEL DOCUMENTO:	Esc. 1:2	TITULOS:			Código N°: Hoja 10 de 10			
-		Máquina de ensayos de creep fatiga			PL-PI2023-002-LDM			
Fecha:		Sistema de Carga			Rev. N° 0			
Firma:	A4-V				Documento Base			

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297
 ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN O UTILIZACIÓN, TOTAL O PARCIAL, DE SU CONTENIDO, NO ESTÁ PERMITIDA SIN LA AUTORIZACIÓN EXPRESA POR ESCRITO. SEGUN LOS DERECHOS SE HALLAN RESERVADOS, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS DE INVENCIÓN PATENTES PENDIENTES. ESTE DOCUMENTO DEBE SER DESTRUIDO UNA VEZ QUE SU UTILIZACIÓN NO SEA NECESARIA, A MENOS QUE LA RETENCIÓN DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA.



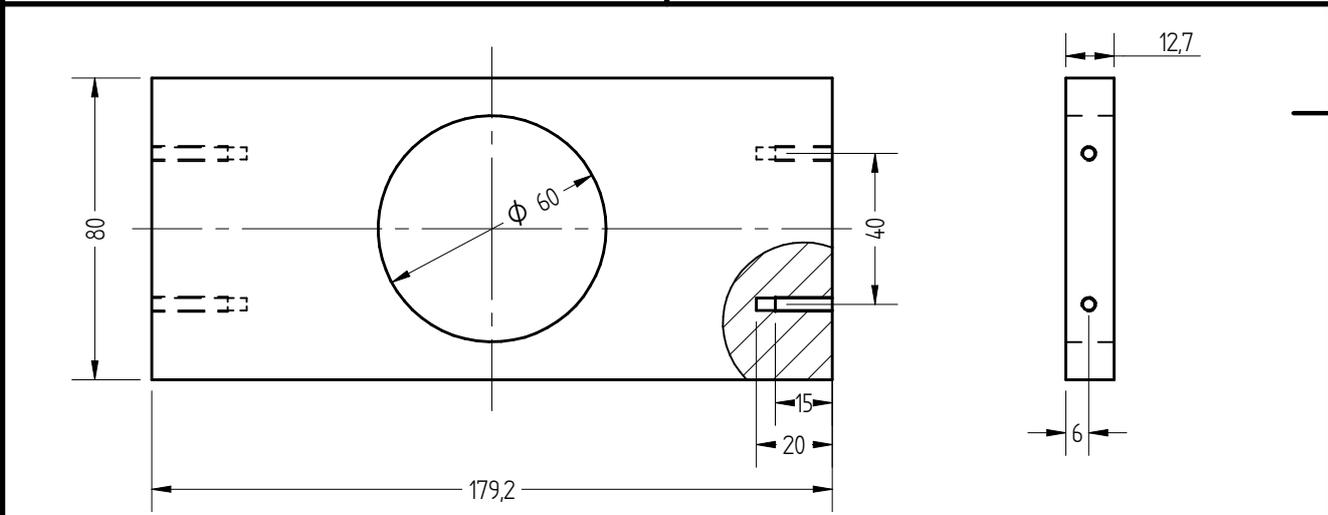
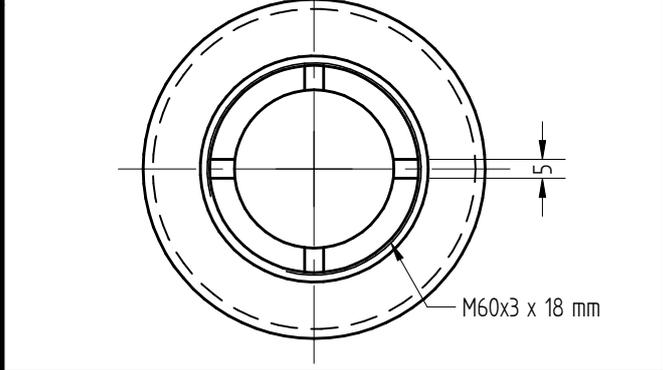
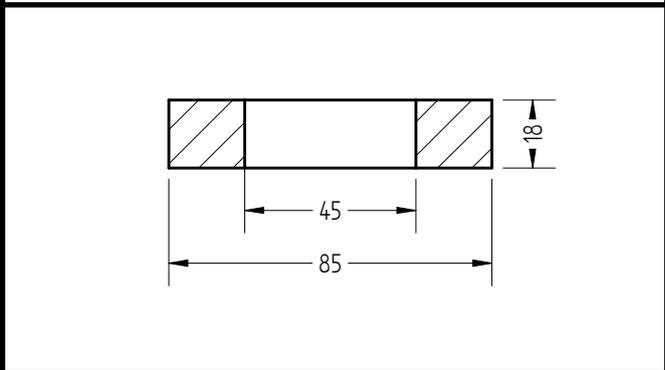
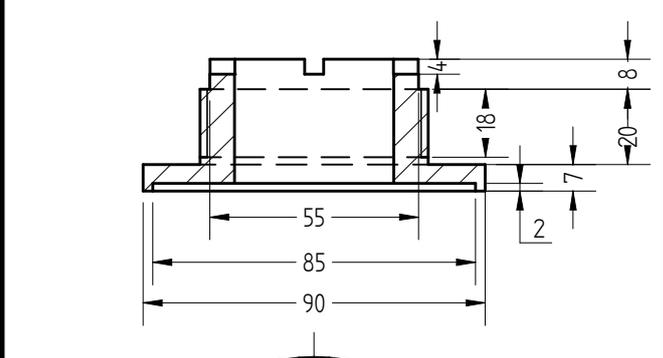
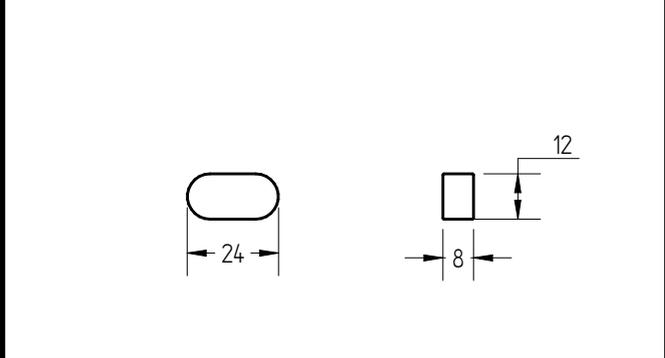
28'	Rótula tren de carga	1	-	Serie SIKB 22 F
27'	Tornillo M8 x 40 mm	24	Acero	DIN 912
26'	Tornillo M10 x 45 mm	14	Acero	DIN 912
25'	Motor stepper	1	-	Nema 23
24'	Acople tipo viga	1	Aluminio	30x12x8
23'	Rodamiento lineal	2	-	Serie KH1228
22'	Chaveta tornillo-brazo	1	Acero SAE 1010	Hoja 3
21'	Brazo de soporte angular	1	Aluminio 6061	Hoja 4
20'	Eje de fijación angular	2	Acero SAE 1010	Hoja 4
19'	Platina capstan	1	Acero SAE 1010	Hoja 5
18'	Placa vertical lateral	2	Acero SAE 1010	Hoja 8
17'	Placa vertical trasera	1	Acero SAE 1010	Hoja 7
16'	Placa vertical frontal	1	Acero SAE 1010	Hoja 6
15'	Viga inferior de precarga	1	Acero SAE 1010	Hoja 3
14'	Tuerca ajuste precarga	1	Acero SAE 1010	Hoja 3
13'	Arandela amortiguación	1	Caucho	Hoja 3
12'	Soporte inferior rodamiento cónico	1	Acero SAE 1010	Hoja 2
11'	Rodamiento cónico	1	-	Serie 32010
10'	Buje rodamiento cónico	1	Bronce	Hoja 2
9'	Ajuste axial rodamiento cónico	1	Acero SAE 1010	Hoja 8
8'	Rodamiento cónico soporte tornillo sin fin	2	-	30202
7'	Tornillo transmisión	1	Acero	Hoja 9
6'	Corona transmisión	1	Bronce	Hoja 9
5'	Adaptador rodamiento superior tuerca	1	Acero SAE 1010	Hoja 2
4'	Rodamiento de empuje axial	1	-	Serie 51114
3'	Adaptador rodamiento superior	1	-	Hoja 2
2'	Tuerca de bolas recirculantes	1	-	SFUR 4010-4
1'	Tornillo de bolas recirculantes	1	Acero endurecido	Hoja 4

Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia
Calidad:		Fecha	Firma	
Aprobó:		Proy. L. Moreno		
DISTRIBUCIÓN		Dib. L. Moreno		
Copia:		Rev. J. Delmastro		
Firma:		Rev. M. G. Alonso		
ESTADO DEL DOCUMENTO:		Esc. 1:2	TÍTULOS:	
-			Máquina de ensayos de creep fatiga	
Fecha:			Tren de Carga	
Firma:		A3-H		
		Instituto Balseiro		UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO
		Código N°:		Hoja 1 de 9
		PL-PI2023-003-LDM		
		Rev. N°		0
		Documento Base		-

FO-EN-51N-TH-ME-010-1 ISO-A-H 594 X 420
 ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN O UTILIZACIÓN, TOTAL O PARCIAL, DE SU CONTENIDO, NO ESTA PERMITIDA SIN LA AUTORIZACIÓN EXPRESA POR ESCRITO. TODOS LOS DERECHOS SE HAN RESERVADO, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS. ESTE DOCUMENTO DEBE SER IMPRIMIDO EN UN ORDENADOR CON FUENTE DE IMPRESIÓN EN NEGRO.

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μ m]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: K
		Grado: N/A	Grado: K
		Grado: N/A	Grado: K

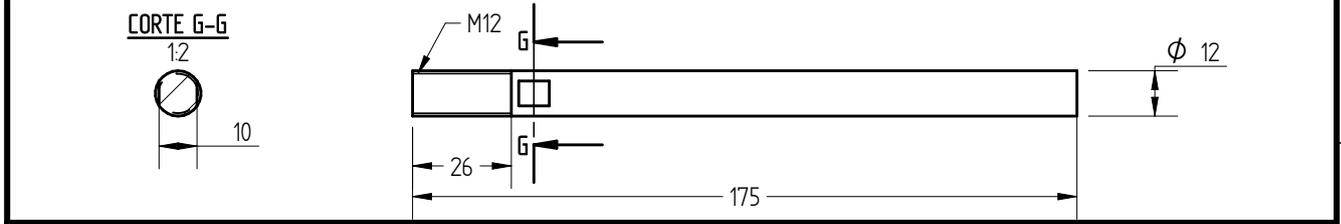
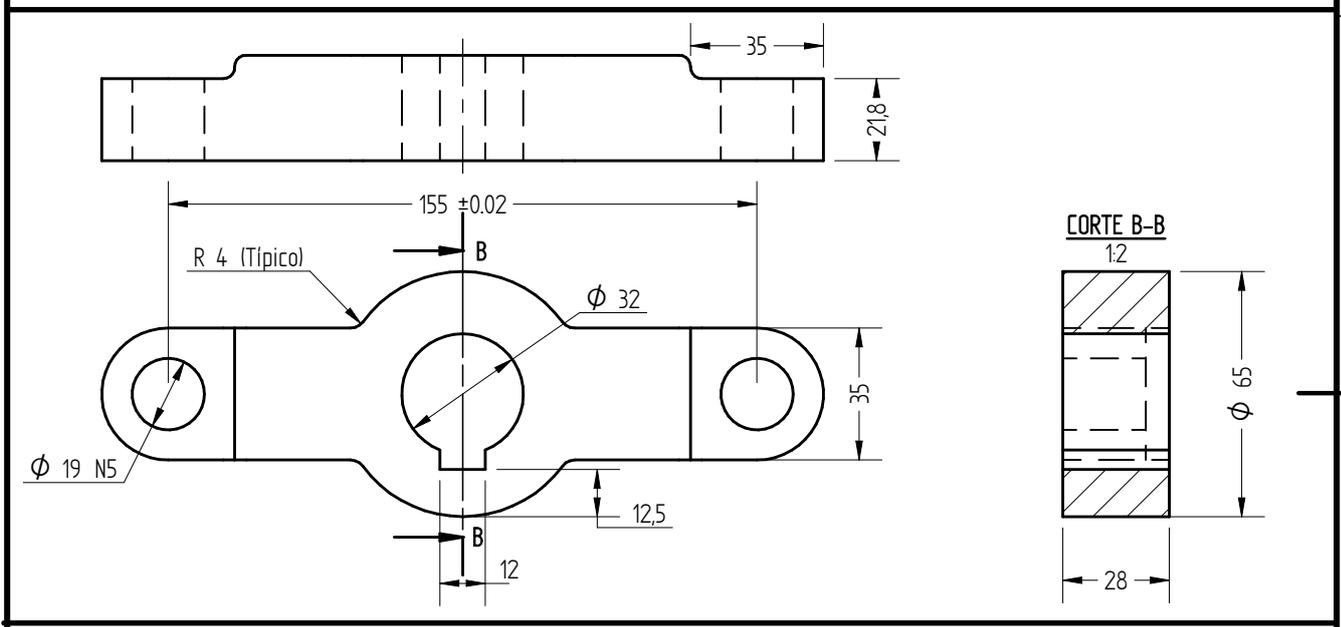
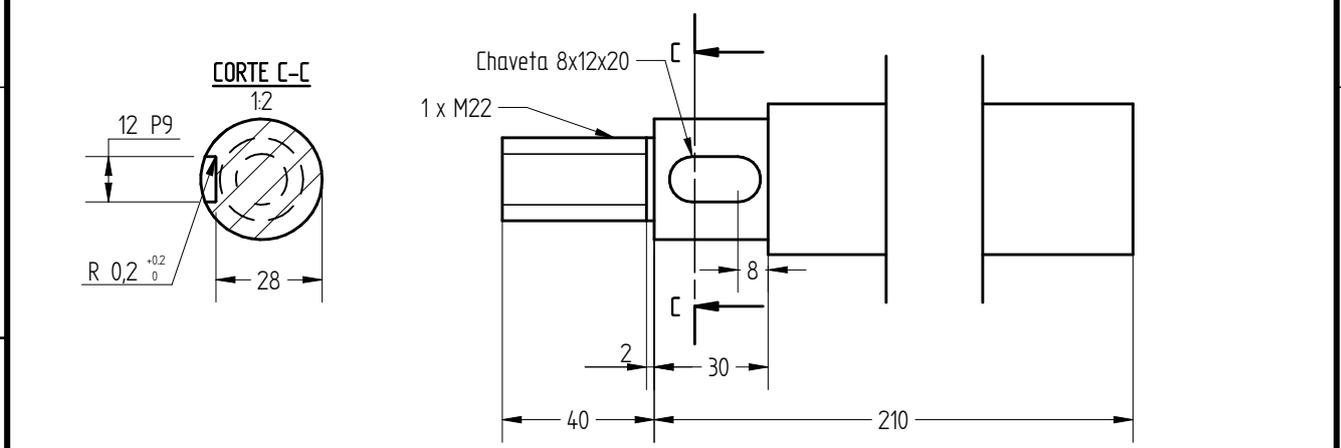


4'	Viga inferior de precarga	1	Acero SAE 1010	-
3'	Arandela amortiguación	1	Caucho	-
2'	Tuerca ajuste precarga	1	Acero SAE 1010	-
1'	Chaveta tornillo-brazo 12x8x24	1	Acero SAE 1010	DIN 6885 A
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	DISTRIBUCIÓN	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha: Firma:	 UNCUYO UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO	Código N°: Hoja 3 de 9 PL-PI2023-003-LDM Rev. N° 0 Documento Base
	Esc: 1:2 		TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Tren de Carga		
	Fecha:				
	Firma: A4-V				

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297
 ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN O UTILIZACIÓN TOTAL O PARCIAL DE SU CONTENIDO, SIN ESTAR PERMITIDA, SALVO AUTORIZACIÓN EXPRESA POR ESCRITO. SEGUN LOS DEBERES SE HAN DE RESERVAR, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS DE INVENCIÓN, PATENTES PENDIENTES, ESTE DOCUMENTO DEBE SER DESTROYED UNA VEZ QUE SU UTILIZACIÓN NO SEA NECESARIA, A MENOS QUE LA RETENCIÓN DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA.

