Motorización Cúpula Astronómica Colegio Nacional de Buenos Aires

Araceli R. Barrera

Tutor: Ing. Héctor Velasco

Resumen

La cúpula astronómica del Colegio Nacional de Buenos Aires presenta tracción manual. Se propone la utilización de un mecanismo motorizado para el giro de 360° libre mediante una rueda de fricción accionada directamente por un motor eléctrico.

Índice

Agradecimientos **1**

1. Antecedentes **2**
1.1. Mecanismos en observatorios de la Argentina 2
1.1.1. Observatorio San José - Colegio San José - CABA . . . 2
1.1.2. Observatorio ciudad de La Plata 3
1.1.3. Observatorio Astronómico de Córdoba 6
1.1.4. Complejo Astronómico El Leoncito (CASLEO) 7

2. Monumento histórico nacional **10**

3. Descripción de la cúpula del CNBA **10**
3.1. Relevamiento de la estructura 12
3.2. Mecanismo de accionamiento actual 18

4. Motorización de la cúpula del CNBA **20**
4.1. Ecuaciones de movimiento 21

5. Motor **24**

6. Propuesta de motorización **25**
6.1. Modificaciones a realizar 25
6.2. Incorporación del mecanismo motorizado 26

7. Presupuesto **30**
7.1. Obtención de fondos para financiar el proyecto 31

Anexos **32**

A. Medición fuerza de arranque - Descripción del equipamiento utilizado **32**
A.1. Descripción de la metodología experimental 32
A.2. Resultados y Análisis 33

B. Cálculo de la trasmisión de potencia **37**
B.1. Estimación de la potencia necesaria 37
B.2. Relación de trasmisión 37
B.3. Velocidad de giro del motor 38
B.4. Distancia entre centros y coeficiente de anchura (ψ) 38
B.5. Cálculo del momento motor en la rueda de fricción 39

B.6. Rendimiento de la trasmisión 39
B.6.1. Carga sobre el motor en el arranque 40
B.7. Cálculo del torque de mantenimiento 40
B.7.1. Carga sobre el motor a velocidad nominal 41
B.8. Cálculo de la fuerza radial de aplicación 41

C. Esfuerzos sobre el árbol motor y estructura de soporte 45
C.1. Reacciones en los vínculos 45
C.2. Diagramas de características 47
C.3. Estado tensional en el punto de funcionamiento 49
C.4. Tensión Normal Equivalente (S_E) 50
C.5. Tensión Tangencial Equivalente 50
C.5.1. Tensión Normal Media (S_m) 50
C.5.2. Tensión tangencial Media (S_{SM}) 51
C.5.3. Tensión Normal de Amplitud (S_A) 51
C.5.4. Tensión Tangencial de Amplitud (S_{SA}) 51
C.5.5. Límite de Fatiga para el eje 52
C.5.6. Factor de concentración de tensiones en fatiga (k_f) . . 53
C.6. Diámetro del eje 55

D. Deformaciones del árbol 55

E. Esfuerzos sobre el eje compensador 56
E.1. Fuerza sobre el eje compensador 56

F. Dimensionamiento del pasador del soporte 58
F.1. Deflexión máxima 60

G. Soporte de fijación a la pared 61

H. Placa de apoyo del resorte 62

I. Cálculo del resorte 65
I.1. Condiciones de servicio 65
I.2. Cálculo de las dimensiones del resorte 66
I.2.1. Índice del Resorte (C) 68
I.2.2. Factor de Bergsträsser (K_B) 68
I.2.3. Número de espiras activas (N_a) 68
I.2.4. Constante de proporcionalidad del resorte (k) 68
I.2.5. Condición de carga 69
I.2.6. Longitud libre 69
I.2.7. Longitud sólida 69

I.2.8. Paso 69
I.2.9. Procedimiento de cálculo 69
I.2.10. Longitud crítica de pandeo 69
I.2.11. Fuerza media y fuerza amplitud 70
I.2.12. Tensión por torsión en la espira 70
I.2.13. Tensión tangencial media y amplitud en la espira . . . 70
I.2.14. Resistencia última a la tracción 70
I.2.15. Resistencia última a la torsión 70
I.2.16. Tensión de fluencia 71
I.2.17. Tensión de fluencia a la torsión 71
I.2.18. Límite de resistencia a la fatiga torsional 71
I.2.19. Coeficiente de seguridad fatiga por torsión 71
I.2.20. Coeficiente de seguridad fluencia por torsión en la espira 71
I.2.21. Parámetros obtenidos 72
I.2.22. Verificación mediante SolidEdge 72

J. Selección de Rodamientos **75**
J.1. Carga estática equivalente (P_0) 76
J.2. Factor de seguridad estático 77

K. Chavetas **79**

L. Selección del motorreductor **80**
L.1. Condiciones de servicio 80
L.2. Curva de carga del motor 84
L.3. Tiempo de arranque del motor 85
L.3.1. Reducción del momento de inercia al eje motor 86
L.3.2. Interpolación e integración numérica 89
L.3.3. Método gráfico 90
L.4. Circuito Eléctrico 90

M. Selección de acoplamiento **91**
M.1. Consideraciones Generales 91
M.2. Selección acoplamiento Gummi® 91

N. Dinamómetro **93**
N.1. Calibración del Dinamómetro 93
N.1.1. Descripción del equipamiento utilizado 94
N.1.2. Metodología experimental 94
N.1.3. Resultados y análisis 94

Ñ. Lista de Planos **96**

Referencias **98**

Agradecimientos

A los ingenieros Eduardo Alvarez, Rafael Schiazzano y John Barr que aceptaron ser jurados para corregir el presente trabajo.

A mi tutor, Hector Velasco, quién me acompañó durante todo este proceso.

A los profesores Fernando Gómez y Marcelo Turchetti por sus ideas para la motorización.

A Alan Huerta quien dedicó su tiempo libre para ayudarme con el diseño de la estructura y sus increíbles simulaciones con elementos finitos.

A todos los que prestaron su fuerza para realizar el movimiento de rotación de la cúpula: Luis López, Gonzalo Ciaffone, Andres Millanovich, Javier Martín, Marcos Mediote y Diego Guberman.

A Nicolás Peluffo cuya curiosidad permitió encontrar los planos originales de la cúpula.

Y por último, a mi familia, cuyo apoyo constante recibí durante todos mis estudios.

1. Antecedentes

1.1. Mecanismos de accionamiento eléctrico en cúpulas astronómicas de la Argentina

1.1.1. Observatorio San José - Colegio San José - CABA

La cúpula originariamente se movía manualmente por medio de una corona de dentado radial y un piñón que fueron traídos desde Francia en 1913. El piñón era accionado por una persona mediante una manija. Este mecanismo manual fue reemplazado hace pocos años por un motor eléctrico y un reductor.

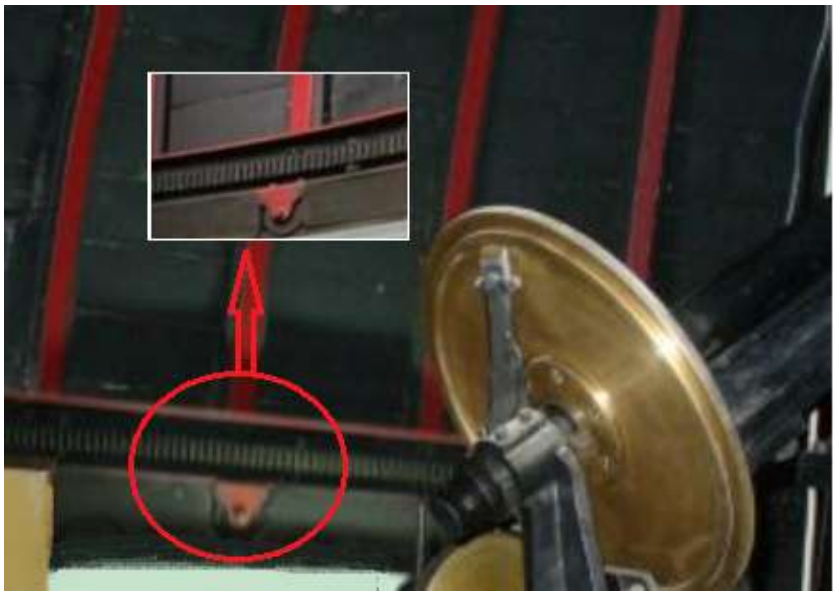


Figura 1: Detalle de la corona que permite el movimiento de la cúpula del Observatorio San Jose.

Figura 2: En segundo plano se observa la corona dentada que permite el movimiento.

1.1.2. Observatorio ciudad de La Plata

El observatorio de la ciudad de La Plata se crea en 1883 con el fin de contar con mediciones básicas para el establecimiento de la nueva capital de la provincia de Buenos Aires, como por ejemplo la hora. Actualmente depende de la Facultad de Astronomía y Geofísica (Universidad de La Plata).

El telescopio principal es el Gran Ecuatorial Gautier, la cúpula que lo contiene abarca un diámetro de 10 metros. El movimiento de giro se consigue mediante una cremallera tallada en la cara inferior de un perfil curvo y un piñón que es traccionado por un motor eléctrico.

Figura 3: Se observa el interior de la cúpula que contiene al telescopio ecuatorial Gautier. El diámetro aproximado interior corresponde a 10 metros.

Figura 4: Se observa el interior de la cúpula que contiene al telescopio ecuatorial Gautier. La mayoría de las personas en la foto se encuentran sentadas.

Figura 5: Se observa la trasmisión por correa en V entre el motor eléctrico y el conjunto reductor.

Figura 6: Detalle de la cremallera. La misma tiene su dentado en la cara inferior del perfil curvo.

1.1.3. Observatorio Astronómico de Córdoba

El Observatorio Astronómico de Córdoba (OAC) cuenta con varias cúpulas motorizadas, incluyendo las pertenecientes a la Estación Astrofísica de Bosque Alegre (inauguradas en 1930). La cúpula principal tiene 20 metros de diámetro y 22 toneladas de peso. Protege al segundo telescopio en importancia de la Argentina con un espejo principal de 1,54 metros de diámetro utilizado para catalogar galaxias del cielo profundo del hemisferio sur.

El mecanismo de trasmisión de potencia se realiza mediante una pista interna fija a la cúpula, en la misma, se ajusta un tensor de acero que es impulsado por un motor eléctrico luego de una reducción mecánica; al producirse el arrastre del tensor, este se clava en la pista y con el se mueve toda la cúpula. El mecanismo es accionado por un operador y no lleva frenos. El conjunto se detiene debido a la inercia de la estructura y la baja velocidad.

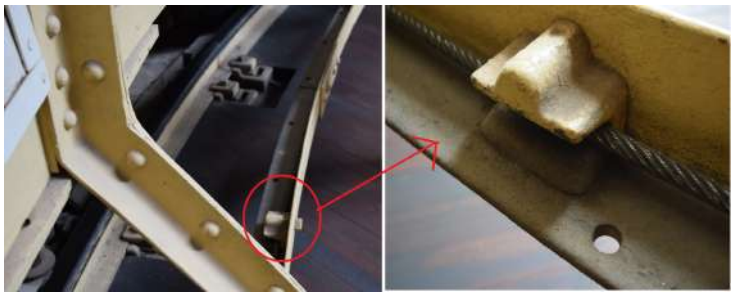


Figura 7: Detalle de la trasmisión mediante tensores de acero en la cúpula principal de la Estación Astrofísca de Bosque Alegre.

Figura 8: Vista del interior de la cúpula principal de Bosque Alegre. En el fondo se observa el riel que guía al tensor de acero.

Figura 9: Vista del interior de la cúpula principal de Bosque Alegre (Noción de tamaño).

1.1.4. Complejo Astronómico El Leoncito (CASLEO)

El complejo cuenta con varios telescopios de distintos países, incluyendo el telescopio más grande instalado en toda la Argentina con 2,15 metros de diámetro del espejo principal.

El mecanismo de accionamiento es mediante una rueda de fricción que impulsa toda la estructura. El movimiento es el único de los observados que está automatizado y permite operación remota.

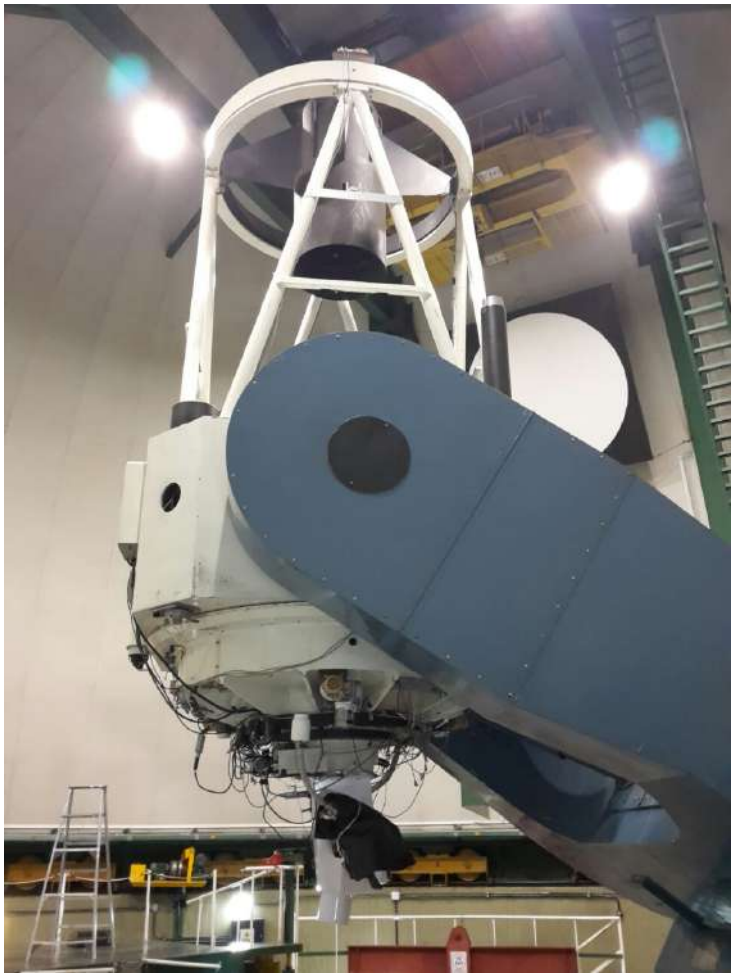


Figura 10: Detalle interior de la cúpula principal del CASLEO (Noción de tamaño).

Figura 11: Detalle rueda de fricción en la cúpula del telescopio principal del CASLEO. La presión necesaria para el funcionamiento del mecanismo se logra por un contrapeso. Tanto el motor como la rueda tienen un apoyo del cual pivotan.

Figura 12: Detalle rueda de fricción de una cúpula auxiliar del CASLEO. En este caso, se obtiene la presión necesaria mediante un resorte. A un costado se observa una pequeña rueda que cuenta las vueltas para posicionamiento remoto de la cúpula.

2. Monumento histórico nacional

El Colegio Nacional de Buenos Aires fue declarado monumento histórico nacional con el Decreto 843 publicado en el boletín oficial en agosto de 2016.

3. Descripción de la cúpula del CNBA

Figura 13: Se observa el exterior de la cúpula con la ventana de apertura de frente. Las tejuelas corresponden a chapa de cinc remachada.

El observatorio "Hector Ottonello"del Colegio Nacional de Buenos Aires dependiente de la Universidad de Buenos Aires empieza a desarrollar su labor educativa unos pocos años después de la inauguración del edificio actual en 1935. La cúpula instalada corresponde a una estructura en madera y perfilería de acero. El movimiento de la misma se logra de manera manual siendo su diámetro interior de 3,7mts.

El exterior presenta tejuelas de chapa de cinc remachada. La ventana tiene 2 hojas de apertura manual y desplazamiento lateral según una estructura de guías y ruedas como puede observarse en la Figura 13.

Las ruedas de la ventana tienen una acanaladura interior y corren sobre perfil de acero que se muestra en la Figura 14.

Desde el interior, se tiene vista de las ruedas que permiten el giro libre de 360° de la cúpula. Sobre un perfil U se apoyan 12 ruedas de acero que soportan el peso de la estructura. En un intento de poder diferenciar los 3 tipos de ruedas que se encuentran en la cúpula, vamos a denominar a estas ruedas primarias. Un detalle de las mismas se encuentra en la Figura 15.

Figura 14: Detalle de las ruedas exteriores inferiores sobre el montante.

Las ruedas primarias están abulonadas (superiormente) a un perfil doble T que hace de base para la estructura superior.

Figura 15: Rueda primaria.

A su vez, tenemos 8 ruedas laterales que impiden que la cúpula se desplace fuera de su eje de rotación. Denominaremos a las mismas como ruedas secundarias. Un detalle puede observarse en la Figura 16. La sujeción que presentan permite compensar levemente las irregularidades de la pista interna. Aunque en ciertos puntos la práctica verifica que no hacen contacto.

Las ruedas secundarias tienen 2 puntos de apoyo. En su parte superior están remachas a un perfil doble T que soporta todo el techo de la cúpula.

Inferiormente, la rueda apoya en el alma de un perfil U que está amurado a la pared.

Figura 16: Detalle de las ruedas interiores. Adelante se observa una rueda secundaria con su montante de acero. En segundo plano, una de las ruedas primarias.

3.1. Relevamiento de la estructura

Toda la estructura reposa sobre un perfil U, rolado que se encuentra amurado a la pared inferior.

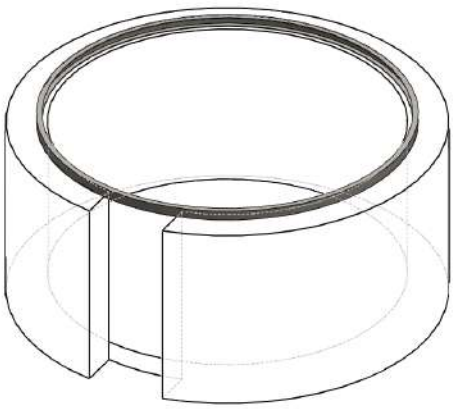


Figura 17: Esquema de la estructura fija de la cúpula. El perfil U apoya sobre las paredes inferiores y está amurado a ellas.

La parte móvil de la cúpula apoya sobre este perfil U con ruedas de acero

de forma superior y lateral. Estas ruedas forman un conjunto con un perfil doble T rolado que la sujeta. Para más detalles se puede observar la Figura 18 y 19.

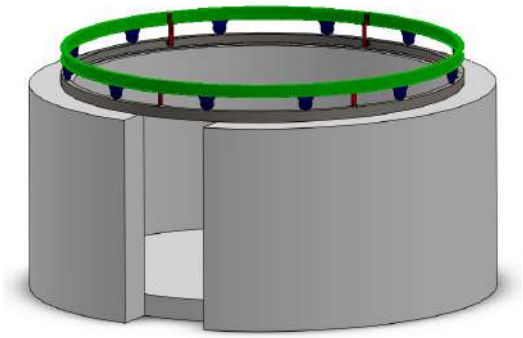


Figura 18: Esquema de la estructura de soporte de la parte móvil de la cúpula. El perfil U apoya sobre las paredes inferiores (color gris), el perfil doble T en color verde apoya sobre las ruedas primarias (azules) y las secundarias (rojas). Estas últimas evitan desplazamientos laterales.

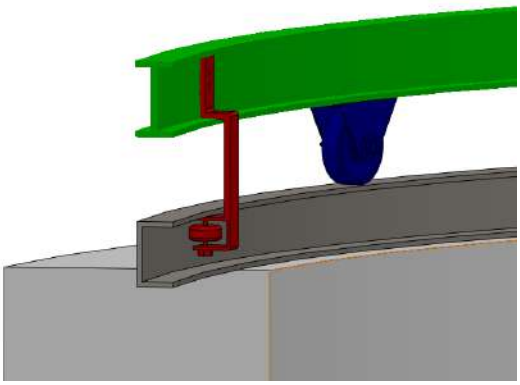


Figura 19: Detalle en corte de los perfiles tanto de la parte móvil como fija.

La unión de los perfiles rolados se obtiene de 2 formas distintas. En el perfil U se tienen bulones sin cabeza debido a que por el alma apoyan las ruedas terciarias. En cambio en el perfil doble T se tienen bulones de cabeza hexagonal para sujetar los tramos rolados.

El perfil doble T (rolado) fue montados en 2 tramos, cada uno representando una semi-circunferencia. La unión se logra por una placa sujeta

al alma del perfil mediante bulones de cabeza hexagonal. Ambas uniones pueden observarse en las figuras 20 y 21.

Figura 20: Detalle de la unión de los perfiles doble T. Nótese la inscripción sobre el perfil U: “MARMICHE 120”.

Figura 21: Detalle de la unión de los perfiles doble T, a 180° de la unión de la Figura 20.

Figura 22: Inscripción sobre el perfil doble T ”MARMICHE PN 12”.

El perfil U se encuentra montado en 2 tramos unidos por bulones sin cabeza que soportan una placa común en el alma del perfil. Esto es debido a la circulación de las ruedas terciarias por el alma del perfil U, esquematizado en la Figura 19.

Figura 23: Detalle de la unión de los perfiles U.

Figura 24: Detalle de la unión de los perfiles U, a 180° de la unión de la Figura 23.

La cúpula presenta un costillar interno con perfil T y planchuelas. El mismo está indicado en los planos de 1934. Dichos planos se pueden consultar en la sección de Planos con el código de identificación de 761 y 762.

Los planos originales del Observatorio del CNBA están perdidos. Sin embargo, se presentan las copias que guarda el Centro de Documentación e Información de la Administración Pública de la Argentina (CeDIAP) que fueron suministrados por pedido especial para el presente trabajo.

A partir de la información disponible, se procedió a una reconstrucción de la estructura mediante el programa CAD SolidWorks®.

Figura 25: Esquema del costillar interno en perfil T y planchuelas.

Sobre los perfiles T y las planchuelas se encuentra una cubierta de pino Spruce, tela Ruberoid y tejuelas de cinc. Asimismo el interior, presenta un cielo raso en madera para hacer más confortable el trabajo del observador.

A partir de la caracterización de cada material con su densidad fue posible calcular con el modelo CAD en 3D la masa del conjunto. La masa de la parte móvil corresponde a:

Masa móvil	1.350 kg

Figura 26: Modelo CAD realizado con SolidWorks®.

3.2. Mecanismo de accionamiento actual

El movimiento de la cúpula se logra de manera manual, empujando alguna de las 3 manijas que se encuentran fijadas a la parte móvil de la cúpula, como se puede observar en la Figura 27.

Figura 27: Mecanismo de empuje manual para el movimiento de 360° libre.

En 1936, el empuje manual de la cúpula permitió resolver de forma económica un observatorio que hubiese necesitado de un motor eléctrico, un reductor, una corona y un piñón para lograr el giro de la estructura.

Actualmente, existen varias razones para motorizar el observatorio. En primer lugar, la necesidad técnica de generar el giro de la cúpula independientemente del personal que se encuentre trabajando en el observatorio.

En segundo lugar, se trata del primer paso hacia una automatización completa del telescopio logrando el control remoto de la instalación. Una idea impensable en la construcción original.

En tercer lugar, permite mejorar las condiciones de trabajo durante las observaciones nocturnas. La cúpula debe modificar su posición varias veces durante la jornada de observación, en orden de capturar distintos objetos celestes. En general, se trabaja con las luces apagadas para evitar que la pupila se contraiga y poder observar objetos tenues (muy comunes en el cielo nocturno). Además, al estar sujetando la manija se pierde noción de la dirección telescopio-ventana siendo necesario volver a la posición central para asegurarse que la ventana está en el lugar correcto.

Por último, es importante remarcar que existen ciertas posiciones de la cúpula en la cual se produce un bloqueo en el giro debido a un ligero desplazamiento lateral que hace que se pierda la coaxialidad con los perfiles fijos. Mover manualmente la cúpula en dichos puntos requiere de la intervención de más de una persona. El mecanismo que proponemos en el presente trabajo busca corregir los cuatro puntos planteados.

4. Motorización de la cúpula del CNBA

En la introducción, comentamos distintos tipos de mecanismos utilizados en otras instalaciones astronómicas de la Argentina. Cada uno de ellos presenta sus ventajas y desventajas cuando se trata de adaptarlo a las condiciones de la cúpula del CNBA.

En primer lugar, se trata de lograr la motorización con la menor cantidad de modificaciones a la estructura original. Se busca mantener la fachada exterior intacta como parte de la conservación de un monumento histórico.

La utilización de una corona dentada y un piñón requiere de la instalación de una pista en el interior del perfil doble T para poder incorporar la corona a la parte móvil. A su vez, la corona se construye en tramos circulares que luego deben ser encastrados en obra. Con respecto al piñón, debe asegurar el contacto a pesar del ligero desplazamiento lateral que presenta la estructura. Sin embargo, un mecanismo de corona y piñón tiene un paso característico que permite conocer con precisión la ubicación de la ventana para un futura automatización.

En segundo lugar, se tiene la posibilidad de reemplazar la fabricación de una corona de 3,6 metros de diámetro por tramos de cremallera. Presenta los mismos inconvenientes y ventajas que la corona pero con un costo posiblemente algo menor.

En tercer lugar, los tensores de acero proporcionan la ventaja práctica de poder colocar el motor horizontal en el piso. Sin embargo, requieren de una pista interna por donde pase el cable. Aunque su mayor desventaja es la falta de seguridad frente a un ruptura del cable tensor debido a que se encontraría a la altura de la cabeza de una persona de 1,7 metros (altura promedio). A su vez, en el caso de una automatización del movimiento se requiere un control adicional para registrar el posicionamiento del domo.

Resumimos,

- Menor cantidad de modificaciones a la estructura original.
- Bajo costo.
- Posibilidad de una futura automatización.

Comparación entre formas de motorización					
	Necesidad de pista interna	Ajustes por deslizamiento lateral	Seguridad	Avance por paso constante	Costo
Corona	Sí	Sí	Sí	Sí	$ $ $ $
Cremallera	Sí	Sí	Sí	Sí	$ $ $
Tensores	Sí	No afecta	Baja	Resbala	$ $
Rueda de fricción	No	Mecanismo autocentrante	Sí	Resbala	$

Cuadro 1: Comparación entre posibilidades de motorización de la cúpula.

Por lo tanto, elegimos utilizar una rueda de fricción para obtener un movimiento de 360° libre con la posibilidad de invertir el sentido de giro. La misma presenta la ventaja de no necesitar una pista adicional y ser más económica que el tallado de una corona o una cremallera. Sin embargo, en caso de una futura automatización requiere de un mecanismo para registrar la posición de la cúpula. Asimismo, representa un mayor espacio en el interior del observatorio. No obstante, implica la menor cantidad de modificaciones a la estructura original y representa una opción económica.

4.1. Ecuaciones de movimiento

La rueda de fricción se ubica de forma horizontal corriendo sobre el alma del perfil doble T. En equilibrio estático, tenemos la Ecuación (1). El torque del motor no llega a vencer el torque que se tiene por el rozamiento. Una vez que se inicia el giro, corresponde la Ecuación dinámica (2).

$$\vec{T}_{motor} - \vec{T}_{resistente} = 0 \tag{1}$$

$$\vec{T}_{motor} - \vec{T}_{resistente} = I \times \vec{\gamma} \tag{2}$$

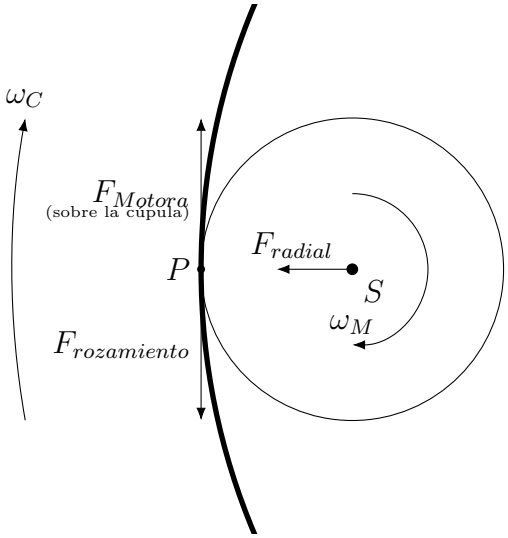


Figura 28: Diagrama de fuerzas en la rueda de fricción.

En el Cuadro 3 (página 35) realizamos un registro de la fuerza necesaria para el arranque. El valor máximo se encuentra en 40 kgf. Consideramos una imprecisión de la medición de un 10 % debido a las condiciones de trabajo y el instrumental utilizado. A este valor le aplicamos un coeficiente de seguridad de un 15 %.

$$F_{máxima} = 40 \text{ kgf} \cdot 1,1 \cdot 1,15 = 50 \text{ kgf}$$

Esta fuerza de arranque corresponde en la Figura 28 a F_{Motor}.

La rueda de fricción requiere de la aplicación de una fuerza radial que implicaría una sobrecarga en las ruedas ya existentes que limitan el deslizamiento lateral de la estructura, por tal motivo, se introducen 2 ruedas compensadoras a 120°. Las mismas tienen un resorte de iguales características que la rueda motriz generando sendas fuerzas radiales que equilibran el sistema como se muestra en la Figura 29.

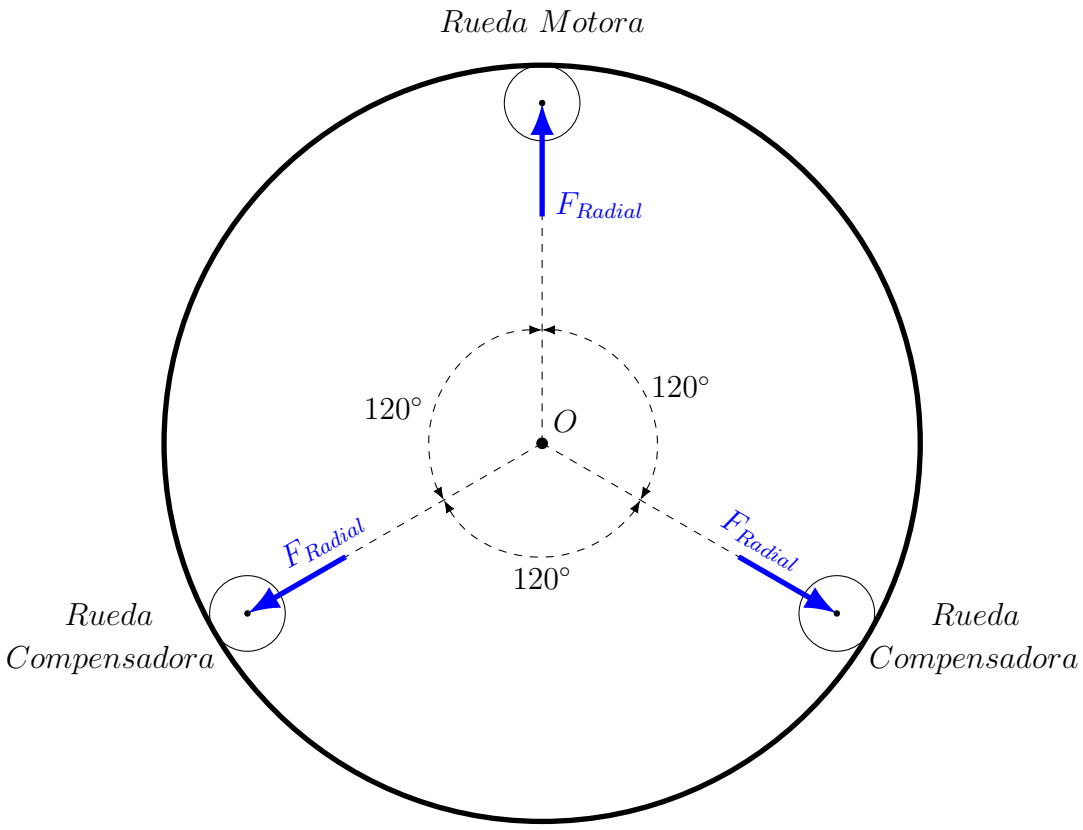


Figura 29: Esquema del mecanismo con equilibrio radial a partir de la introducción de las ruedas conducidas.

La sumatoria de fuerzas radiales de la Figura 29 es nula.

$$\sum \overrightarrow{F}_{Radial} = \overrightarrow{0} \tag{3}$$

Esta disposición permite evitar el desplazamiento lateral que lleva a trabar el giro de la cúpula.

5. Motor

El movimiento de giro de la cúpula requiere de velocidades de rotación del orden de las 10 r.p.m. Este valor se puede lograr mediante un motor comercial con una velocidad nominal de 1500 r.p.m. anexando un conjunto reductor, siendo esta la opción utilizada en la cúpula del Colegio San Jose, en el Observatorio de La Plata y en el observatorio de Córdoba.

Existen en el mercado motorreductores que al tener incorporado el reductor ofrecen una solución más compacta a nuestras necesidades. Está ultima alternativa es la que seleccionamos para nuestro proyecto.

Para detalles de su selección, consultar el Anexo L. A continuación se presentan las características del mismo.

Características del motorreductor	
Potencia	0,213 hp
Tensión Nominal	380 Vca
I_0	1,5A
I_{nom}	0,5 A
Ruido máx. (Adicional única etapa 15 %)	90 DB
RPM Nom. RPM Vacío (motor)	1450 . 1500
Peso. Adicional por etapa [kg]	4,75 . 0,25
Largo[LT]. Adicional por etapa	367,5 . 13
Diámetro motor [DM]	125 mm
Etapas de reducción	3
Cupla Nominal	500 kgfcm (5 kgfm)
Rpm reductor	9,7 rpm

Cuadro 2: Características del motorreductor MR20A-380500-10.

Previa consulta con el fabricante del motorreductor, el mismo lleva orientación vertical. El proveedor afirma que se puede utilizar en dicha posición.

6. Propuesta de motorización

En los Anexos se encuentran los cálculos de dimensionamiento y selección de componentes. En la Sección Ñ se encuentra la lista de planos.

6.1. Modificaciones a realizar

La propuesta se enfoca en la conservación de la estructura original de 1936. Los cambios a realizar son mínimos y de carácter reversible; pudiendo volver al accionamiento manual existente.

Para instalar las 3 ruedas que componen el nuevo mecanismo es necesario retirar de la estructura las manijas de empuje que se pueden observar en la Figura 27 (en la página 18) y que han sido esquematizadas en la Figura 30.

Luego de retiradas las manijas se instalan las 3 ruedas.

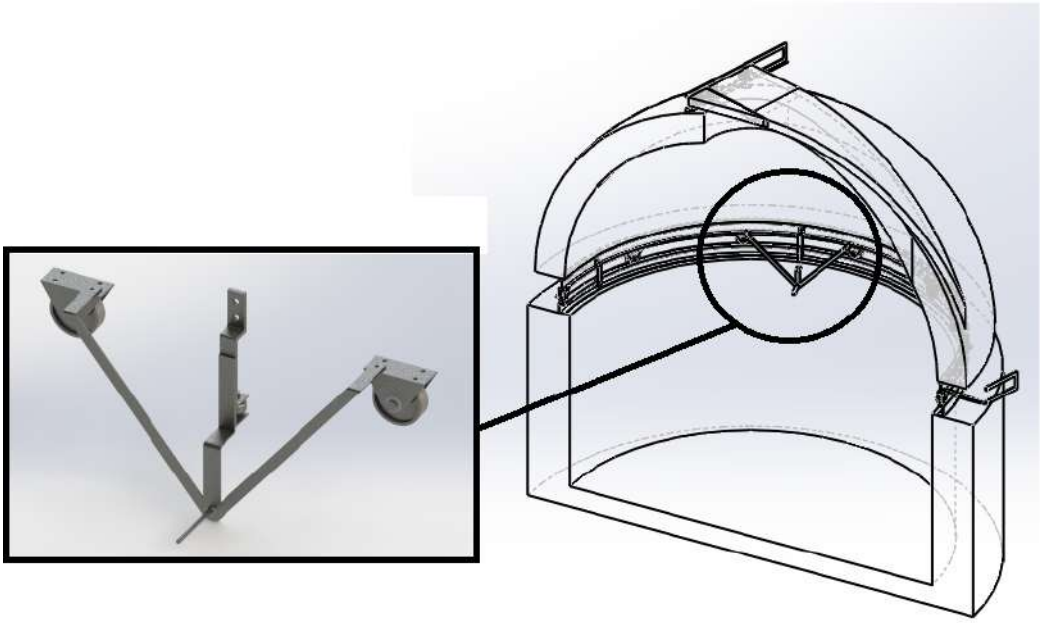


Figura 30: Representación de la manija de empuje, en total hay 3 instaladas.

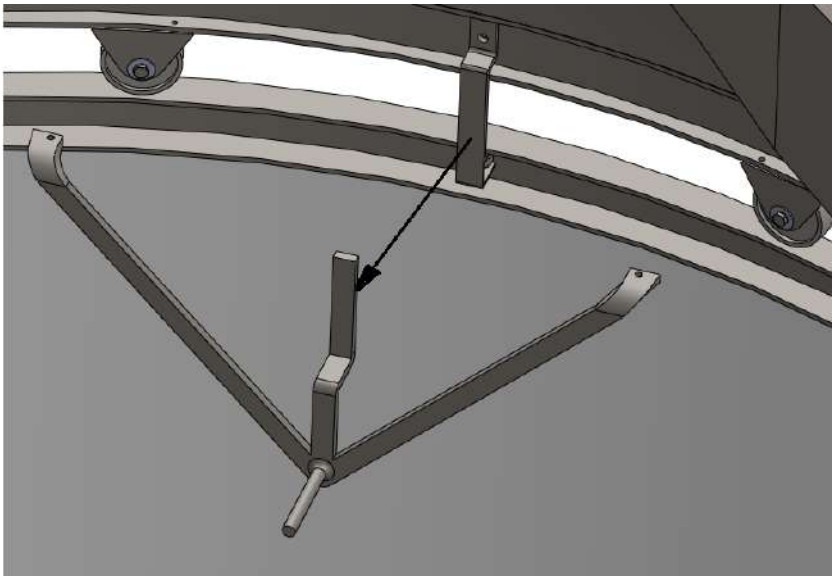


Figura 31: Retiro de la manija de empuje de la estructura original.