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		LINEALES	Grado: m
		BISELES Y RADIOS	Grado: m
		ANGULOS	Grado: m
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT. PLA. PAR	Grado: N/A

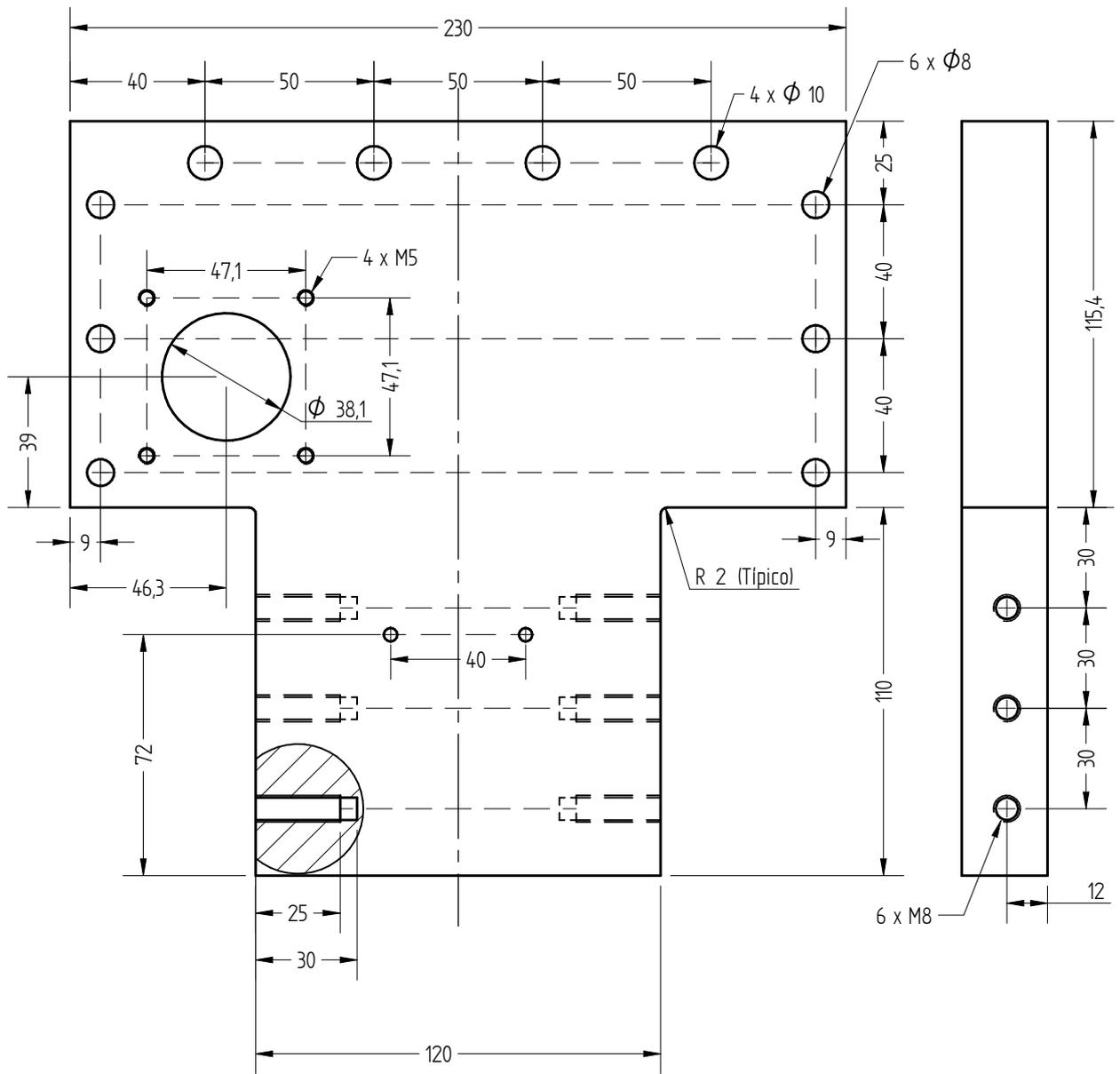


3'	Eje de fijación angular	2	Acero SAE 1010	-
2'	Brazo de soporte angular	1	Aluminio 6061	-
1'	Tornillo de bolas recirculantes	1	Acero endurecido	Serie 4010
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: DISTRIBUCIÓN Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno	Fecha	Firma	
	Dib. L. Moreno			
	Rev. J. Delmastro			
	Rev. M. G. Alonso			
Esc: 1:2	TITULOS:		Máquina de ensayos de creep fatiga	Código N°: Hoja 4 de 9
			Tren de Carga	PL-PI2023-003-LDM
	A4-V			Rev. N° 0
				Documento Base

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1
 ISO-A4-V 210 X 297
 ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN O UTILIZACIÓN TOTAL O PARCIAL DE SU CONTENIDO, NO ESTA PERMITIDA, SIN LA AUTORIZACIÓN EXPRESA POR ESCRITO. SEGUN LOS DERECHOS SE HALLAN RESERVADOS, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS DE INVENCIÓN. ESTE DOCUMENTO DEBE SER DESTROYO UNA VEZ QUE SU UTILIZACIÓN NO SEA NECESARIA, A MENOS QUE LA RETENCIÓN DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA.

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μ m]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K