6.2. Incorporación del mecanismo motorizado

La inclusión de 3 conjuntos, uno motor y 2 conducidos, permite el movimiento de la cúpula.

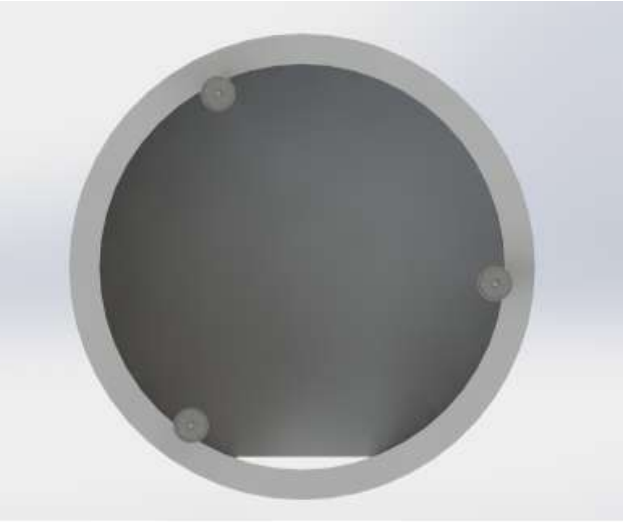


Figura 32: La instalación de las ruedas considera las aberturas existentes como las ventanas y la puerta de acceso.

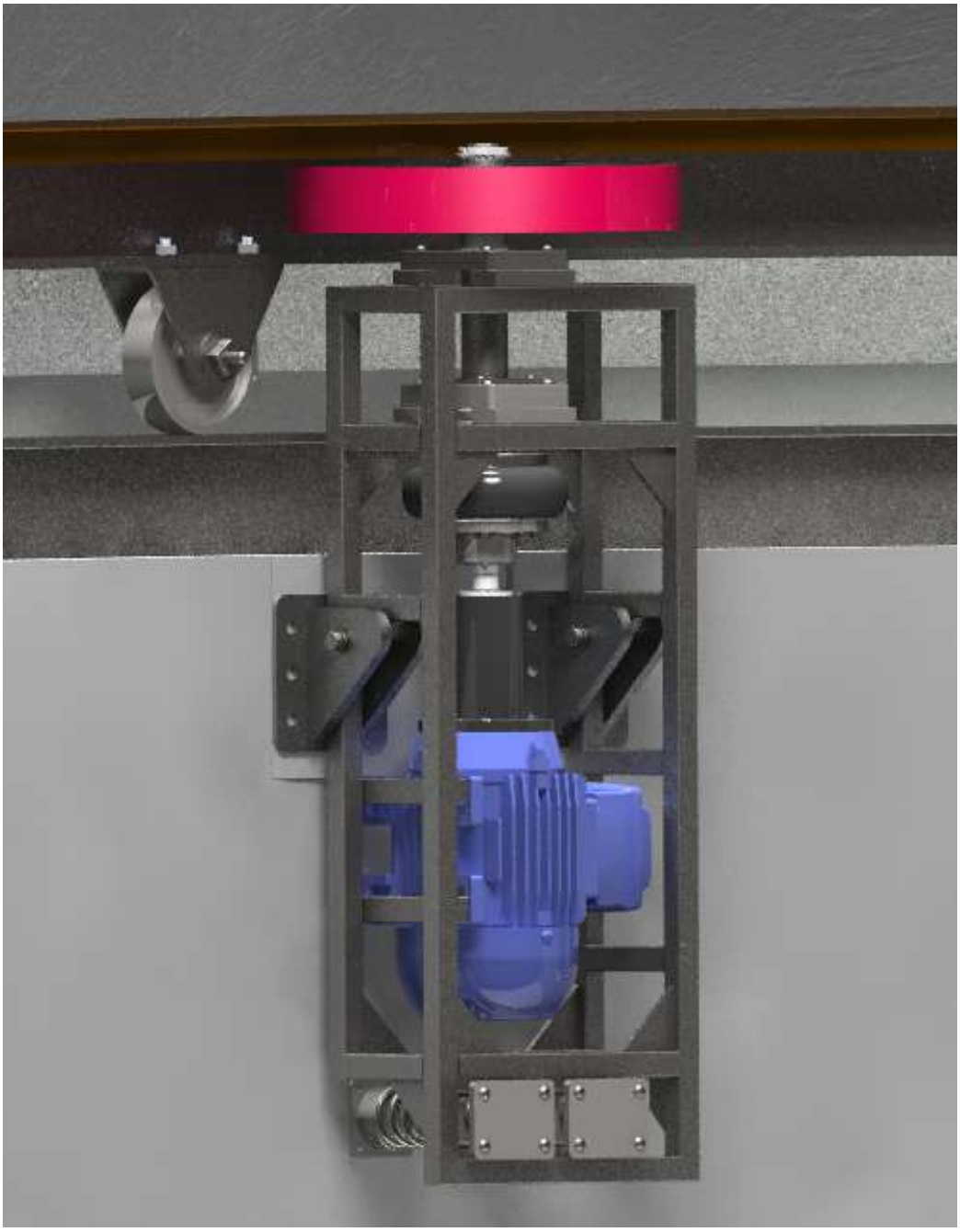


Figura 33: Soporte de la rueda motora.

Figura 34: Soporte de la rueda conducida.

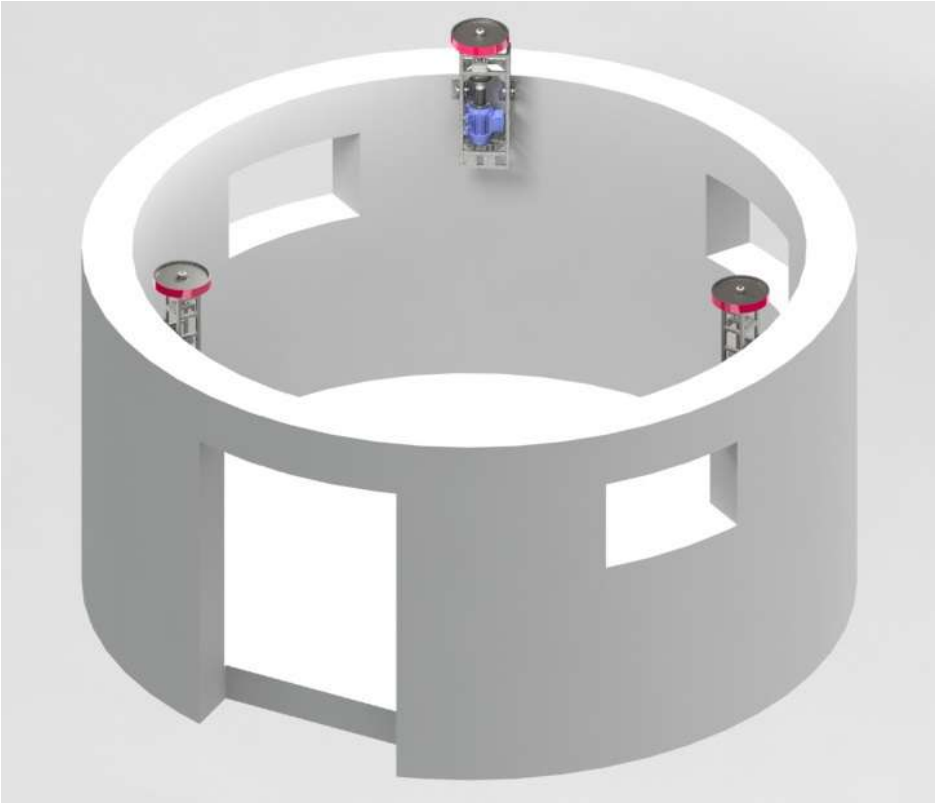


Figura 35: Visualización sin el techo de los 3 conjuntos a instalar.

Figura 36: Visualización en corte de 2 de los conjuntos a instalar.

7. Presupuesto

Los valores no incluyen I.V.A. **Precios al 29 de abril de 2019**

Proveedores proyecto de motorización		
Material	Cant.	Proveedor
Motorreductor MR20A-380500	1	IGNIS
Ruedas de fricción	3	Mil Ruedas Boedo
Mecanizado Rueda de fricción	3	Mil Ruedas Boedo
Rodamiento SKF 6006 -2Z	6	Blanco Rodamientos S.A.
Tuerca SKF KM5	6	Blanco Rodamientos S.A.
Arandela p/chavet. SKF MB5	6	Blanco Rodamientos S.A.
Llave de ajuste SKF HN 5-6	6	Blanco Rodamientos S.A.
Resorte compresión	6	Resortes Castaño S.R.L.
Acople Gummi	1	Tangoma SRL
Bulonería	-	Bulonería Gata
Electricidad	-	Electricidad San Martín S.A.
Materiales para estructuras	-	Industrias Mediote
Mecanizados y pintura	-	Industrias Mediote

Presupuesto proyecto de motorización			
Material	Cant.	Precio Uni.[$]	Precio Tot.[$]
Motorreductor MR20A-380500	1	15.000,00	15.000,00
Ruedas de fricción	3	2.981,00	2.981,00
Mecanizado Rueda de fricción	3	800,00	2.400,00
Rodamiento SKF 6006 -2Z	6	129,00	774,00
Tuerca SKF KM5	6	196,76	1.180,56
Arandela p/chavet. SKF MB5	6	35,75	214,50
Llave de ajuste SKF HN 5-6	1	648,07	648,07
Resorte compresión	6	525,00	3.150,00
Acople Gummi	1	4.551,00	4.551,00
Bulonería	-	2.000,00	2.000,00
Arandela seeger	12	50,00	600,00
Materiales estructurales	-	12.000,00	12.000,00
Pintura sintética	-	3.000,00	3.000,00
Materiales eléctricos	-	20.000,00	20.000,00
Gastos menores no computados	1	-	2.000,00
Imprevistos	1	-	8.000,00
		Subtotal Materiales	**82.981,13**

Presupuesto proyecto de motorización (Continuación)			
Concepto	Cant.	Precio Uni.[$]	Precio Tot.[$]
Mecanizado y soldado	1	70.000,00	70.000,00
Pintura	1	10.830,00	10.830,00
Montaje y ensamblaje	1	24.000,00	24.000,00
Electricidad (conexionado)	1	10.000,00	10.000,00
Dirección técnica	1	7.945,00	7.945,00
		Subtotal Mano de Obra	**118.145,00**
		Total	**201.126,13**

El precio en dólares por el total del proyecto corresponde a u$s 4.470.

7.1. Obtención de fondos para financiar el proyecto

En el armado del presupuesto se considera un valor sin I.V.A.

La Universidad de Buenos Aires tiene un beneficio fiscal de ser I.V.A. exento. En el caso de obtener fondos directamente de la Universidad no hay que considerar dicho impuesto.

A su vez, el Colegio Nacional de Buenos Aires recibe partidas presupuestarias para mejoras edilicias por parte de la Cooperadora Amadeo Jacques y el Gobierno de la Ciudad.

Anexos

A. Medición fuerza de arranque - Descripción del equipamiento utilizado

Para la medición fueron necesarios los siguientes elementos:

- Dinamómetro comercial 'Balance Pocket".
- Soga.
- Operador para empujar.

A.1. Descripción de la metodología experimental

La medición de la fuerza de arranque se realizó en 4 puntos distintos utilizando las 3 manijas que posee actualmente la cúpula como puede observarse en la Figura 37.

Las posiciones 1, 2, 3 y 4 corresponden a puntos fijos.Los mismos fueron marcados en la base de hormigón del observatorio. Las manijas 1, 2 y 3 son móviles porque están solidarias a la estructura móvil.

El dinamómetro se sostuvo mediante la soga en posición horizontal para obtener la fuerza de arranque en cada caso. La medición en cada punto se realizó 4 veces.

Se mueve la cúpula posicionando la manija 1 en el punto 1. Luego, se hace girar la cúpula en sentido antihorario y se registra la fuerza de arranque. Seguidamente, se ubicó la manija 1 en el punto 2, 3 y 4 arrancando el movimiento siempre en sentido antihorario. Se realizó el mismo procedimiento con la manija 2 y 3.

La segunda medición repitió el procedimiento pero realizando el giro en sentido horario. Asimismo, la tercera medición se realizó haciendo rotar la cúpula en sentido antihorario. Finalmente, la cuarta medición se consideró un sentido de giro horario. Los resultados se pueden observar en el Cuadro 3 (página 35).

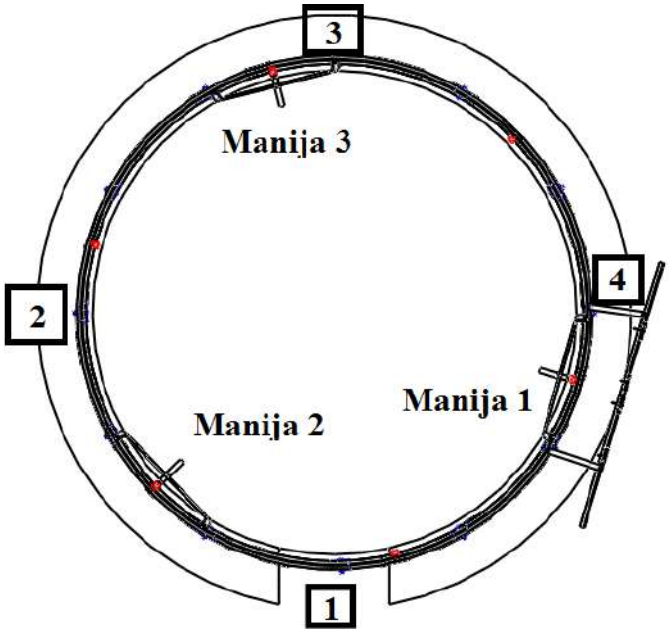


Figura 37: Posiciones 1, 2, 3 y 4 en donde se colocó la manija para iniciar el movimiento y registrar la fuerza al arranque. Las manijas fueron numeradas (1, 2 y 3).

Figura 38: Medición de la posición 3 con la manija 1 ilustrando el resto de las mediciones efectuadas.

A.2. Resultados y Análisis

Los valores obtenidos para la fuerza de arranque presentan una gran variabilidad. Para un mismo punto con la misma manija se tienen valores con 10kgf de diferencia. Esto se puede deber a varias causas, en primer lugar,

debido a la curvatura de la pared no resulta sencillo ubicarse para lograr un empuje tangencial, es decir, el operador se inclina más o menos para empezar a empujar, por lo tanto, parte de la fuerza es absorbida por la estructura ya que corresponde a una componente vertical.

A su vez, determinados puntos eran más inaccesibles que otros por lo que la posición del operador que empujaba era de difícil repetición.

Y por último, la inercia propia del conjunto hacía que la ubicación de la manija en el punto de medición fuese aproximada.

En resumen,

- La curvatura de la pared no permitía una ubicación cómoda.
- El operador debe inclinarse más o menos para iniciar el movimiento.
- Algunos puntos resultaban inaccesibles debido a la ubicación de los muebles.

No obstante, los valores obtenidos permiten obtener un valor de referencia para la fuerza de arranque. Se trata del valor máximo alcanzado en algún punto. Dicho valor corresponde a 36kgf para la posición 2 con la manija 1. Los docente usuarios de la cúpula acordaban que en dicha ubicación les resultaba trabajoso mover la cúpula.

Por lo tanto, vamos a fijar nuestro valor de referencia para la fuerza de arranque máxima en 40kgf para tener en cuenta la incerteza de la medición. Dicho valor se va a utilizar para el cálculo del motor y del mecanismo de fricción.

Posición	Manija	**Fuerza de arranque [kgf]**			
		Sentido antihorario		Sentido horario	
		Medición 1	Medición 3	Medición 2	Medición 4
1	1	20	15	18	25
2		**36**	24	30	18
3		20	15	34	18
4		20	18	28	16
1	2	19	24	16	28
2		14	16	20	24
3		13	12	16	12
4		14	18	18	28
1	3	23	28	32	28
2		23	18	14	16
3		30	20	32	20
4		22	24	32	28

Cuadro 3: Medición de la fuerza de arranque para las posiciones 1, 2 3 y 4 según se detalla en la Figura 37. La manijas fueron numeradas 1, 2 y 3. En negrita el valor máximo alcanzado para la posición 2 con la manija 1 de 36 kgf. La temperatura exterior correspondía a 32°C.

Posición	Manija	**Fuerza de arranque [kgf]**			
		Sentido antihorario		Sentido horario	
		Medición 1	Medición 3	Medición 2	Medición 4
1	1	28	24	24	20
2		24	28	24	30
3		24	24	26	28
4		32	26	26	28
1	2	32	22	30	24
2		20	20	18	28
3		24	28	24	24
4		32	24	30	24
1	3	**40**	24	34	22
2		26	36	28	32
3		24	32	26	26
4		20	24	32	26

Cuadro 4: Medición de la fuerza de arranque para las posiciones 1, 2 3 y 4 según se detalla en la Figura 37. La manijas fueron numeradas 1, 2 y 3. En negrita el valor máximo alcanzado para la posición 1 con la manija 3 de 40 kgf. La temperatura exterior correspondía a 8°C.

B. Cálculo de la trasmisión de potencia

B.1. Estimación de la potencia necesaria

Calculamos el momento motor de arranque con el que impulsamos la cúpula.

$$T_{motor_{cúpula}} = 50 \text{ kgf} \cdot 1,8\text{m}$$
$$T_{motor_{cúpula}} = 90 \text{ kgfm}$$

La única forma de mover la cúpula es manualmente. La velocidad de giro se obtuvo de la observación práctica, se cronometró la velocidad necesaria para un óptimo funcionamiento del observatorio obteniendo 1 vuelta por minuto.

$$N = T \cdot \omega$$
$$N = 90 \cdot 9,8 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 1 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$
$$N = 93 \text{ W} = 0,093 \text{ kW} = 0,13 \text{ hp} = 0,11 \text{ CV}$$

B.2. Relación de trasmisión

Considerando que el diámetro de la rueda de fricción corresponde a un parámetro a elegir. A mayores tamaños tenemos un mejor contacto para realizar la trasmisión de potencia. Pero el espacio que ocupa el conjunto es crítico ya que se necesita que ocupe el menor posible. Por lo tanto, seleccionamos un valor de 300 mm.

$$i' = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$
$$i' = \frac{3.680 \text{ mm}}{300\text{mm}} = 12,6$$

En donde,

$$D_1 = \text{ Diámetro de la rueda de friccón}$$
$$D_2 = \text{ Diámetro interno de la cúpula}$$

Como se trata de una rueda de fricción debemos considerar el resbalamiento. En nuestro caso, se trata de llanta lisa (sin cuña) con cubierta

de poliuretano. Por lo tanto, debido a la deformación que resulta en sentido tangencial en la rueda, consideramos un 3 % de movimiento deslizante relativo. Dicho valor se encuentra sugerido en [1, pág. 211]

$$i = \frac{D_2}{D_1(1 - 0.03)}$$
$$i = \frac{3.680 \text{ mm}}{300\text{mm} \cdot (1 - 0,03)}$$

$$\boxed{i = 13} \tag{4}$$

B.3. Velocidad de giro del motor

La cúpula tiene que dar una vuelta en, aproximadamente, 1 minuto. Por lo tanto, con la relación de trasmisión obtenemos la velocidad de giro del motor.