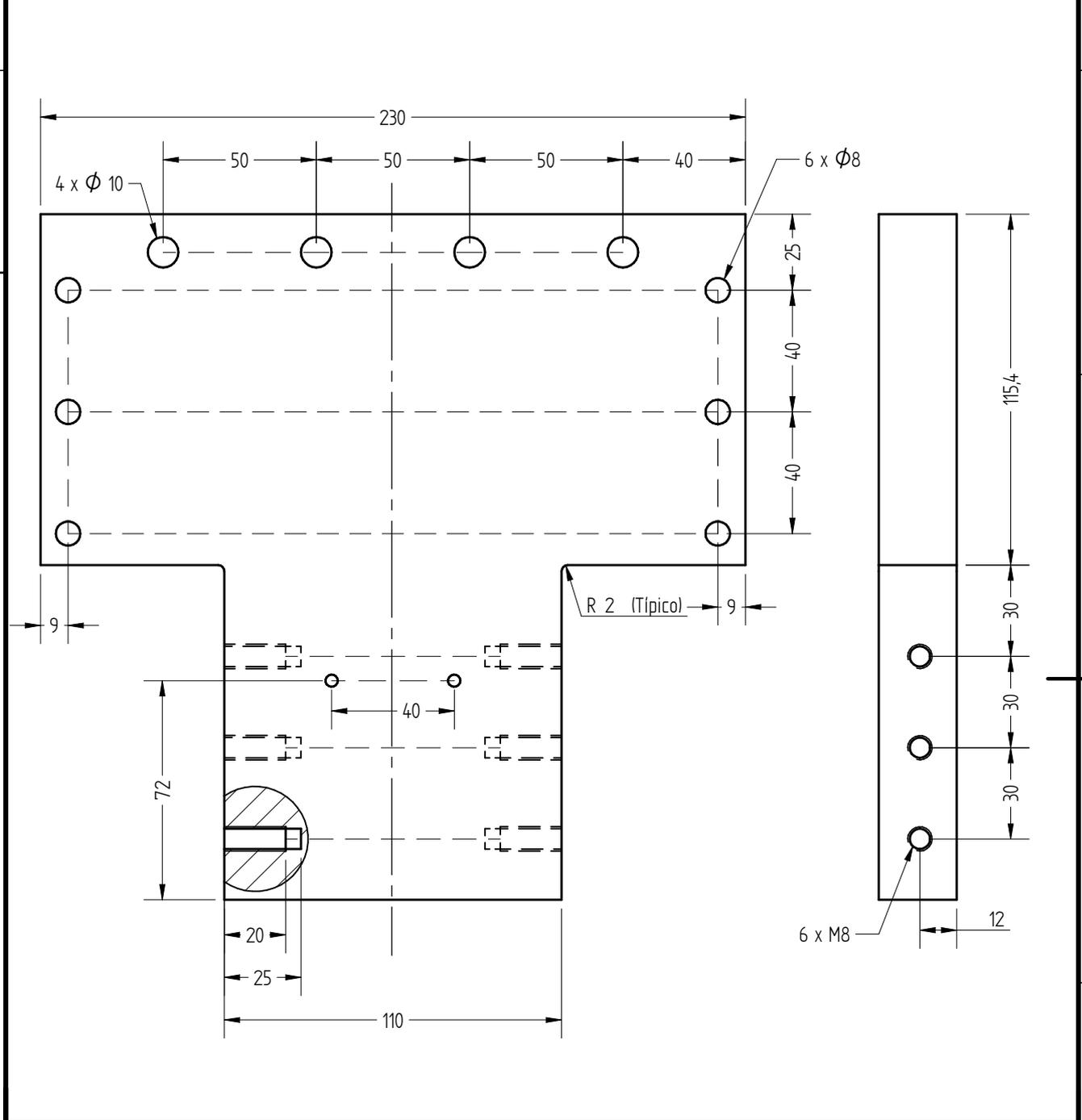


1*	Placa vertical frontal	1	Acero SAE 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha Firma	Firma						
	DISTRIBUCIÓN						Esc.: 1:2	TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Tren de Carga	Código N°: Hoja 6 de 9 PL-PI2023-003-LDM
	ESTADO DEL DOCUMENTO: -							Rev. N° 0	Documento Base
	Fecha: Firma:						A4-V	Documento Base	-

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K

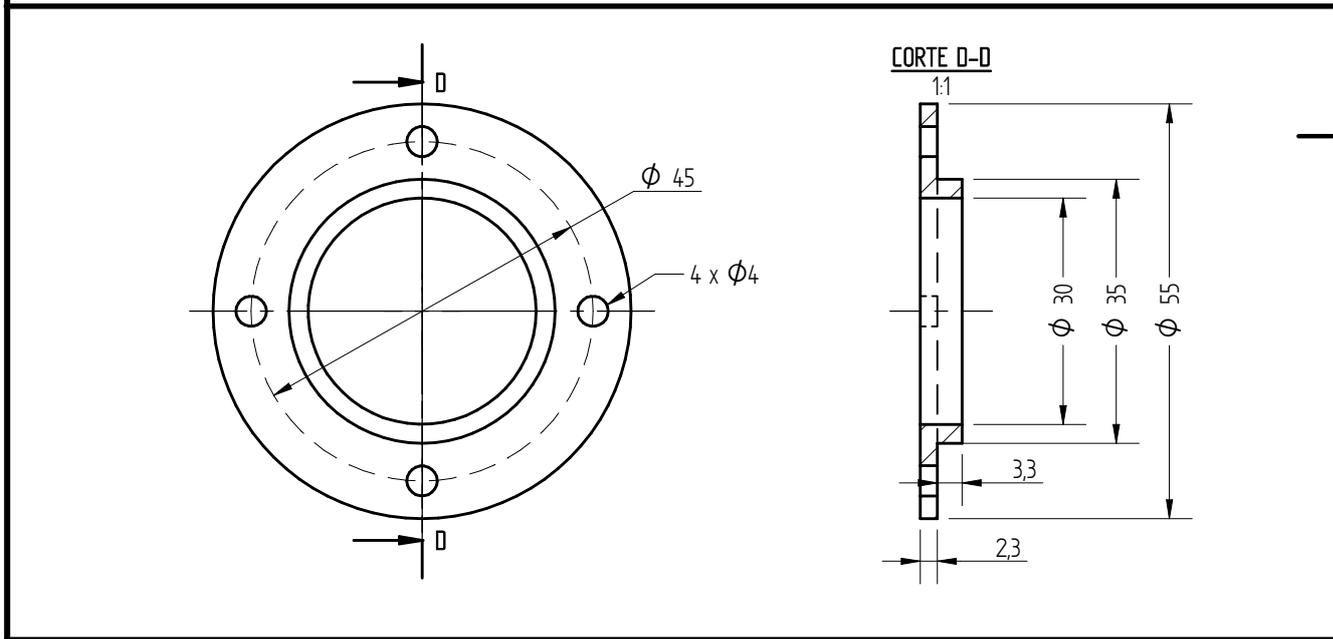
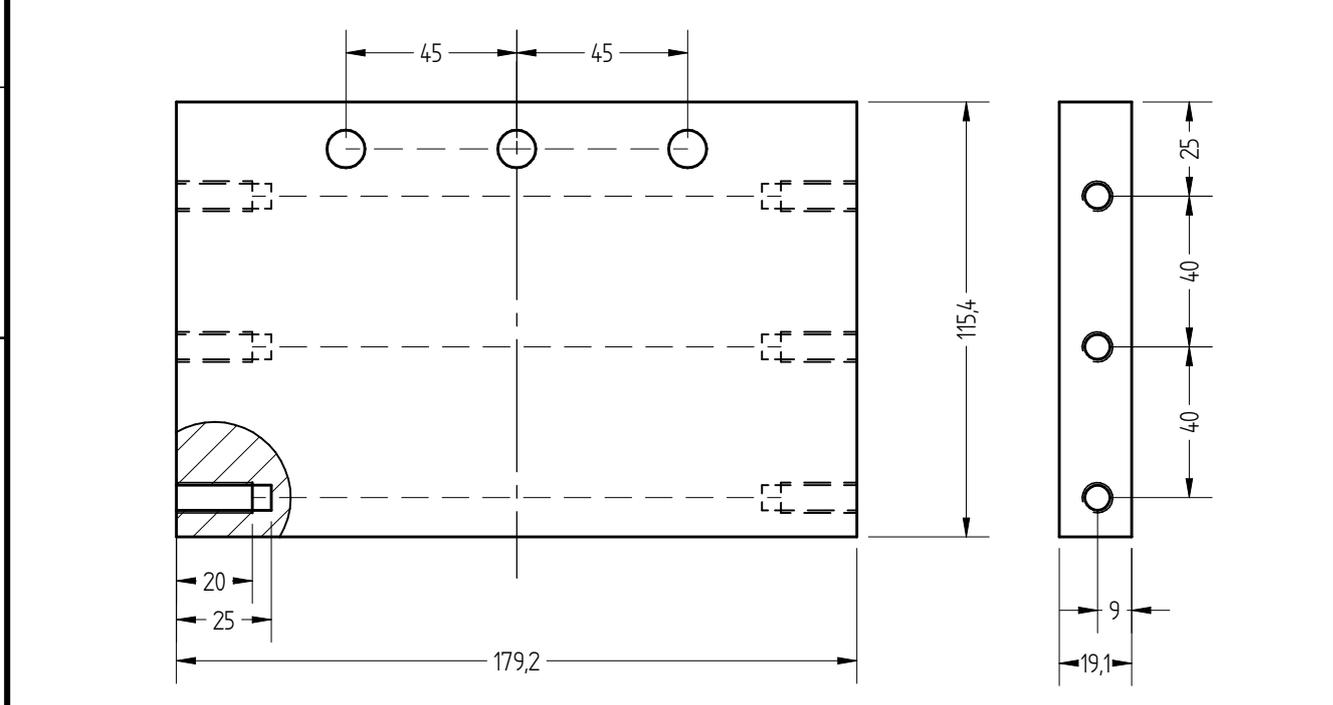


1*	Placa vertical trasera	1	Acero SAE 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha Firma	Firma					
	DISTRIBUCIÓN						TÍTULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Tren de Carga	Código N°: Hoja 7 de 9 PL-PI2023-003-LDM
	Esc.: 1:2							Rev. N° 0
	Fecha: Firma: A4-V						Documento Base	-

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297

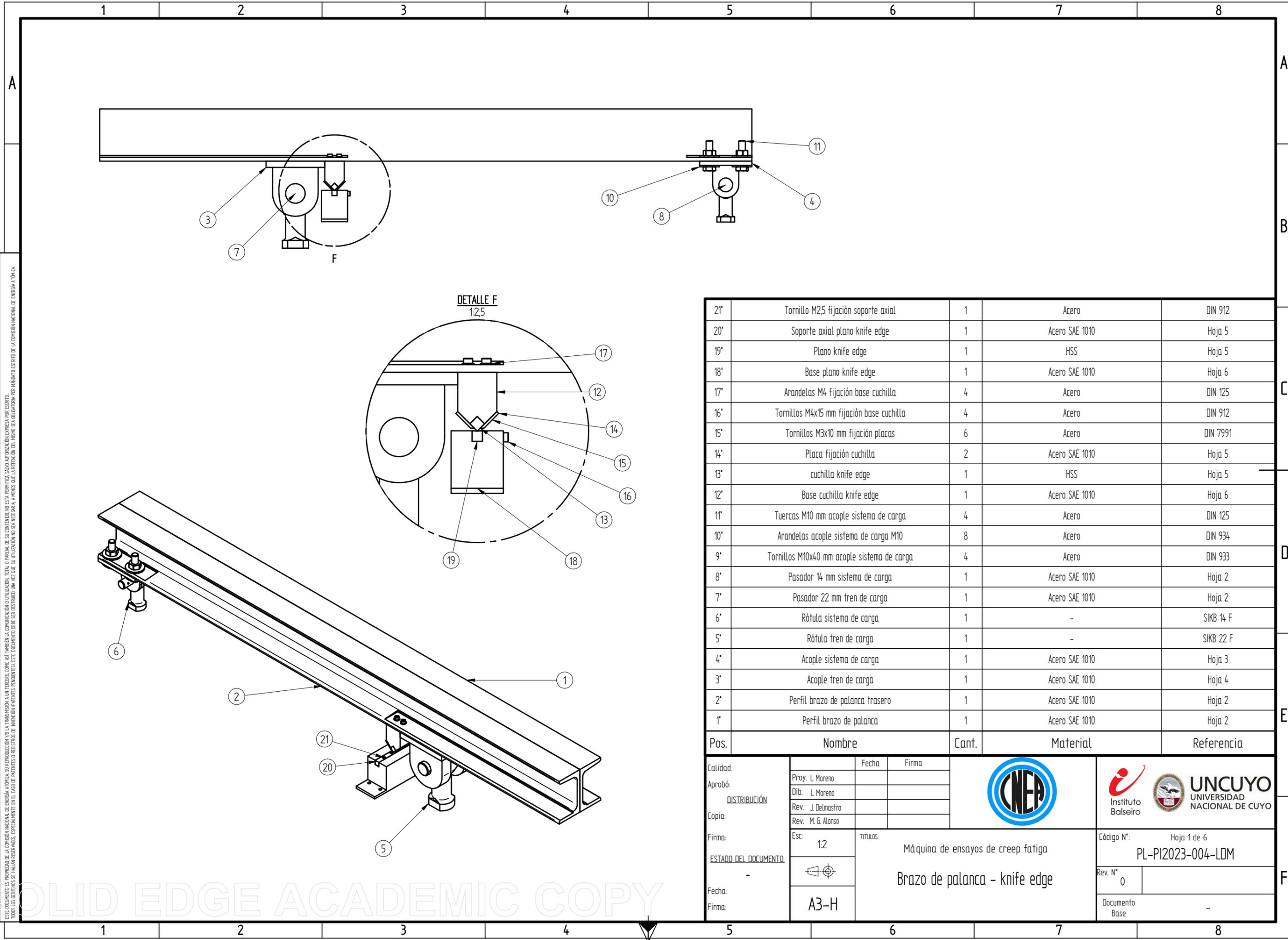
1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μ m]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
		ISO 2768.1 ISO 13920 ISO 2768.2	
		LINEALES	Grado: m Grado: N/A
		BISELES Y RADIOS	Grado: m
		ANGULOS	Grado: m Grado: N/A
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT. PLA. PAR	Grado: N/A



2"	Ajuste axial rodamiento cónico	1	Acero SAE 1010	-
1"	Placa vertical lateral	1	Acero SAE 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad:	Proy. L. Moreno	Fecha	Firma				
	Aprobó:	Dib. L. Moreno					
	DISTRIBUCIÓN	Rev. J. Delmastro					
		Rev. M. G. Alonso					
Copia:	Esc. 1:2	TÍTULOS:		Código N°: Hoja 8 de 9			
ESTADO DEL DOCUMENTO:		Máquina de ensayos de creep fatiga			PL-PI2023-003-LDM		
Fecha:		Tren de Carga			Rev. N° 0		
Firma:	A4-V				Documento Base	-	