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$
$$n_2 \cdot i = n_1$$
$$1 \cdot \text{ r.p.m.} \cdot 13 = n_1$$
$$13 \text{ r.p.m.} = n_1$$

La velocidad de giro de los motorredutores comerciales cotiza con valores discretos, nos ajustamos al más cercano con una velocidad inferior; presenta la ventaja de tener una menor inercia en el frenado. El giro de la cúpula no corresponde a un parámetro crítico ya que no se realiza un seguimiento sino un posicionamiento.

$$\boxed{n_1 = 9,7 \text{ r.p.m.}} \tag{5}$$

B.4. Distancia entre centros y coeficiente de anchura (ψ)

Debido a que se trata de una rueda interior, la distancia entre centros se obtiene al restar el radio de la cúpula con el radio de la rueda de fricción.

$$A = R_{cúpula} - R_{fricción} = 1.840 \text{ mm} - 150 \text{ mm}$$

$$\boxed{A = 1.690 \text{ mm}} \tag{6}$$

El coeficiente de anchura (ψ) se obtiene de dividir el ancho de la rueda de fricción (b) por la distancia entre centros (A).

$$\psi = \frac{b}{A} = \frac{50 \text{ mm}}{1.690 \text{ mm}}$$

$$\boxed{\psi = 0,03} \tag{7}$$

B.5. Cálculo del momento motor en la rueda de fricción

$$T_{motor_{rueda}} = 50 \text{ kgf} \cdot 0,15\text{m}$$
$$T_{motor_{rueda}} = 7,5 \text{ kgf m}$$

B.6. Rendimiento de la trasmisión

La potencia necesaria en la punta de eje del motor corresponde a la potencia que se necesita para mover la cúpula sumado a todas las pérdidas en la transmisión.

La estimación del rendimiento de la transmisión resulta compleja. Hay que considerar las pérdidas en los rodamientos, las pérdidas por el deslizamiento, las pérdidas por histéresis del material rozante, las pérdidas en el acoplamiento, las pérdidas en el reductor y las pérdidas del motor eléctrico. El rendimiento mejora a medida que el radio de la rueda de fricción es mayor y aumenta el coeficiente de rozamiento.

En [1, pág. 224] propone en base a la experiencia que las trasmisiones por fricción suelen tener rendimientos que entre 0,7 y 0,95; en donde se está incluyendo a los rodamientos, el deslizamiento y la histéresis.

Adoptamos $\eta_{\text{fricción}} = 0,85$ para el rendimiento en la trasmisión por fricción debido al diámetro de la rueda utilizado.

Por otro lado, en [2] se sugiere un rendimiento entre 0,6 y 0,85 para los motorreductores, incluyendo las pérdidas en la reducción y en el motor eléctrico.

Adoptamos $\eta_{\text{motor}} = 0,75$ para el rendimiento en el motorreductor.

$$\eta = 0,85 \cdot 0,75 = 0,64 \tag{8}$$

$$N_{\text{punta de eje}} = \frac{N_{\text{rueda}}}{\eta} \tag{9}$$

$$\boxed{N_{\text{punta de eje}} = 145 \text{ W} = 0,2 \text{ hp}}$$

B.6.1. Carga sobre el motor en el arranque

La cupla que debe vencer el motorreductor en el arranque se obtiene a la velocidad de giro del motor asincrónico en carga (1450 r.p.m.).

$$\begin{aligned}
T \cdot \omega &= N \\
T &= \frac{N}{\omega} \\
T_{\text{carga}} &= \frac{145 \text{ W}}{1450 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}}} \\
T_{\text{carga}} &= 0,96 \text{ N} \cdot \text{m} \\
T_{\text{carga}} &= 0,0974 \text{ kgfm} = 9,74 \text{ kgfcm}
\end{aligned}$$

B.7. Cálculo del torque de mantenimiento

El giro de la cúpula requiere de un arranque, cuyas condiciones ya definimos, y un torque nominal que mantiene el movimiento. Esta cupla es necesaria debido a las pérdidas por fricción de toda la estructura rodante. Se procedió a realizar un giro completo a una velocidad aproximada de 1 r.p.m. mientras que se movía el conjunto tirando del dinamómetro. El dinamómetro permite obtener la fuerza necesaria para seguir moviendo la cúpula correspondiendo esta a 24 kgf. A dicho valor, le agregamos un 10 % por la impresición en la medición y un 15 % de coeficiente de seguridad para el cálculo de la trasmisión..

$$\begin{aligned}
F_{din\acute{a}mica} &= 24 \text{ kgf} \cdot 1,1 \cdot 1,15 = 30 \text{ kgf} \\
T_{motor_{din\acute{a}mico}} &= 30 \text{ kgf} \cdot 0,15 \text{ m} \\
T_{motor_{din\acute{a}mico}} &= 4,5 \text{ kgfm}
\end{aligned}$$

B.7.1. Carga sobre el motor a velocidad nominal

$$N = T \cdot \omega$$
$$N_{rueda} = T_{motor_{dinámico}} \cdot n_{rueda} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

A su vez,

$$N_{rueda} = \eta \cdot N_{\text{punta de eje}}$$
$$N_{rueda} = \eta \cdot T_{motor_{nom}} \cdot n_{nom} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Igualando ambas expresiones,

$$T_{motor_{dinámico}} \cdot n_{rueda} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}} = \eta \cdot T_{motor_{nom}} \cdot n_{nom} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$
$$\frac{T_{motor_{dinámico}} \cdot n_{rueda}}{\eta \cdot n_{nom}} = T_{motor_{nom}}$$

Considerando el rendimiento calculado en la Ecuación (8),

$$\frac{4,5 \text{ kgfm} \cdot 9,7 \text{ r.p.m.}}{0,64 \cdot 9,7 \text{ r.p.m.}} = T_{motor_{nom}}$$

$$\boxed{T_{motor_{nom}} = 0,0470 \text{ kgfm} = 47 \text{ kgfcm}}$$

B.8. Cálculo de la fuerza radial de aplicación

Como se puede observar en la Figura 39, la rueda de fricción transmite su movimiento a partir de una determinada fuerza radial. En nuestro caso, la misma será generada por un resorte que garantice su valor durante todo el desarrollo del movimiento de giro de la cúpula. Realizamos el cálculo de la misma para la condición crítica de arranque.

Recordemos la clásica expresión que relaciona la fuerza normal y la fuerza de fricción.En nuestro caso, la fuerza normal corresponde a la fuerza radial por encontrarse la misma en la dirección del radio de la rueda.

$$F_{fricción} = \mu \cdot F_{normal}$$

Consideramos un coeficiente de seguridad de cohesión debido al resbalamiento que se produce entre las superficies (β).

$$\beta = 2$$

Dicho valor se sugiere en [1, pág. 212].

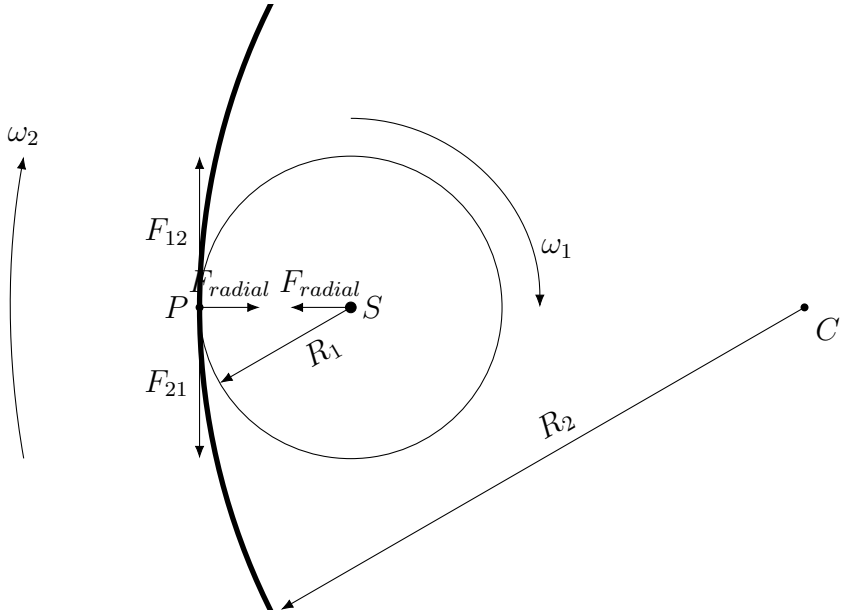


Figura 39: Esquema de la trasmisión por rueda de fricción.El subíndice 1 hace referencia a la rueda motor y el subíndice 2 corresponde a la rueda conducida (cúpula). El dibujo no se encuentra a escala.

Tengamos presente la expresión (10) correspondiente al cálculo de potencia.

$$N = T_{cúpula} \cdot \omega_{cúpula} = T_{rueda} \cdot \omega_{rueda} \tag{10}$$

Utilizamos para los cálculos la rueda conducida (cúpula).

$$\begin{aligned}
N &= T_{cúpula} \cdot \omega_{cúpula} \\
N &= F_{fricción} \cdot R_2 \cdot \omega_{cúpula} \\
N &= F_{fricción} \cdot R_2 \cdot n_2 \cdot \frac{2\pi}{60} \\
N &= \frac{F_{radial} \cdot \mu}{\beta} \cdot R_2 \cdot n_2 \cdot \frac{2\pi}{60}
\end{aligned}$$

Reordenamos términos para obtener la fuerza de aplicación axial. Para mayores detalles puede consultarse [1, pág. 213].

$$F_{radial} = \frac{\beta \cdot N \cdot 60}{\mu \cdot R_2 \cdot n_2 \cdot 2\pi} \quad [N] \tag{11}$$

En donde,

N	:Potencia a trasmitir [W].
β	: coeficiente de corrección del coeficiente de rozamiento.
μ	: coeficiente de rozamiento.
R_2	: radio rueda conducida (cúpula) [m].
n_2	: revoluciones por minuto de la rueda conducida (cúpula).

Reemplazamos por los valores correspondientes.

$$F_{radial} = \frac{2 \cdot 93 \text{ W} \cdot 60}{0,5 \cdot 1,8 \text{ m} \cdot 1 \text{ r.p.m.} \cdot 2\pi}$$

$$F_{radial} = 1973,5 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_{radial} = 201,4 \text{ kgf}} \tag{12}$$

Redondeando:

$$\boxed{F_{radial} = 202 \text{ kgf}}$$

Se considera el coeficiente de rozamiento dinámico debido a la posibilidad que la rueda patine al iniciar el movimiento en una pista húmeda. El mismo se obtiene de [3].

Rueda de Hierro y Poliuretano

Nº w25

< Ant. Sig. >

Uso en industrias frigoríficas, lácteas, curtiembres, químicas, etc.

No lo atacan sales, sangre, hidrocarburos y todo agente de alto poder corrosivo.

A pedido medidas especiales y cargas.

Artículo	Diámetro (mm)	Ancho (mm)	Ø Agujero	Carga (Kg)
SR-1049	100	40	5/8"	400
SR-1049/9/9	100	40	15 / 17	400
SR-1249	125	40	5/8"	500
SR-1249/9/9	125	40	17 / 20 / 25	500
SR-1259	125	50	3/4"	600
SR-1259/9/9	125	50	17 / 20 / 25	600
SR-1549	150	40	3/4"	500
SR-1549/9/9	150	40	17 / 20 / 25	500
SR-1559	150	50	3/4"	600
SR-1559/9/9	150	50	17 / 20 / 25	600
SR-1749	175	40	3/4"	700
SR-1749/9/9	175	40	17 / 20 / 25	700
SR-1759	175	50	3/4"	800
SR-1759/9/9	175	50	17 / 20 / 25	800
SR-2049	200	40	3/4"	700
SR-2049/9/9	200	40	17 / 20 / 25	700
SR-2059	200	50	3/4"	800
SR-2059/9/9	200	50	17 / 20 / 25	800
SR-2079	200	75	3/4"	1200
SR-2079/9/9	200	75	17 / 20 / 25	1200
SR-2559	250	50	3/4"	800
SR-2559/9/9	250	50	17 / 20 / 25	800
SR-2579	250	75	3/4"	1400
SR-2579/9/9	250	75	17 / 20 / 25	1400
SR-3059	300	50	3/4"	800
SR-3059/9/9	300	50	17 / 20 / 25	800
SR-3079	300	75	3/4"	1600
SR-3079/9/9	300	75	17 / 20 / 25	1600

Figura 40: Selección del catálogo de Mil Ruedas Boedo de una rueda de fricción cuyo diámetro corresponde a 300 mm y soporta 800 kgf de carga.

C. Esfuerzos sobre el árbol motor y estructura de soporte

C.1. Reacciones en los vínculos

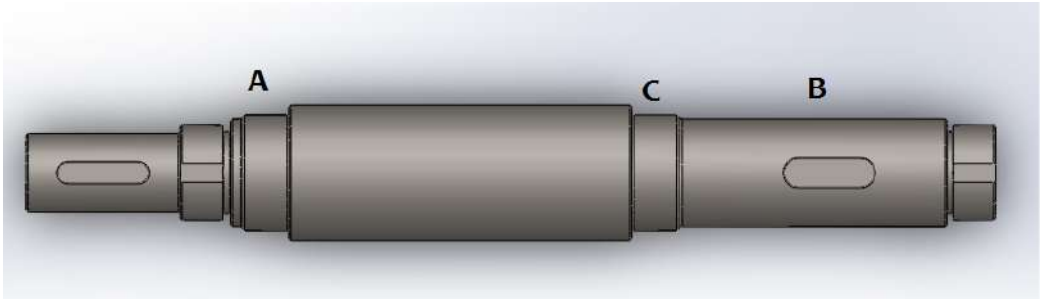


Figura 41: Árbol con los 3 puntos para el cálculo de los diagramas de características. A y C corresponden al apoyo de los rodamientos mientras que B representa a la rueda de fricción.

A continuación se presenta un esquema simplificado de las fuerzas y vínculos en el árbol de trasmisión.

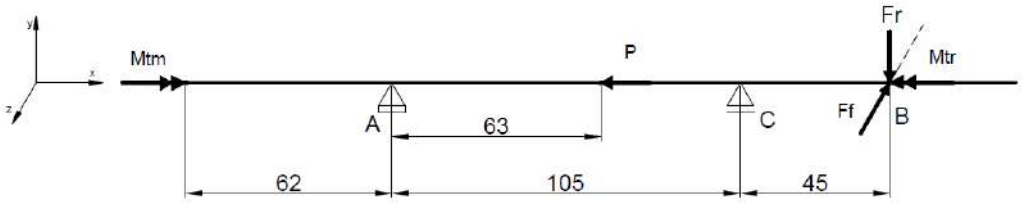


Figura 42: Fuerzas, momentos y vínculos en el árbol de trasmisión.La medidas se encuentran en milímetros y están fuera de escala. La fuerza de fricción que trasmite la rueda está reducida al punto B. El peso del propio árbol no está representado.

$$
\begin{aligned}
\mathrm{P} &= \text{Peso de la rueda} \\
\mathrm{F}_f &= \text{Fuerza debida a la fricción de la rueda} \\
\mathrm{F}_r &= \text{Fuerza debida al resorte} \\
\mathrm{Mtm} &= \text{Momento motor} \\
\mathrm{Mtr} &= \text{Momento resistente}
\end{aligned}
$$

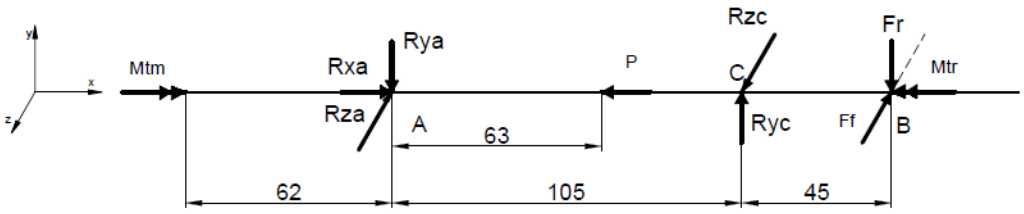


Figura 43: Fuerzas, momentos y reacciones de vínculos en el árbol de trasmisión.

Se plantean las ecuaciones de equilibrio para los vínculos en A y C.

$$\sum \vec{F} = \vec{0}$$

En el eje X

$$R_{XA} - P = 0 \tag{13}$$

En el eje Y

$$-R_{YA} + R_{YC} - F_r = 0 \tag{14}$$

En el eje Z

$$-R_{ZA} + R_{ZC} - F_f = 0 \tag{15}$$

$$\sum \vec{M}^A = \vec{0}$$

En el eje X

$$Mtm - Mtr = 0 \tag{16}$$

En el eje Y

$$F_f \cdot 150 - R_{CZ} \cdot 105 = 0 \tag{17}$$

En el eje Z

$$-F_r 150 + R_{CY} \cdot 105 = 0 \tag{18}$$

Reacciones de vínculo [kgf]	
R_{XA}	15
R_{YA}	86,6
R_{ZA}	21,5
R_{YC}	288,6
R_{ZC}	71,5

Cuadro 5: Valores de las reacciones de vínculo.

C.2. Diagramas de características

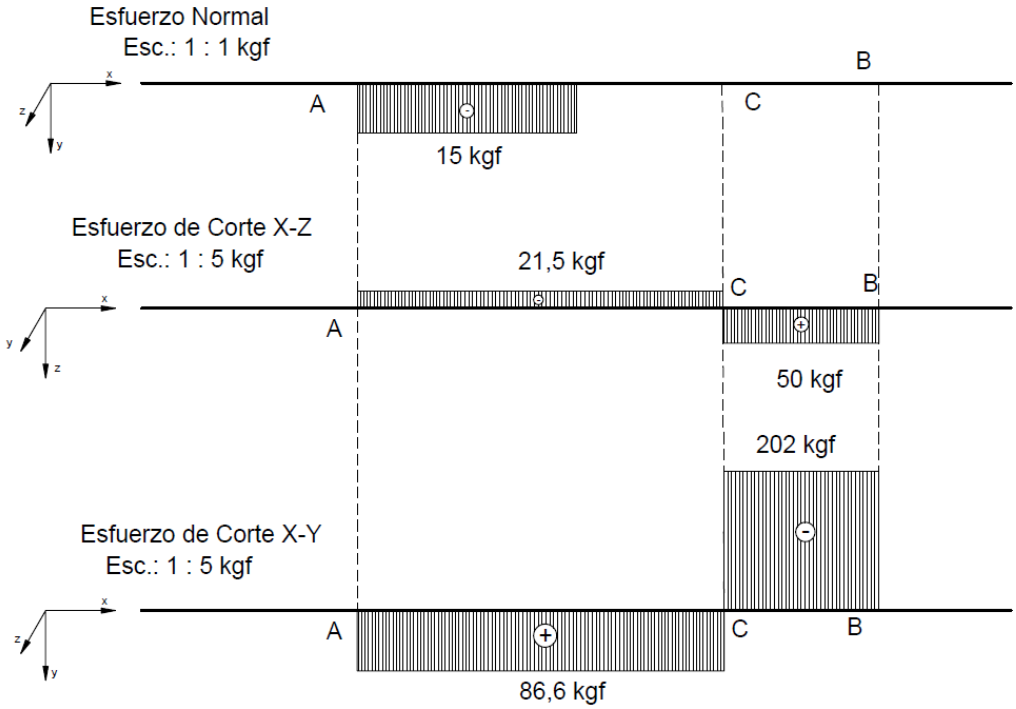


Figura 44: Diagramas de esfuerzo normal y esfuerzo de corte.

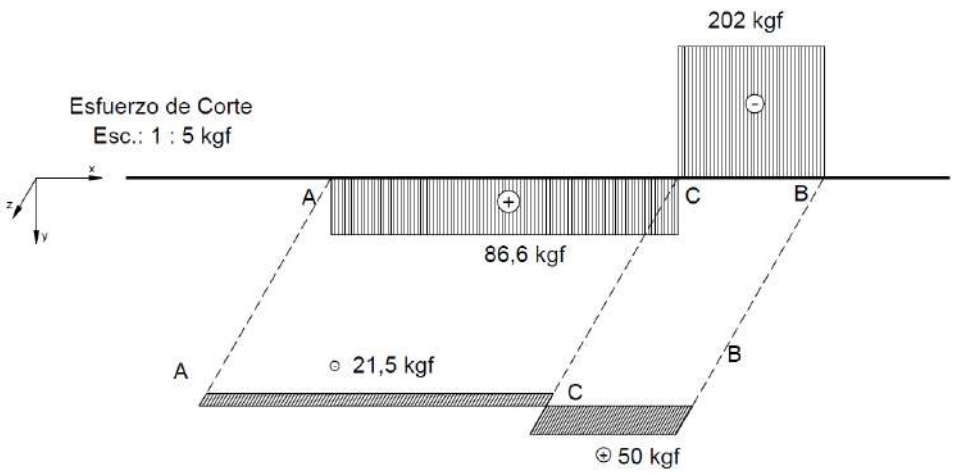


Figura 45: Diagrama de esfuerzo de corte en el plano XY y XZ.

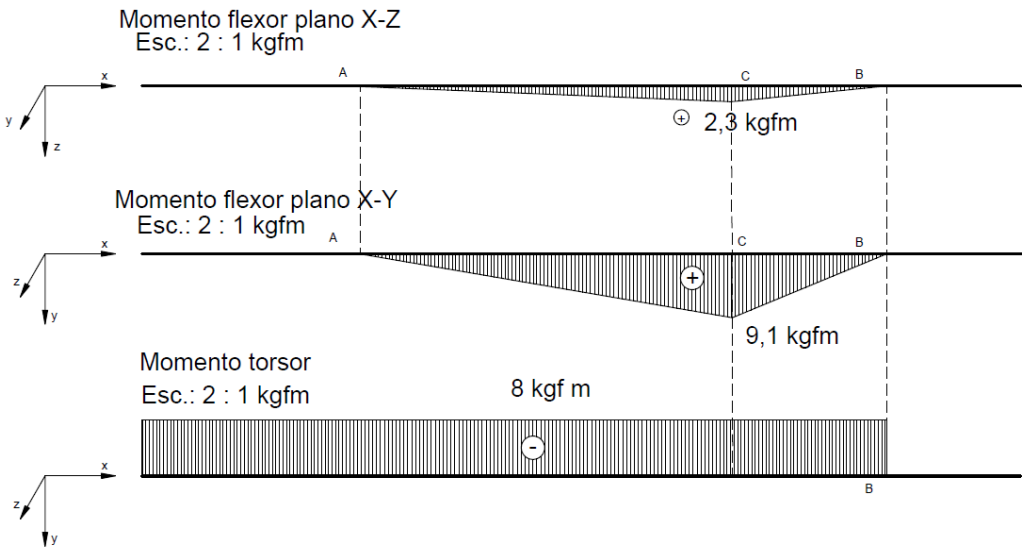


Figura 46: Diagrama de momento flexor y torsor.

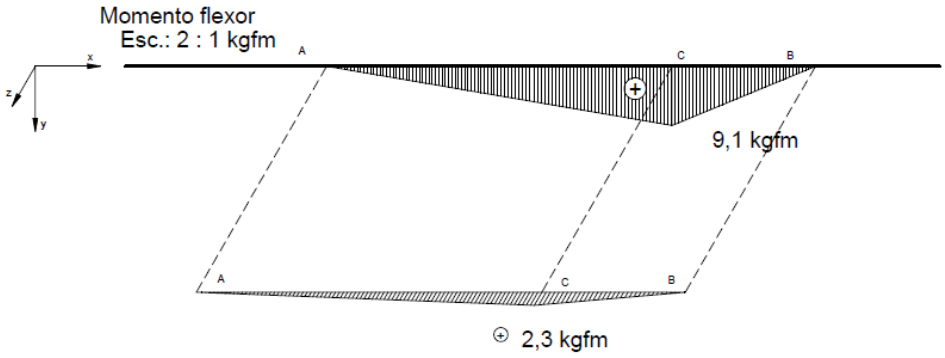


Figura 47: Diagrama de momento flexor.

C.3. Estado tensional en el punto de funcionamiento

El dimensionamiento del árbol ser realiza a la fatiga por felxotorsión. Por tal motivo, se consideran 2 puntos para evaluar su resistencia. El primero corresponde al chavetero de la rueda de fricción (Punto B) y el segundo al radio de acuerdo en el rodamiento (Punto D).

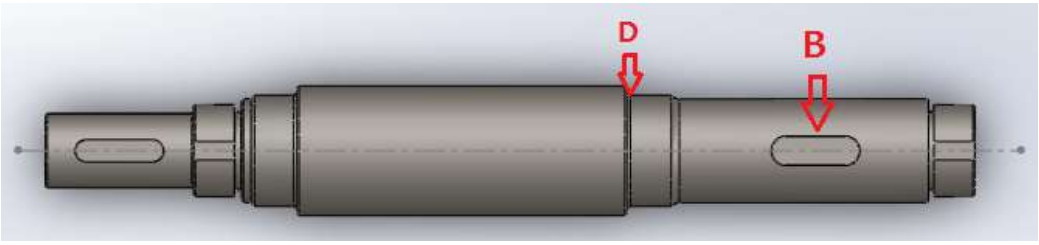


Figura 48: Puntos para evaluar la resistencia a la fatiga del árbol.

A continuación se calculan las tensiones equivalentes para cada uno de dichos puntos a modo de obtener según el criterio de ASME [4, pág 297] el coeficiente de seguridad (N) con que se trabaja. Se trata de un proceso iterativo, modificando el diámetro del árbol se obtienen distintos valores para N.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{se}}{S_{sn}}\right)^2}$$

C.4. Tensión Normal Equivalente (S_E)

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} \cdot S_m + k_f \cdot S_a \tag{19}$$

S_e = tensión normal equivalente
S_n = límite a la fatiga para el árbol
S_y = límite de fluencia
S_m = tensión normal media
k_f = factor de concentración de tensiones en fatiga

C.5. Tensión Tangencial Equivalente

$$S_{SE} = \frac{S_{sn}}{S_{sy}} \cdot S_{sm} + k_{fs} \cdot S_{sa} \tag{20}$$

S_{se} = tensión tangencial equivalente
S_{sn} = límite tangencial a la fatiga para el árbol
S_{sy} = límite de fluencia tangencial
S_{sm} = tensión tanqencial media
k_{fs} = factor de concentración de tensiones en fatiga

Consideramos el criterio de Von Mises se tiene que:

$$S_{sn} = 0,577 S_n$$
$$S_{sy} = 0,577 S_y$$

A su vez, como despreciamos la tensiones de Jourasky que se producen debido al corte, la tensión tangencial de amplitud resulta nula.

C.5.1. Tensión Normal Media (S_m)

En funcionamiento, el árbol presenta esfuerzo normal debido a la posición vertical del mismo. Por lo tanto, calculamos la tensión normal media.

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$
$$S_m = \frac{F_a}{A} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_a^2}$$

C.5.2. Tensión tangencial Media (S_{SM})

$$S_{SM} = \frac{M_t}{W_p}$$

En donde,

$$W_p = \frac{J_p}{\frac{d}{2}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Finalmente,

$$S_{SM} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = \frac{8.000\text{kgf} \cdot \text{m}}{d^3} \tag{21}$$

C.5.3. Tensión Normal de Amplitud (S_A)

$$S_A = \frac{M_f}{W_x}$$
$$S_A = \frac{M_f}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3}$$

El valor del momento flexor a considerar varía de acuerdo a la sección en cuestión. Y se obtiene por suma pitagórica.

$$M_f = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2}$$

C.5.4. Tensión Tangencial de Amplitud (S_{SA})

El esfuerzo de corte produce tensiones tangenciales de amplitud a medida que rota el eje. Sin embargo no están en fase con la tensión normal de amplitud ya que su máximo se encuentra en el eje neutro teniendo un valor nulo en las fibras extremas.

C.5.5. Límite de Fatiga para el eje

$$S_n = k_a \cdot k_b \cdot S'_n$$

$k_a =$ factor de superficie
$k_b =$ factor de tamaño
$S'_n =$ límite de fátiga para una probeta fabricada con el material del árbol

Factor de Superficie
El factor de superficie hace referencia al tipo de terminación superficial de la pieza. En nuestro caso consideramos que el árbol tiene terminación de maquinado.

Terminación Superficial	Coeficiente a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Rectificado (Esmerilado)	1.34	1.58	- 0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	- 0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	- 0.718
Forjado	39.9	272	- 0.995

Figura 49: Tabla de coeficientes para el factor de superficie.

$$K_a = a \cdot S_{UT}^b$$

En donde, S_{UT} corresponde a la resistencia estática a la tracción del material del árbol. Consideramos un acero SAE 1045, cuya resistencia a la tracción $S_{UT} = 618$ MPA.

$$K_a = 4,51 \cdot 618 \text{ MPa}^{-0,265} = \mathbf{0,82}$$

Factor de Tamaño
Para la piezas sometidas a flexo-torsión se recomienda adoptar un valor en función del diámetro del árbol. Para nuestro caso,

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \tag{22}$$

Recordemos el límite de fatiga para una probeta fabricada con acero SAE 1045.

$$S'_n = 31,5 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} = 308,7 \text{ MPa} \tag{23}$$

De modo que el límite de fatiga nos queda expresado según (25).

$$S_n = k_a \cdot k_b \cdot S'_n \tag{24}$$

$$S_n = 0,82 \cdot \left[1,189 \cdot d^{-0,097}\right] \cdot 308,7 \text{ MPa} \tag{25}$$

C.5.6. Factor de concentración de tensiones en fatiga ($\mathbf{k}_f$)

El factor de concentración de tensiones en fatiga se encuentra mediante (27). Esto es para el caso en donde se tenga radios de acuerdo.

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \tag{26}$$

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \tag{27}$$

Q = sensibilidad a la entalla.
k_t = factor de concentración de tensiones teórico.
k_f = factor de concentración de tensiones en fatiga.

El radio de acuerdo corresponde a 1 mm (máximo permitido por el catálogo del rodamiento) y tenemos $\mathrm{S}_{UT} = 618$ MPa.

$$q = 0,76$$

Consideramos que la relación entre diámetros del árbol corresponde a $\frac{D}{d} = 1,2$. Entonces,

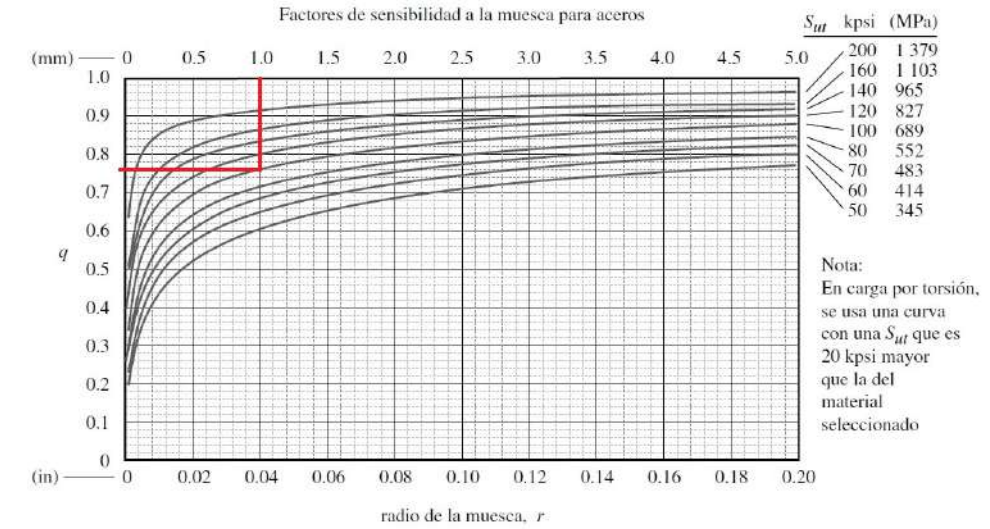
$$k_t = 0,97098 \left(\frac{1 \text{ mm}}{d}\right)^{-0,21796}$$

Por lo tanto,

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1)$$

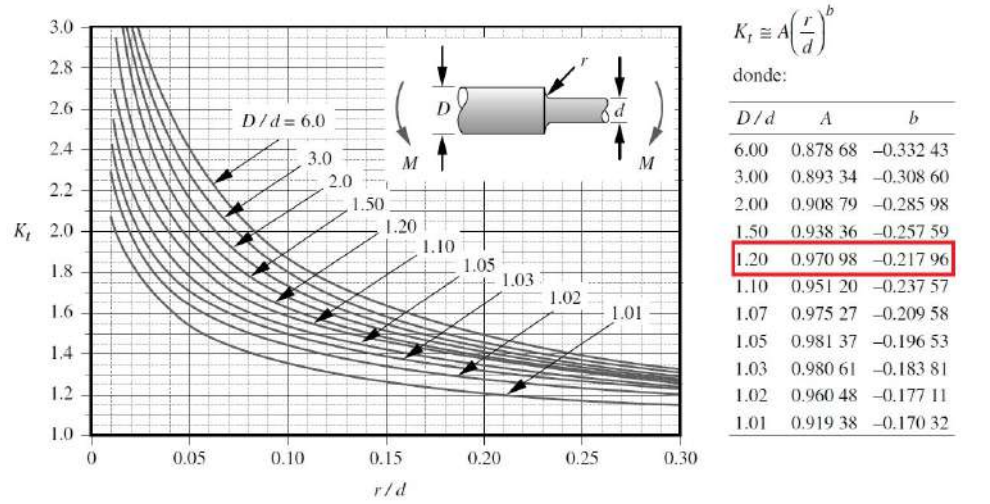
$$k_f = 1 + 0,85 \left[0,97098 \left(\frac{1 \text{ mm}}{d}\right)^{-0,21796} - 1\right]$$

En el caso del chavetero consideramos que $k_f = 2$.



Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros, calculadas a partir de las ecuaciones 4.13 con los datos de la figura 4-35, como lo propuso originalmente R. E. Peterson en "Notch Sensitivity", capítulo 13, en *Metal Fatigue*, por G. Sines y J. Waisman, McGraw-Hill, Nueva York, 1959.

Figura 50: Sensibilidad a la entalla en aceros.



D/d	A	b
6.00	0.878 68	−0.332 43
3.00	0.893 34	−0.308 60
2.00	0.908 79	−0.285 98
1.50	0.938 36	−0.257 59
1.20	0.970 98	−0.217 96
1.10	0.951 20	−0.237 57
1.07	0.975 27	−0.209 58
1.05	0.981 37	−0.196 53
1.03	0.980 61	−0.183 81
1.02	0.960 48	−0.177 11
1.01	0.919 38	−0.170 32

Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en flexión

Figura 51: Factor teórico de concentración de tensiones (k_t).

C.6. Diámetro del eje

Calculamos en 2 puntos distintos el diámetro del eje. En el radio de acuerdo de los rodamientos y el chavetero para la rueda de fricción. Por lo tanto, con un coeficiente de seguridad de $N = 1,1$ se obtiene:

Posición	Diámetro [mm]	Coef. Seguridad
Radio de acuerdo 1mm (D)	30	1,11
Chavetero (B)	28	1,10

Cuadro 6: Valores del coeficiente de seguridad para los 2 puntos de cálculo .

D. Deformaciones del árbol

Se verifican las deformaciones. En el punto B se obtiene una deflexión de 0,02 mm.

Figura 52: Curva de deformación según programa de cálculo Ftool® .

E. Esfuerzos sobre el eje compensador

Para garantizar el centrado de la cúpula y no sobrecargar las ruedas existentes, se ha decidido colocar 2 ruedas conducidas dispuestas a 120° cada una, según diagrama 29 en la página 23.

Van montadas sobre un eje de giro libre. La rueda presiona la pista mediante la acción de un resorte. El diseño es idéntico al del árbol con la excepción de 40 mm correspondientes al chavetero para conectar con el acoplamiento del motor. No es necesario y permite bajar el costo.

E.1. Fuerza sobre el eje compensador

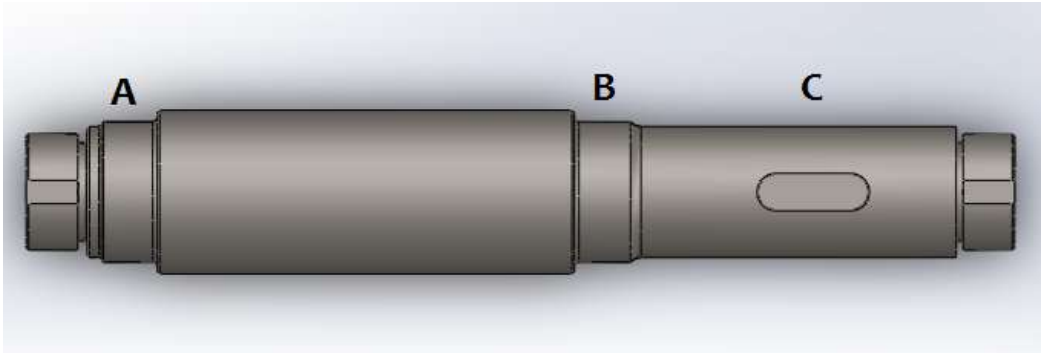


Figura 53: Puntos de referencia sobre el eje.