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297



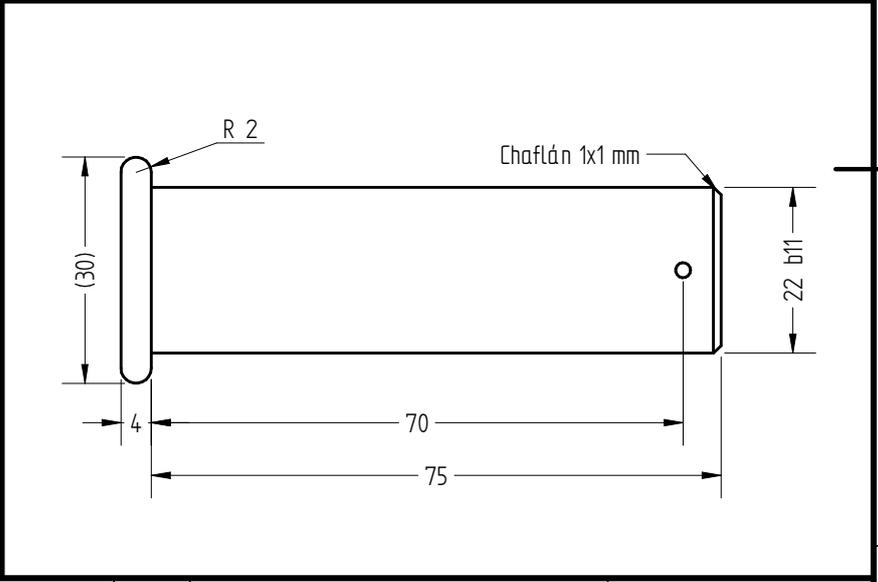
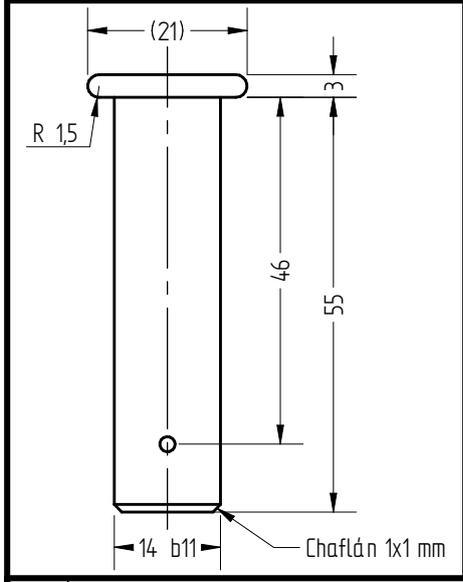
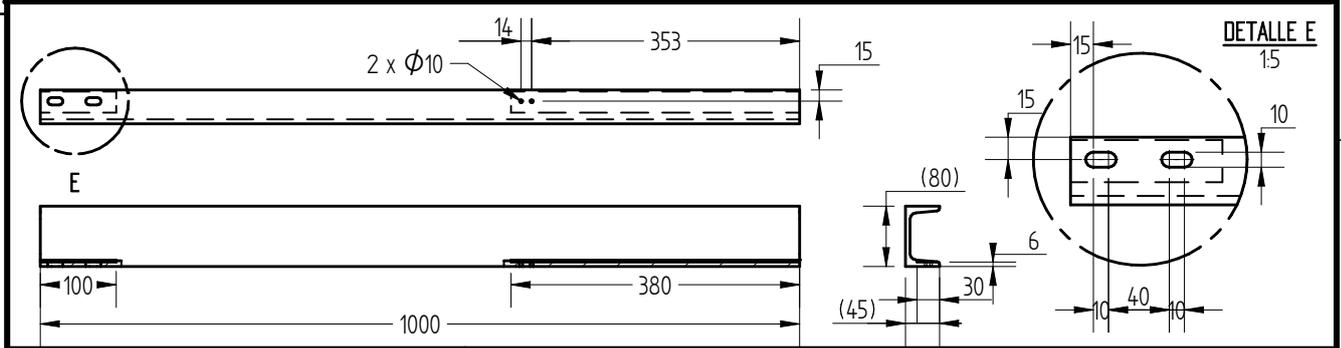
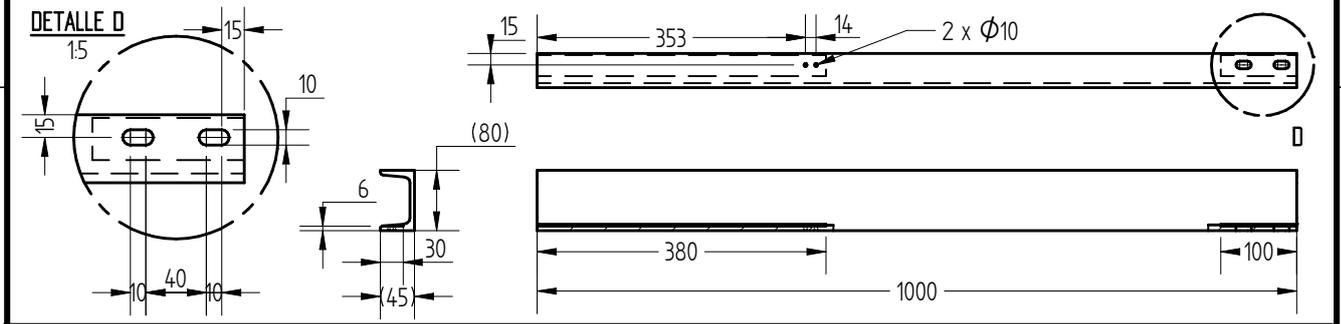
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia
21'	Tornillo M2,5 fijación soporte axial	1	Acero	DIN 912
20'	Soporte axial plano knife edge	1	Acero SAE 1010	Hoja 5
19'	Plano knife edge	1	HSS	Hoja 5
18'	Base plano knife edge	1	Acero SAE 1010	Hoja 6
17'	Arandelas M4 fijación base cuchilla	4	Acero	DIN 125
16'	Tornillos M4x15 mm fijación base cuchilla	4	Acero	DIN 912
15'	Tornillos M3x10 mm fijación placas	6	Acero	DIN 7991
14'	Placa fijación cuchilla	2	Acero SAE 1010	Hoja 5
13'	cuchilla knife edge	1	HSS	Hoja 5
12'	Base cuchilla knife edge	1	Acero SAE 1010	Hoja 6
11'	Tuercas M10 mm acople sistema de carga	4	Acero	DIN 125
10'	Arandelas acople sistema de carga M10	8	Acero	DIN 934
9'	Tornillos M10x40 mm acople sistema de carga	4	Acero	DIN 933
8'	Pasador 14 mm sistema de carga	1	Acero SAE 1010	Hoja 2
7'	Pasador 22 mm tren de carga	1	Acero SAE 1010	Hoja 2
6'	Rótula sistema de carga	1	-	SIKB 14 F
5'	Rótula tren de carga	1	-	SIKB 22 F
4'	Acople sistema de carga	1	Acero SAE 1010	Hoja 3
3'	Acople tren de carga	1	Acero SAE 1010	Hoja 4
2'	Perfil brazo de palanca trasero	1	Acero SAE 1010	Hoja 2
1'	Perfil brazo de palanca	1	Acero SAE 1010	Hoja 2

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha: Firma:	   UNCUYO UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO	Código N°: Hoja 1 de 6 PL-PI2023-004-LDM
	Esc.: 1:2 	TÍTULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Brazo de palanca - knife edge		Rev. N°: 0

ISO-A-H 594 X 420
 FO-EN-5IN-TH-ME-010-1
 ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN O UTILIZACIÓN, TOTAL O PARCIAL, DE SU CONTENIDO, NO ESTÁ PERMITIDA SIN LA AUTORIZACIÓN EXPRESA POR ESCRITO. TODOS LOS DERECHOS SE HAN RESERVADO, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS. ESTE DOCUMENTO DEBE SER IMPRIMIDO EN SU NECESARIA, A MENOS QUE LA RETENCIÓN DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA.

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: K
		Grado: N/A	Grado: K
		Grado: N/A	Grado: K

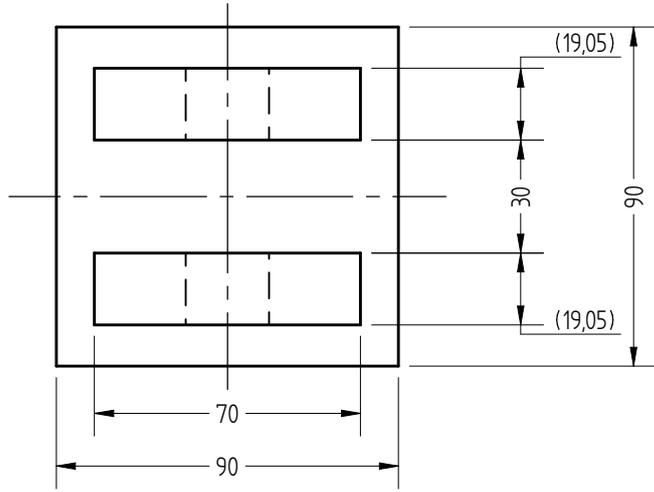
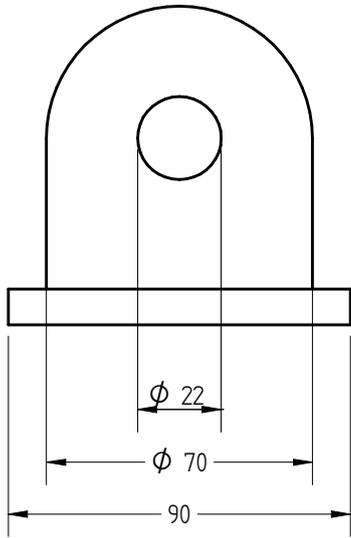