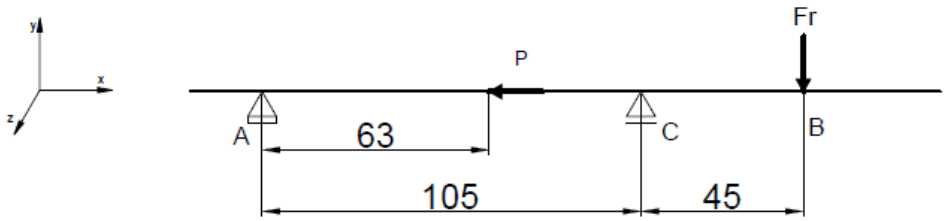


Figura 54: Fuerzas actuantes sobre el eje secundario y vínculos de apoyo.

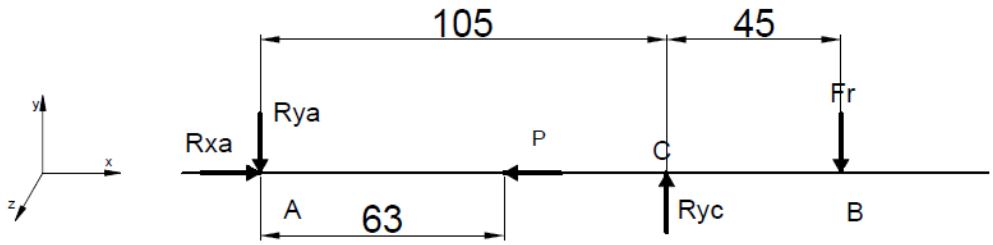


Figura 55: Fuerzas y reacciones de vínculo sobre el eje secundario.

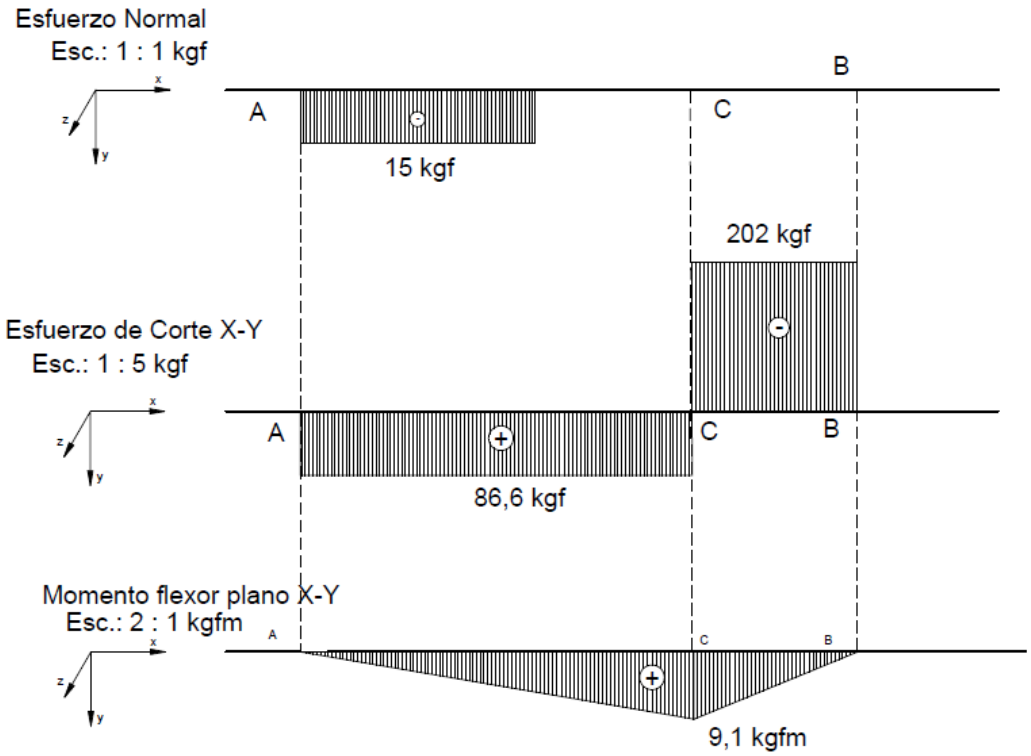


Figura 56: Diagramas de características para el eje secundario.

Las verificaciones de resistencia a la fatiga por flexotorsión fueron realizadas para el árbol. No se repiten por tratarse de la misma geometría sometida a menor carga (no tiene momento torsor).

F. Dimensionamiento del pasador del soporte

La estructura de soporte está vinculada a la pared mediante un pasador que se conecta con el soporte fijo. Todo el conjunto pivota alrededor de dicho eje.

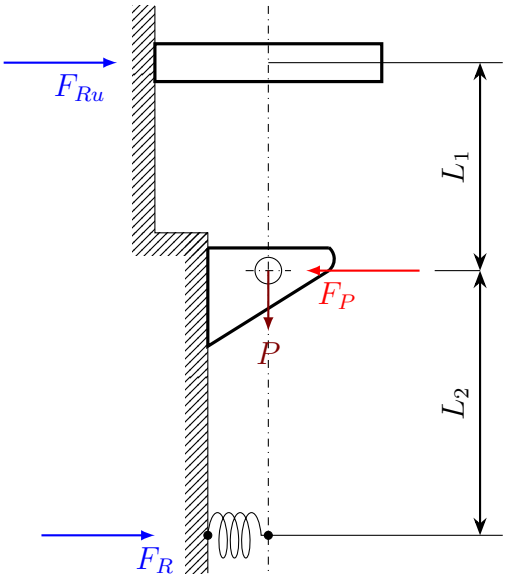


Figura 57: Esquema de fuerzas debido a la acción del resorte

El pasador debe soportar el peso de toda la estructura que conforma el motorreductor y la rueda de fricción sumado a la reacción que se produce debido a la tensión del resorte.

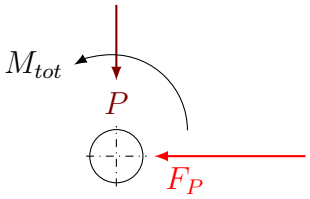


Figura 58: Esquema de momentos y fuerzas resultantes sobre el pasador.

La reducción de fuerzas en el pasador genera una fuerza resultante como

se muestra en la Figura 59.

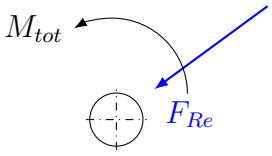


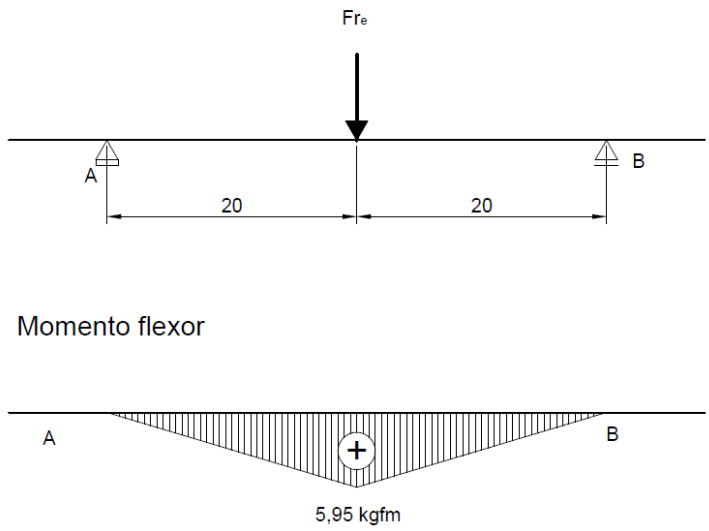
Figura 59: Esquema de momento y fuerza resultante sobre el pasador.

$$F_{\text{resultante}} = \sqrt{F_R^2 + P^2} \tag{28}$$

Como se trata de una articulación, el momento no nos interesa para el dimensionamiento. A su vez, como se colocan dos pasadores, la fuerza resultante se divide a la mitad para el cálculo.

En la figura 60 se puede observar los puntos donde se encuentran los apoyos de los bujes. A partir de los mismos, resolvemos los diagramas de características.

Figura 60: Puntos de apoyo de los bujes del soporte de la parted. El pasador articula entre el mismo y la estructura con el motor.



Dimensionamos a flexión.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W}$$
$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot 32}{\pi \cdot d^3}$$

Para un $d = 15$ mm se obtiene:

$$\sigma = 180 \text{ MPa}$$

El material a utilizar corresponde a acero SAE 1045 con una tensión de fluencia de 380 MPa.

Por lo tanto,

$$C.S. = \frac{\sigma_y}{180 \text{ MPa}} = 2$$

F.1. Deflexión máxima

A partir del teorema de los trabajos virtuales obtenemos la deformación máxima.

$$flecha = \frac{\int_0^L M(x) \cdot M_v(x) \cdot dx}{E \cdot J}$$

$$flecha_{max} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

G. Soporte de fijación a la pared

El soporte que se encarga de soportar toda la estructura se simula por elementos finitos para verificar la resistencia de la soldadura.

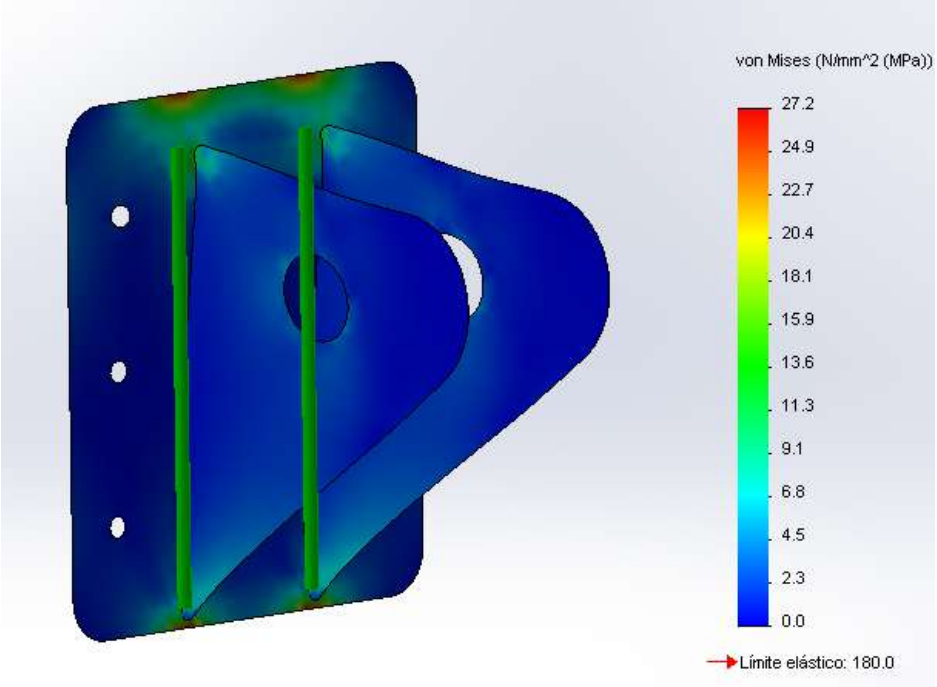


Figura 61: Se observan las tensiones sobre la estructura de soporte a la pared. El cordón de soldadura (en verde) no presenta mayores inconvenientes.

H. Placa de apoyo del resorte

El resorte se encuentra guiado en ambos extremos, uno apoya en la pared y el otro en la estructura móvil mediante 4 tornillos que permiten la regulación de la fuerza que realiza el resorte.

Figura 62: Se observa en corte el resorte conjunto las 2 placas de apoyo en sus extremos,para una mejor visualización se ha suprimido el soporte móvil. La placa intermedia proporciona una guía al resorte y un punto de apoyo para los tornillos que permiten la regulación.

Figura 63: Se observa en corte el resorte conjunto las 2 placas de apoyo en sus extremos y el soporte móvil.

Para la placa de apoyo y la placa reguladora se simulan los esfuerzos mediante elementos finitos, los resultados se pueden observar en las Figuras 64 , 65, 66 y 67. Las tensiones quedan bien por debajo del limite de fluencia del material.

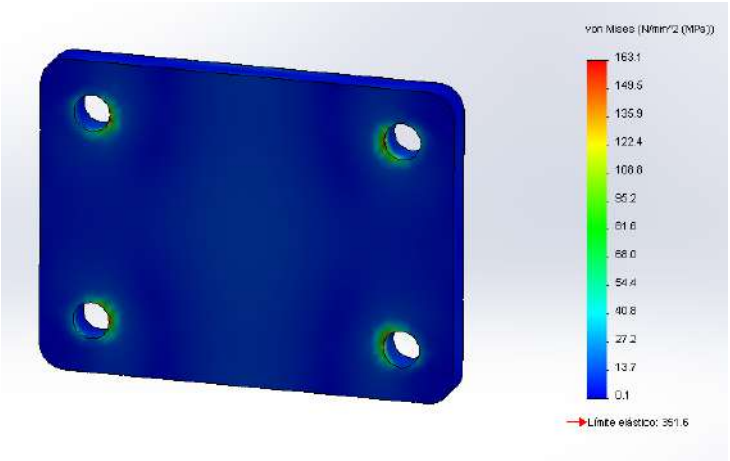


Figura 64: Tensiones sobre la placa de apoyo del resorte en el soporte móvil. Las superficies de apoyo de la cabeza de los bulones se considera fija. La fuerza que se aplica corresponde a la mayor compresión del resorte (1600 N).

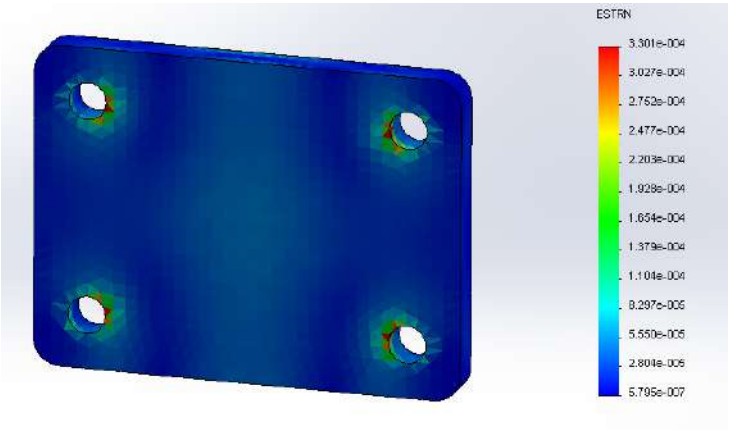


Figura 65: Deformación sobre la placa de apoyo del resorte en el soporte móvil. La arista superior como la inferior se consideran fijas debido a la soldadura. La fuerza que se aplica corresponde a la mayor compresión del resorte (1600 N).

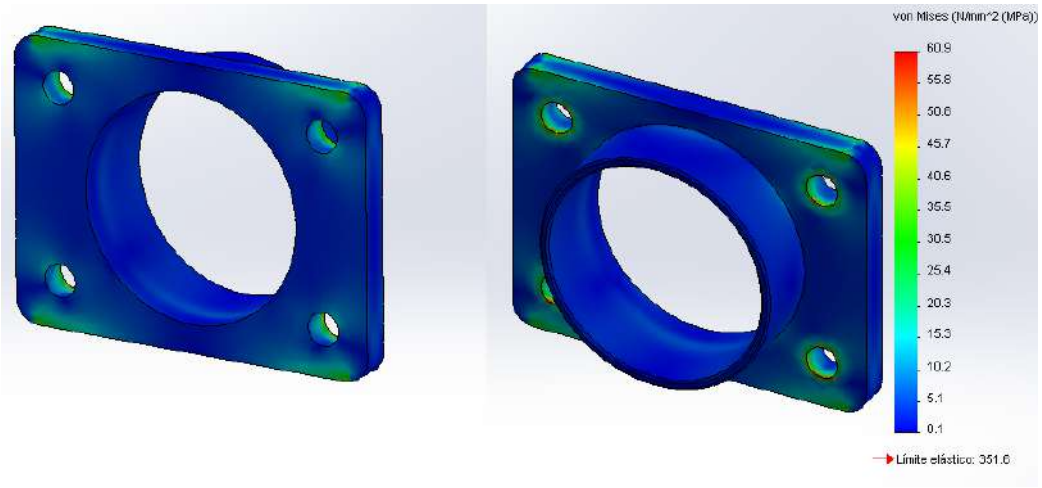


Figura 66: Tensiones sobre la placa guía del resorte en el soporte móvil. Las superficies de apoyo fijas corresponden a las aristas superior e inferior que van soldadas. La fuerza que se aplica corresponde a la mayor compresión del resorte (1600 N) dividida por cuatro bulones.

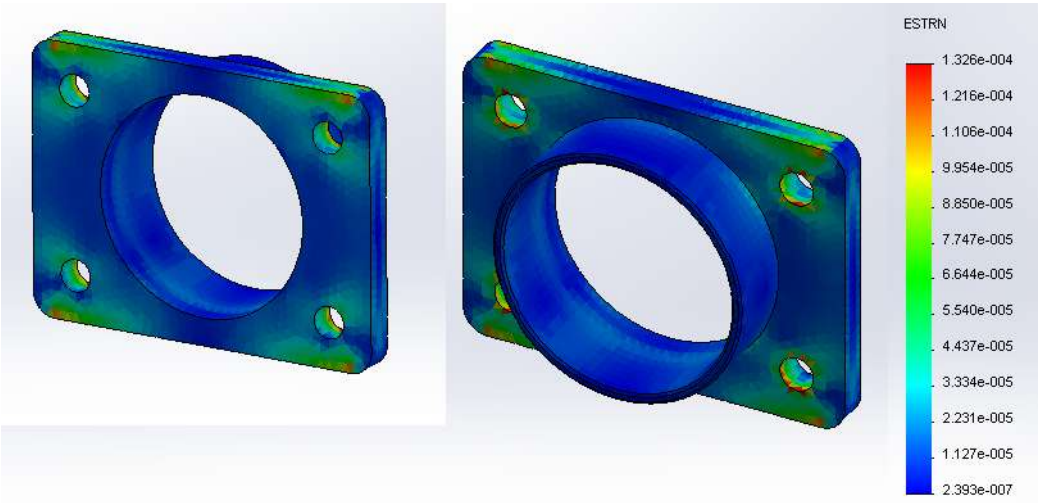


Figura 67: Deformación obre la placa guía del resorte en el soporte móvil. Las superficies de apoyo fijas corresponden a las aristas superior e inferior que van soldadas. La fuerza que se aplica corresponde a la mayor compresión del resorte (1600 N) dividida por cuatro bulones.

I. Cálculo del resorte

Para el funcionamiento de la rueda de fricción se requiere de una fuerza radial que obligue a la rueda a estar siempre en contacto con la pista de rodadura. Para mantener la simetría en las cargas, se decide colocar 2 resortes en el bastidor de la rueda motora y en los bastidores de las ruedas compensadoras.

I.1. Condiciones de servicio

La fuerza mínima radial en la rueda motora necesaria para obtener el movimiento de la cúpula corresponde a 202 kgf (véase la Ecuación (29) en la página 66).

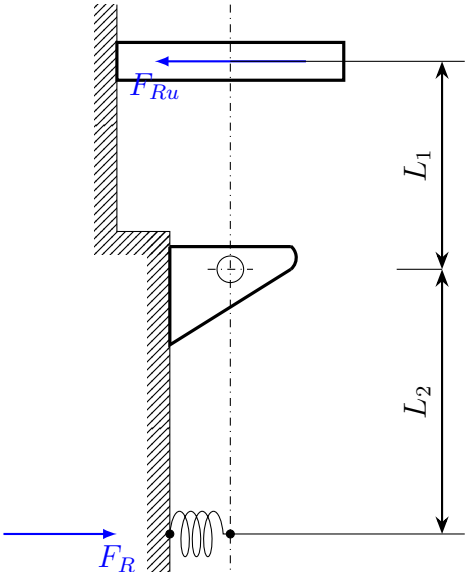


Figura 68: Esquema de fuerzas debido a la acción del resorte

En donde,

$$F_{Ru} = \text{ Fuerza radial en la rueda de fricción}$$
$$F_R = \text{ Fuerza resorte}$$

Planteamos la ecuación de momentos respecto del punto de apoyo en el pasador.

$$F_{Ru} \cdot L_1 = F_R \cdot L_2$$

$$F_{Ru} \cdot \frac{L_1}{L_2} = F_R$$

La fuerza que el resorte debe suministrar depende de la geometría. La relación entre L_1 y L_2 marca la relación de palanca, la misma surge del diseño de la estructura de soporte y del espacio en el interior de la cúpula. Consideramos,

$$L_1 = 0,7893 \cdot L_2$$

Entonces,

$$F_R = \frac{L_1}{L_2} \cdot F_{Ru} = 0,7893 \cdot 101 \text{ kgf} = \mathbf{80\ kgf} \tag{29}$$

El espacio disponible total para los mismos corresponde a 125 mm ya que se trata del ancho de la estructura de soporte de la rueda de fricción.

Una vez establecida la precarga, cada resorte debe ejercer una fuerza mínima de 80 kgf.

Los parámetros a definir son: el diámetro medio del resorte, el diámetro de la espira, la cantidad de espiras, la constante de proporcionalidad del resorte, el valor de la precarga y el material del mismo.

I.2. Cálculo de las dimensiones del resorte

En primer lugar, definimos las características del resorte.

$$\text{Diámetro medio} = \text{Diámetro exterior} - \text{diámetro espira}$$

$$\begin{aligned} \text{d} &= \text{ diámetro de la sección de la espira} \\ \text{D} &= \text{ diámetro medio del resorte} \\ \text{D}_{ext} &= \text{ Diámetro exterior} \end{aligned}$$

La transferencia de carga está determinada por forma del extremo del resorte, se obtiene los mejores resultados con extremos a escuadra y rectificados.

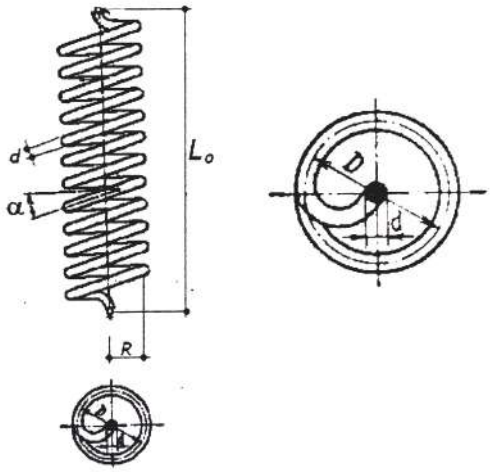


Figura 69: Esquema resorte

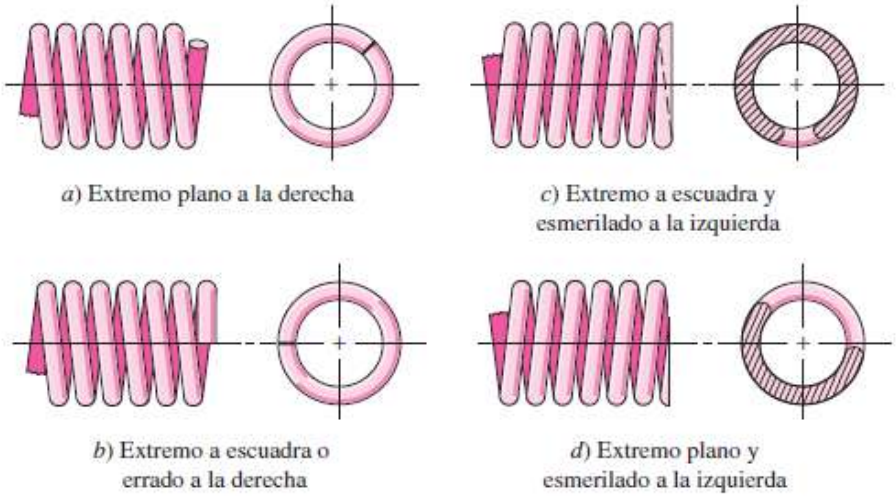


Figura 70: Tipos de extremos de resortes de compresión: a) ambos extremos sencillos; b) ambos extremos a escuadra y esmerilados; c) extremo a escuadra o cerrado a la derecha; d) ambos extremos planos y esmerilados.

El proceso de selección es iterativo debido a la gran cantidad de parámetros por definir.

I.2.1. Índice del Resorte (C)

Se define el índice del resorte como el cociente entre el diámetro medio y el diámetro de la sección de la espira.

$$C = \frac{D}{d} \tag{30}$$

Se recomienda [4, pág 510]:

$$4 \leq C \leq 12$$

I.2.2. Factor de Bergsträsser (K_B)

Los esfuerzos en un resorte de tracción se calculan a partir de suponer torsión pura en la sección de la espira. Sin embargo, hay que tener en cuenta la curvatura del alambre que incrementa el esfuerzo en el interior y solo lo disminuye un poco en el exterior.

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \tag{31}$$

I.2.3. Número de espiras activas (N_a)

Depende de la forma del extremo del resorte. Para extremos a escuadra y rectificados:

$$N_a = N_t - 2 \tag{32}$$

I.2.4. Constante de proporcionalidad del resorte (k)

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot N_a \cdot D^3}$$

En donde,

$$\begin{aligned} \text{d} &= \text{diámetro de la sección de la espira} \\ \text{D} &= \text{diámetro medio del resorte} \\ \text{E} &= \text{Módulo torsional del material} \\ \text{N}_a &= \text{cantidad de espiras activas} \end{aligned}$$

I.2.5. Condición de carga

El resorte está sometido a carga variable debido al montaje del perfil doble T que obliga a un ligero desplazamiento de la rueda de fricción. Entonces podemos definir una fuerza mínima y una fuerza máxima.

La fuerza mínima corresponde a una fuerza normal de 80 kgf [Ecuación (29)]; necesaria para que la rueda de fricción empuje la cúpula. La longitud que tiene el resorte para dicha fuerza debe corresponde a 125mm, espacio disponible en la estructura de soporte.

I.2.6. Longitud libre

La longitud libre se obtiene del procedimiento de cálculo a partir de la condición de carga.

$$L_0 = 125 \text{ mm} + \frac{F_{min}}{k} \tag{33}$$

I.2.7. Longitud sólida

Longitud que corresponde a tener el resorte completamente comprimido, es decir, todas las espiras tocando entre sí.

$$L_s = d \cdot N_t$$

I.2.8. Paso

$$p = \frac{L_0 - 2 \cdot d}{N_a}$$

I.2.9. Procedimiento de cálculo

El procedimiento de cálculo que se detalla a continuación es iterativo. El mismo puede consultarse en [4, pág 519]. Al final se muestran los resultados obtenidos.

I.2.10. Longitud crítica de pandeo

La estabilidad del resorte va a estar determinada por la longitud crítica. Sobrepasada la misma, es posible el pandeo del resorte.

$$L_{crit} = \frac{\pi \cdot D}{\alpha} \left[\frac{2(E - G)}{2G + E} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{34}$$

Para extremos en escuadra y esmerilados ($\alpha = 0,5$) y considerando acero:

$$L_{crit} = 5,26 \cdot D$$

Para más detalles véase [4, pág 504].

I.2.11. Fuerza media y fuerza amplitud

$$F_{media} = \frac{F_{min} + F_{max}}{2} \tag{35}$$

$$F_{amplitud} = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \tag{36}$$

I.2.12. Tensión por torsión en la espira

$$\tau_{máx} = \frac{8 \cdot K_B \cdot F_{máx} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{37}$$

Para más detalles puede consultarse [4, pág 519].

I.2.13. Tensión tangencial media y amplitud en la espira

$$\tau_m = \frac{8 \cdot K_B \cdot F_m \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{38}$$

$$\tau_a = \frac{8 \cdot K_B \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{39}$$

I.2.14. Resistencia última a la tracción

En resortes se puede verificar que hasta $d = 10$mm se cumple [4, pág 505]:

$$S_{UTS} = \frac{A}{d^m} \tag{40}$$

En donde, A y m dependen del material y d corresponde al diámetro de la espira.

I.2.15. Resistencia última a la torsión

$$S_{su} = 0,67 \text{ S}_{UTS} \tag{41}$$

[4, pág 519].

I.2.16. Tensión de fluencia

$$S_y = 0,65 \text{ S}_{UTS} \tag{42}$$

I.2.17. Tensión de fluencia a la torsión

$$S_{sy} = 0,577 S_y \tag{43}$$

I.2.18. Límite de resistencia a la fatiga torsional

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - (\frac{S_{sm}}{S_{SU}})^2} \tag{44}$$

En donde, Zimmerli [4, pág 518] propone los siguientes valores para resortes dependiendo de algunas características del material:

$$S_{sa} = 241 \text{ MPa}$$
$$S_{sm} = 379 \text{ MPa}$$

I.2.19. Coeficiente de seguridad fatiga por torsión

Con todo lo anterior se puede estimar el coeficiente de seguridad para la fatiga por torsión en la espira. El criterio de fatiga utilizado corresponde a la parábola de Gerber.

$$N = \frac{S_{su}^2 \cdot \tau_a}{2 \cdot \tau_m^2 \cdot S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \tau_m \cdot S_{se}}{S_{su} \cdot \tau_a} \right)^2} \right] \tag{45}$$

I.2.20. Coeficiente de seguridad fluencia por torsión en la espira

El criterio de Gerber para fatiga no verifica fluencia. Por lo tanto,

$$N = \frac{S_{sy}}{\tau_{máx}} \tag{46}$$

I.2.21. Parámetros obtenidos

Características del resorte	
d [mm]	6
D_{ext} [mm]	46
D_m [mm]	40
k [kgf/cm]	20,25
Nº espiras totales	12
N_a	10
Paso	15,2
L_0 [mm]	164
Longitud sólida [mm]	72 mm
Longitud crítica de pandeo [mm]	211
Extremos	A escuadra y rectificados
Material	Cuerda de piano (AISI 1085)
N (fatiga torsión espira)	1,20
N (fluencia torsión espira)	1,05

Cuadro 7: Características del resorte luego de iterar la mejor solución. El factor determinante es la fluencia a la torsión en la espira.

I.2.22. Verificación mediante SolidEdge

Los parámetro obtenidos se verifican mediante el programa SolidEdge obteniéndose los resultados que se pueden ver a continuación.

Solid Edge Engineering Reference

Resorte de compresión
INFORMACIÓN GENERAL

VALIDACIÓN DE RESISTENCIA:Aprobado
Estándar: ISO
PARÁMETROS DE ENTRADA DE DISEÑO

COTAS DEL RESORTE
(d) Diámetro del alambre: 6.00 mm
Bobinas activas: 10

(Do) Diámetro exterior: 46.00 mm
(Lo) Longitud descargada: 164.00 mm
(Fp) Precarga: 300.00 N
(Ff) Carga aplicada: 1590.00 N

PARÁMETROS RESORTE
Factor de seguridad: 1
Dirección de bobina: Izquierdo
Proceso de bobinado: Bobinado en frío
Extremos del resorte: Cerrado y no al ras

PROPIEDADES DEL MATERIAL USADAS PARA LOS CÁLCULOS
Material: Alambre de acero sin alear estirado en frío - SL
Módulo de rigidez: 81370 MPa
Densidad: 7850 Kg/m^3

PROPIEDADES DEL MATERIAL APLICADAS AL MODELO

OPCIONES DE ENTRADA DE DISEÑO
Tipo de carga: Según carga estática
Verif. pandeo para usar guía: Sí
Criterios de diseño: Probar resorte a cargas dadas
Selección de diámetro: Especificar diámetro exterior
Cotas del resorte: Buscar índice de resorte según diám. alambre y resorte
Límites de cota: No se ha revisado
Restricción diámetro: No se ha revisado
Restricciones de deflexión: No se ha revisado

CALCULAR RESULTADOS

SACAR PARÁMETROS DE DISEÑO
Índice de resorte: 6.667
(Dm) Diámetro medio: 40.00 mm
(Di) Diámetro interior: 34.00 mm
(Lf) Longitud en carga aplicada: 86.80 mm
(Lp) Longitud en precarga: 149.43 mm
(Df) Deflexión necesaria: 62.63 mm

VALID. RESISTENCIA
(P) Paso de resorte descargado: 15.80 mm
Deflexión en precarga: 14.57 mm
Deflexión total: 77.20 mm
Constante del resorte: 20.6
Factor de tensión de Wahl: 1.225
Esfuerzo cortante en precarga: 173.246 MPa
Esfuerzo cortante en carga aplicada: 918.203 MPa
Resistencia a la tracción: 1845.000 MPa
Esfuerzo cortante permitido: 922.500 MPa
(Ls) Longitud de sólido: 86.00 mm
Espacio entre bobinas activas: 9.80 mm
Verificación de pandeo - ¿Hace falta guía?: No

FIN DEL INFORME

J. Selección de Rodamientos

Utilizamos rodamientos para el árbol y los ejes que soportan a las ruedas motora y conducidas. Los esfuerzos en los apoyos pueden revisarse en Cuadro 5.

En el caso de tener reacciones en un mismo plano pero en direcciones perpendiculares se considera una suma pitagórica.

$$R_{\text{equivalente}} = \sqrt{R_y^2 + R_z^2}$$

Continuamente, los resortes mantienen presionadas las ruedas al interior del perfil doble T de la cúpula, incluso cuando no se está produciendo movimiento. Asimismo, la velocidad de giro del motor corresponde a 10 r.p.m. Por dichos motivos, en la selección de rodamientos se tiene en cuenta la carga estática.

Los rodamientos se seleccionan con placas de protección para evitar que la suciedad se pueda introducir en el elemento rodante.

Fuerzas sobre los rodamientos [kN]		
	Rueda motora	
Apoyo inferior	F_{Axial}	0,15
	F_{Radial}	0,87
Apoyo superior	F_{Radial}	2,92
	Rueda conducida	
Apoyo inferior	F_{Axial}	0,15
	F_{Radial}	0,85
Apoyo superior	F_{Radial}	2,83

Cuadro 8: Valores de las fuerzas actuantes en los apoyos.La velocidad de giro corresponde a 1

Se utilizan rodamientos rígidos de bolas debido a que cumplen perfectamente con los requerimientos y presentan el menor precio.

A partir de las cargas dispuestas en el Cuadro 8, se observa que el rodamiento del apoyo inferior tiene cargas combinadas.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,15}{0,85} = 0,172$$

J.1. Carga estática equivalente (P_0)

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Los parámetros X_0 e Y_0 se obtienen de tabla en función del valor del producto $f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0}$. En donde, f_0 y C son proporcionados en la hoja de datos del rodamiento.

$$f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} = 15 \cdot \frac{0,15}{8,3} = 0,27$$

Factores de cálculo para rodamientos rígidos de bolas

	Rodamientos de una hilera y de dos hileras			Rodamientos de una hilera					
	Juego normal			Juego C3			Juego C4		
$f_0 F_a/C_0$	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,4	0,44	1,4
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,3
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,3	0,56	1,45	0,4	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,5	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,1	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1
6,89	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1

Figura 71: Tabla de factores para el cálculo de rodamientos. El valor de Y_0 se obtiene por interpolación lineal.

$$X_0 = 0,56$$
$$Y_= = 2,3$$

$$P_0 = 0,56 \cdot 0,87 \text{ kN} + 2,3 \cdot 0,15 \text{ kN} = \mathbf{0,83 \text{ kN}}$$

J.2. Factor de seguridad estático

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos fijos	
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,4	0,8
Normal	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas[1)]	≥ 1	≥ 2

Figura 72: Factor de seguridad recomendado por el fabricante SKF de rodamientos. Se considera un funcionamiento normal.

Para el rodamiento inferior:

$$\frac{P_0}{s_0} = \frac{0,83 \text{ kN}}{0,5} = 1,7 \text{ kN}$$

Para el rodamiento superior:

$$\frac{P_0}{s_0} = \frac{2,92 \text{ kN}}{0,5} = 5,84 \text{ kN}$$

EL rodamiento que seleccionamos SKF 6006-2Z (el más chico de la serie) tiene una carga estática básica de 8,3 kN.

Debe ocurrir que la misma sea mayor que la carga equivalente calculada.

$$\boxed{1,7 \text{ kN} < 5,84 \text{ kN} < 8,3 \text{ kN}}$$

El rodamiento verifica la carga en ambas posiciones.

K. Chavetas

Utilizamos chavetas para la trasmisión de potencia en el acople y en la rueda de fricción. El diseño corresponde a una chaveta de caras paralelas de bordes redondeados según DIN 6885.

La altura (h) y el ancho (b) vienen determinados por la norma en función del diámetro del árbol. Por lo tanto, queda calcular el largo de la chaveta. Se utiliza acero SAE 1020 para la construcción de las mismas.

Dimensionamiento al corte

$$Torque = \frac{Ss_{SAE1020} \cdot b \cdot L \cdot D}{2}$$

Dimensionamiento al aplastamiento

$$Torque = \frac{Sc_{SAE1020} \cdot h \cdot L \cdot D}{4}$$

El torque corresponde al valor máximo a transmitir (8 kgfm). Se obtienen los valores de largo detallados en el Cuadro 9.

Largo chavetas [mm]				
	Acople		Rueda Fricción	
	Largo mínimo	Largo adoptado	Largo mínimo	Largo adoptado
Al corte	16,32	24	8	24
Aplastamiento	16,32		7	

Cuadro 9: Cálculo de los largos mínimos para las chavetas.

L. Selección del motorreductor

L.1. Condiciones de servicio

Las condiciones de servicio corresponden a:

- Motor eléctrico.
- Duración del servicio: intermitente-ocasional. Posiblemente no mayor a 1 hora diaria.
- Tipo de trabajo: mediano.

El movimiento de la cúpula corresponde a un giro de una vuelta completa para posicionarse en un nuevo objeto celeste. Lo cual corresponden un poco más de 1 minuto de funcionamiento.

En una noche con excelentes condiciones atmosféricas es probable que se apunte a 20 objetos distintos, obteniendo un tiempo de servicio no mayor a 1 hora. Y dicho servicio es intermitente debido a que se posiciona el telescopio, se obtienen varias fotografías (en astronomía es usual un tiempo de exposición de 30 segundos por foto) y luego se procede a buscar un nuevo objeto.

Asimismo, es probable que se utilice la cúpula para observación solar. Un eclipse solar tiene una duración total de aproximadamente 3 horas en donde la cúpula debe acomodarse ligeramente cada 20 minutos. Si bien el tiempo de funcionamiento del motor no supera la media hora, es probable que la temperatura en la cúpula sea bastante mayor que durante las observaciones nocturnas.

Todo lo anterior nos ha llevado a calificar el tipo de trabajo como liviano, tratando de representar de esta manera los continuos arranques y paradas que tiene el motor pero considerando que se utiliza menos de 1 hora por día.

$$\boxed{\text{Factor de servicio} = 1}$$

El valor se obtiene de tabla que se pueden consultar en [5, pág. 2].

La condiciones de servicio del motorreductor se pueden observar en el Cuadro 11. El rango de temperatura de trabajo corresponde a las temperaturas extremas para la ciudad de Buenos Aires.

Requerimientos del motor	
Tipo de trabajo	Intermitente
Factor de servicio	1
Tiempo de trabajo	No mayor a 2 horas por día.
Potencia (con factor de servicio)	0,14 kW (0,195 hp)
Velocidad nominal	10 r.p.m.
Cupla de arranque	8 kgfm
Cupla nominal	4,5 kgfm
Diámetro eje	20 mm
Rango de temperatura de trabajo	0°C - 40°C

Cuadro 10: Requerimientos del motorreductor.

Utilizamos el motorreductor de la marca IGNIS® MR20A-380500-10.

Figura 73: Motor MR20A-380500-10.

Juego Libre (Backlash)	**menor a 2°**
Temperatura de operación	**Ta + 50°C**
Cupla de arranque / Bloqueo	**Cupla nominal * 4**
Velocidad Vacío (aprox.)	**Velocidad Nominal + 15%**

Figura 74: Características generales del motor MR20A-380500-10.

SOLICITACIONES DEL EJE

Compresión- Tracción	**200 Kgf**
Esfuerzo Axial Máximo	**200 Kgf**
Momento Flexor Máximo	**25 Kgf.m**
Origen	**Argentina - China / Brasil (motor)**

Figura 75: Características generales del motor MR20A-380500-10.

Características del motorreductor	
Potencia	0,213 hp
Tensión Nominal	380 Vca
I_0	1,5A
I_{nom}	0,5 A
Ruido máx. (Adicional única etapa 15 %)	90 DB
RPM Nom. RPM Vacío (motor)	1450 . 1500
Peso. Adicional por etapa [kg]	4,75 . 0,25
Largo[LT]. Adicional por etapa	367,5 . 13
Diámetro motor [DM]	125 mm
Etapas de reducción	3
Cupla Nominal	500 kgfcm (5 kgfm)
Rpm reductor	9,7 rpm

Cuadro 11: Características del motorreductor MR20A-380500-10.

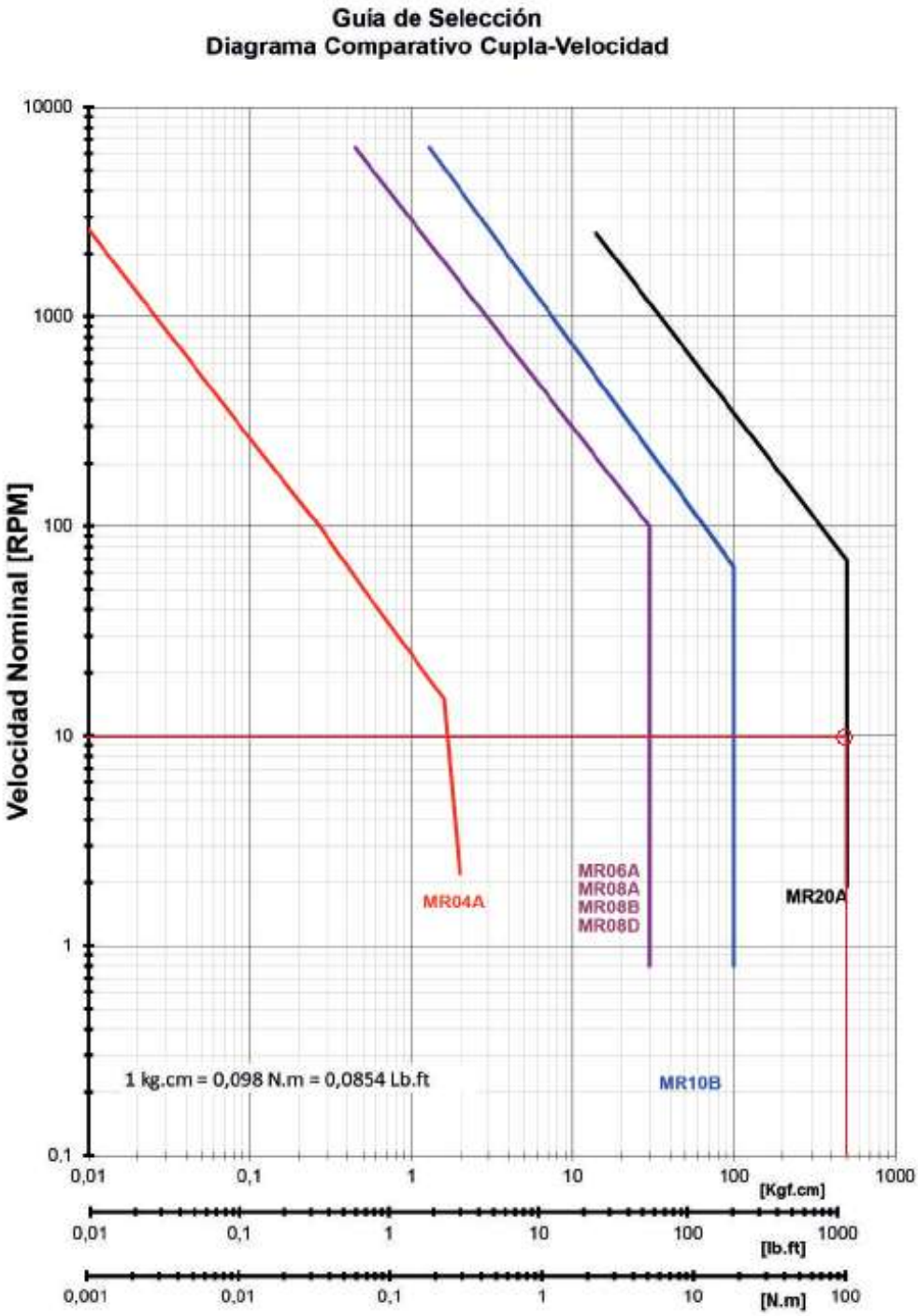


Figura 76: Guía comparativa de los motorreductores proporcionados por IGNIS.

REGIMEN	VIDA ÚTIL GARANTIZADA	USO
CONTINUO	20000 Hrs	Continuo
LARGA DURACIÓN	5000 Hrs	Continuo
NORMAL	2200 Hrs	Continuo
INTERMITENTE	2200 Hrs	Periodos Cortos (5 min.)
OCASIONAL	1100 Hrs	Periodos muy Cortos (30 sec.)

Figura 77: Vida útil del motor. Por día se utiliza un tiempo no mayor a 2 horas durante la mitad de los días del año. Corresponde a una vida útil de 6 años.

L.2. Curva de carga del motor

La curva de carga del motor se estima a partir de los datos de catálogo. La forma de la curva se considera a partir de [6, pág. 244].

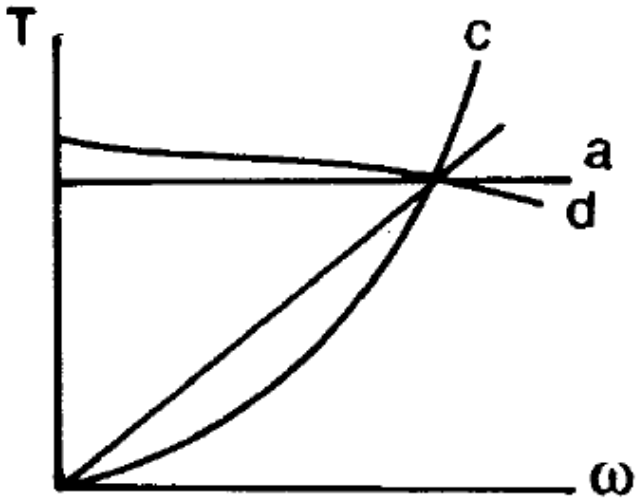


Figura 78: Curvas de cargas para distintas aplicaciones según [6, pág. 244]. A los mecanismos a fricción les corresponde la curva (d). El rozamiento disminuye a medida que comienza el movimiento y por lo tanto baja la carga.

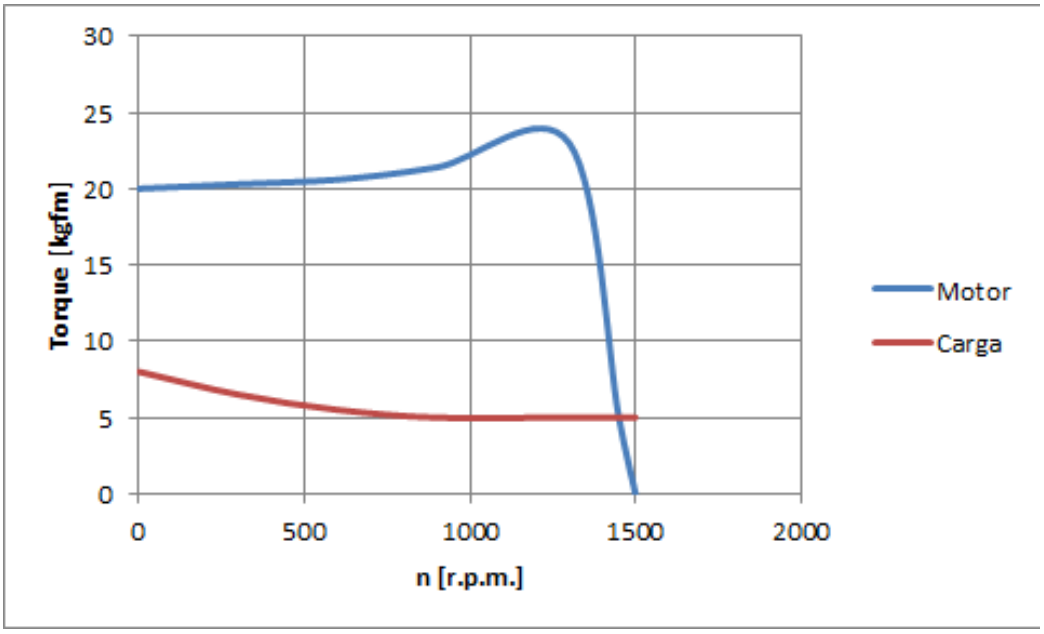


Figura 79: Curva característica del motor aproximada según los datos de catálogo.

L.3. Tiempo de arranque del motor

El tiempo de arranque corresponde al tiempo que demora el motor en alcanzar el punto de equilibrio (intersección entre la curva de la carga y la del motor).

$$\vec{Torque} = \vec{J} \times \vec{\gamma}$$
$$\vec{Torque} = \vec{J} \times \frac{d\vec{\omega}}{dt}$$
$$dt = \frac{J_z \cdot d\omega}{Torque_{equiv}}$$

$$t_{al\,equilibro} = \int_{\omega=0}^{\omega=\omega_f} \frac{J}{M_m - M_c} \cdot d\omega \tag{47}$$

En donde,

J:	Momento de inercia respecto del eje z
M_m:	Momento motor
M_c:	Momento resistente (carga)

Tanto el momento motor con el momento resistente son función de la velocidad de giro del motor como se puede apreciar en la Figura 79.

L.3.1. Reducción del momento de inercia al eje motor

El momento de inercia (J) necesario para el cálculo del tiempo de arranque del motor corresponde al momento de inercia de toda la carga y la transmisión reducido al eje del motor. A su vez, se considera la reducción del motorreductor.

$$J^o = J^o_{\text{cúpula}} + J^o_{\text{trasmisión}} + J^o_{\text{motor}}$$

En el momento de inercia del motor no es proporcionado por el fabricante pero lo despreciamos respecto al de toda la cúpula. El momento de inercia respecto de los ejes principales de inercia de la estructura móvil lo obtenemos desde el programa de dibujo Solidworks®. Utilizamos el teorema de Steiner para trasladarlo a un eje paralelo separado una distancia de 1690mm (A).

$$J^o_{\text{cúpula}} = J^{CM} + M \cdot A^2$$

$$J^o_{\text{cúpula}} = 6960 \text{ kg.m}^2$$

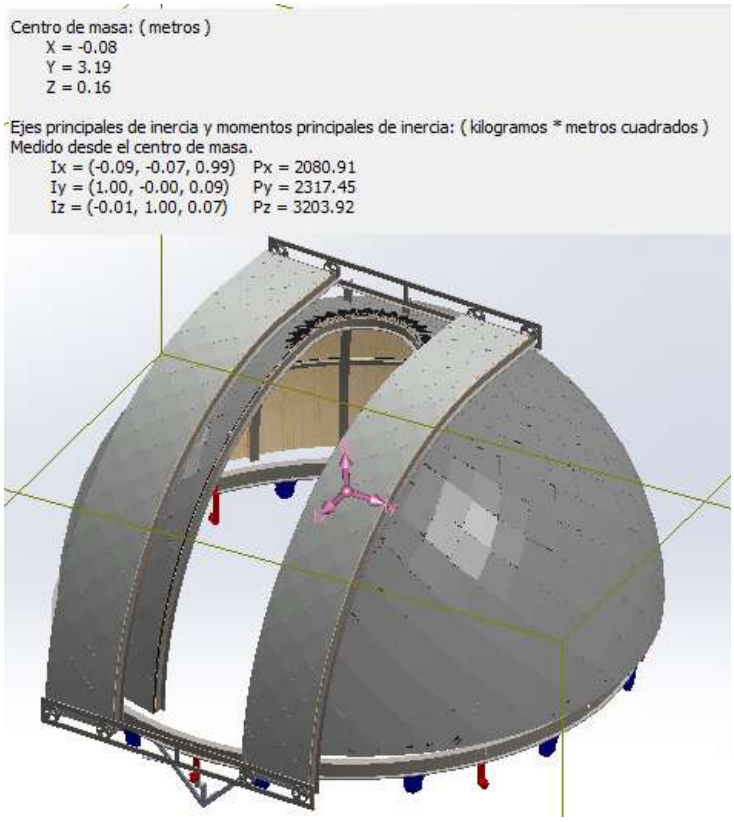


Figura 80: Momentos de inercia de la estructura móvil de la cúpula.

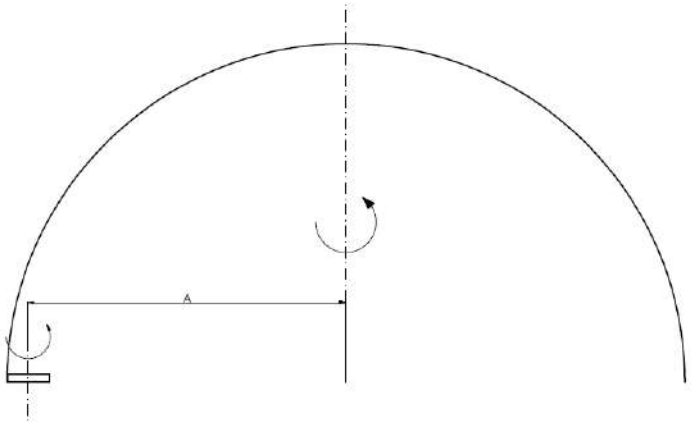


Figura 81: Distancia entre ejes paralelos para el cálculo del momento de inercia.

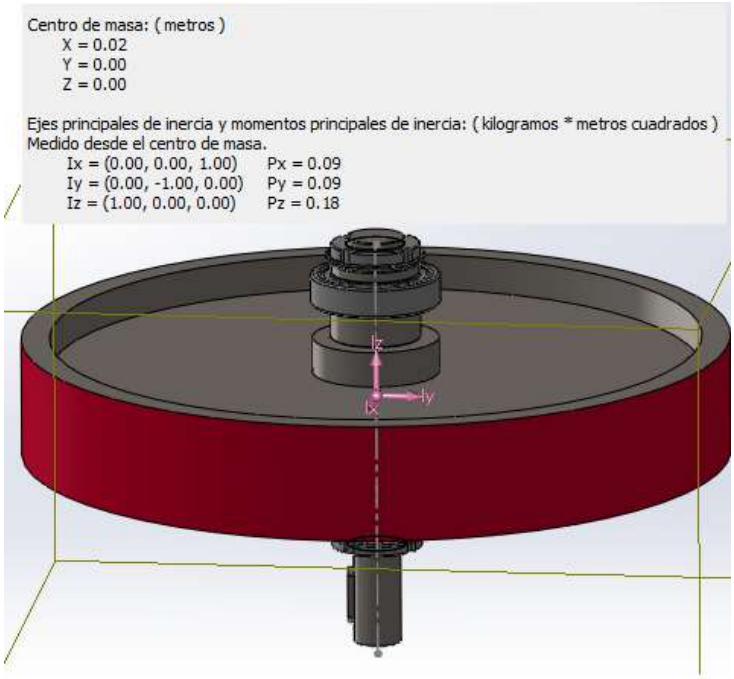


Figura 82: Distancia entre ejes paralelos para el cálculo del momento de inercia.

$$J^o_{\text{cúpula}} = 0,178 \text{ kg.m}^2$$

Referimos ambos momentos de inercia a la velocidad nominal del motor eléctrico (1450 r.p.m).

$$J_{\text{ref. motor}} = J \cdot \left(\frac{n_{carga}}{n_{nominal}} \right)^2$$

$$J^o_{\text{ref}_{\text{cúpula}}} = 0,3132 \text{ kg.m}^2$$
$$J^o_{\text{ref}_{\text{rueda}}} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

Claramente el momento de inercia de la trasmisión es despreciable respecto a la inercia de la cúpula.

L.3.2. Interpolación e integración numérica

Realizamos un ajuste por splines cúbicas tanto de la curva del motor como de la curva de la cupla de carga. A partir de las mismas, utilizamos el método de Simpson para la integral planteada en la Ecuación (47).