4*	Pasador 22 mm tren de carga	1	Acero SAE 1010	-
3*	Pasador 14 mm sistema de carga	1	Acero SAE 1010	-
2*	Perfil brazo de palanca trasero	1	Acero SAE 1010	-
1*	Perfil brazo de palanca	1	Acero SAE 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	DISTRIBUCIÓN	Proy. L. Moreno	Fecha	Firma			
		Dib. L. Moreno					
		Rev. J. Delmastro					
		Rev. M. G. Alonso					
	Esc. 1:2	TÍTULOS:		Máquina de ensayos de creep fatiga		Código N°:	Hoja 2 de 6
		Brazo de palanca - knife edge				Rev. N°	0
	A4-V					Documento Base	-

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2 		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: K	Grado: K

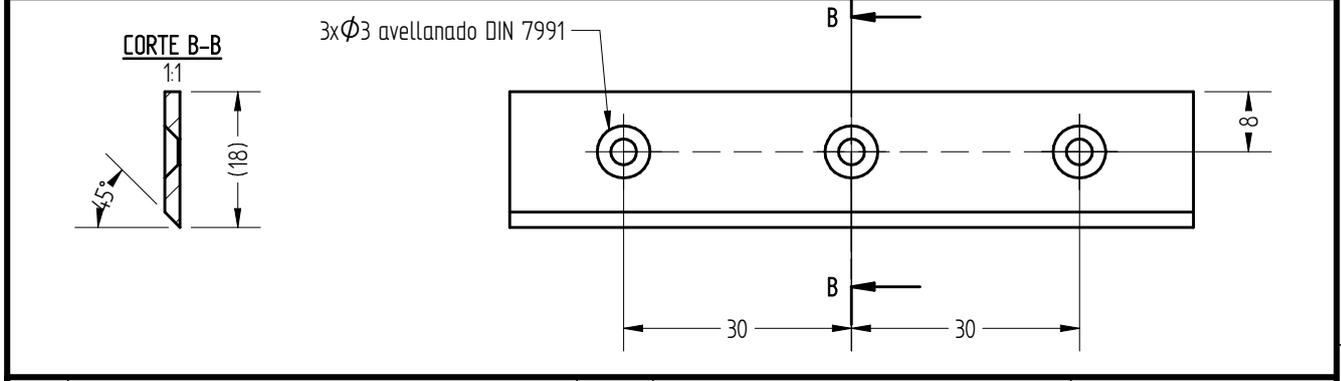
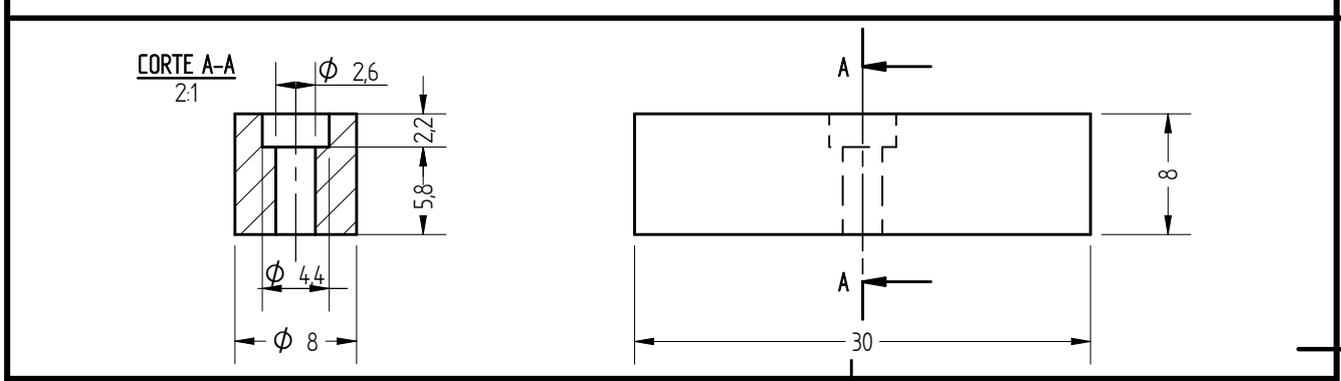
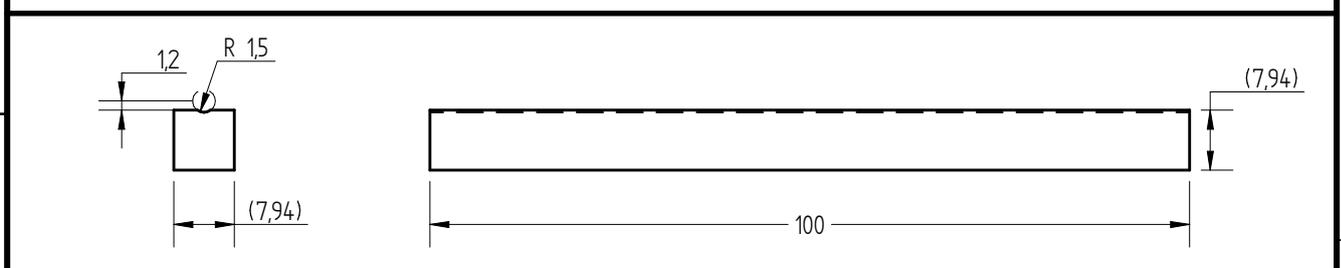
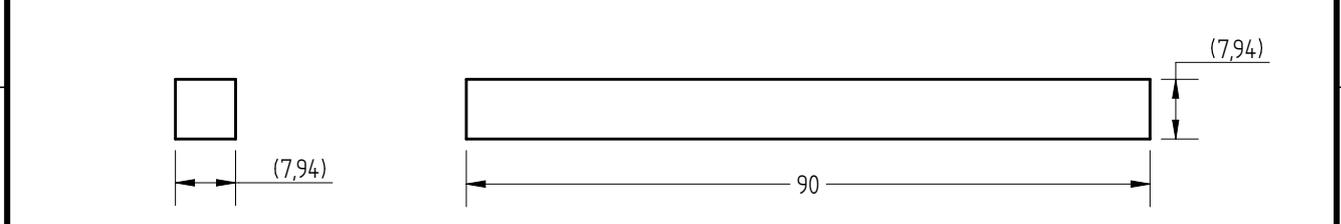


1*	Acople tren de carga	1	Acero SAE 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha: Firma:	 Código N°: Hoja 4 de 6 PL-PI2023-004-LDM Rev. N° 0 Documento Base
	Esc: 1:2 	TITULOS: Máquina de ensayos de creep fatiga Brazo de palanca - knife edge	
	A4-V		

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44 V 210 X 297
 ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN O UTILIZACIÓN, TOTAL O PARCIAL, DE SU CONTENIDO, NO ESTÁ PERMITIDA SIN LA AUTORIZACIÓN EXPRESA, POR ESCRITO, DE LOS DERECHOS SE HALLAN RESERVADOS. ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS DE INVENCIÓN PATENTES PENDIENTES. ESTE DOCUMENTO DEBE SER DESTRUIDO UNA VEZ QUE SU UTILIZACIÓN NO SEA NECESARIA, A MENOS QUE LA RETENCIÓN DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA.

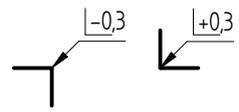
1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3,2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: K	Grado: K

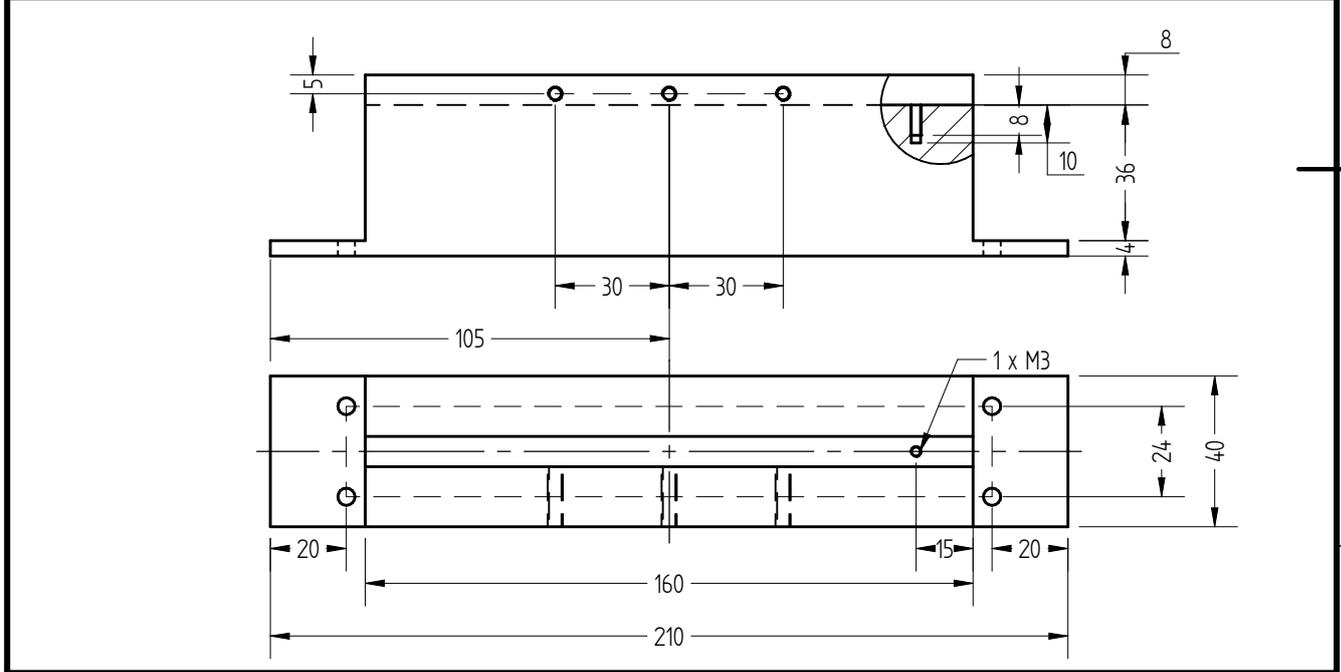
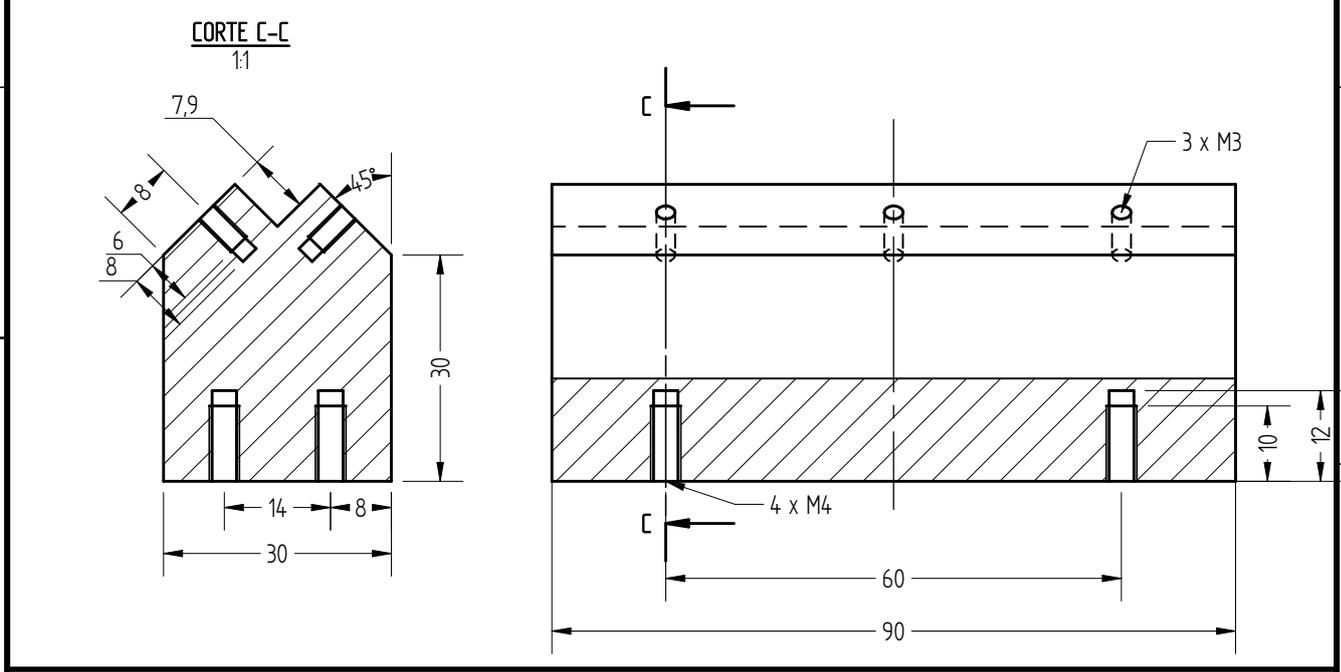


4'	Planchuela soporte cuchilla	1	Acero 1010	-
3'	Fijador axial	1	Acero 1010	-
2'	Plano	1	HSS	Bit 7,94 mm HSS Cob.
1'	Cuchilla	1	HSS	Bit 7,94 mm HSS Cob.
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	DISTRIBUCIÓN	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha: Firma:			
	Esc: 1:2 	TITULOS:	Código N°: Hoja 5 de 6 PL-PI2023-004-LDM			
		Máquina de ensayos de creep fatiga Brazo de palanca - knife edge	Rev. N° 0			
		Documento Base				

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297

1	2	3	4
RUGOSIDAD Ra[μm]	ARISTAS (ISO 13715)	TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN INDICACIONES INDIVIDUALES	
3.2		ISO 2768.1	ISO 13920
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: m	Grado: K
		Grado: m	Grado: N/A
		Grado: N/A	Grado: K
TOLERANCIAS GEOMETRICAS SEGUN NORMA: ISO 8015		RECT, PLA, PAR	Grado: N/A
		Grado: K	Grado: K



2'	Base plano knife edge	1	Acero SAE 1010	-
1'	Base cuchilla knife edge	1	Acero SAE 1010	-
Pos.	Nombre	Cant.	Material	Referencia

Calidad: Aprobó: DISTRIBUCIÓN Copia: Firma: ESTADO DEL DOCUMENTO: Fecha: Firma:	Proy. L. Moreno Dib. L. Moreno Rev. J. Delmastro Rev. M. G. Alonso	Fecha Firma	Firma		  UNCUYO UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO
	1:2	TITULOS:			
	Máquina de ensayos de creep fatiga		Código N°: Hoja 6 de 6		
	Brazo de palanca - knife edge		PL-PI2023-004-LDM		
				Rev. N° 0	
				Documento Base	-

FO-EN_GIN-TH_ME-010-1 ISO-44-V 210 X 297
 ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA. SU REPRODUCCIÓN O UTILIZACIÓN TOTAL O PARCIAL DE SU CONTENIDO, NO ESTÁ PERMITIDA, SALVO AUTORIZACIÓN EXPRESA POR ESCRITO. SEGUN LOS DERECHOS SE HALLAN RESERVADOS, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE PATENTES O REGISTROS DE INVENCIÓN PATENTES PENDIENTES. ESTE DOCUMENTO DEBE SER DESTROYED UNA VEZ QUE SU UTILIZACIÓN NO SEA NECESARIA, A MENOS QUE LA RETENCIÓN DEL MISMO SEA OBLIGATORIA POR MANDATO ESCRITO DE LA COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA.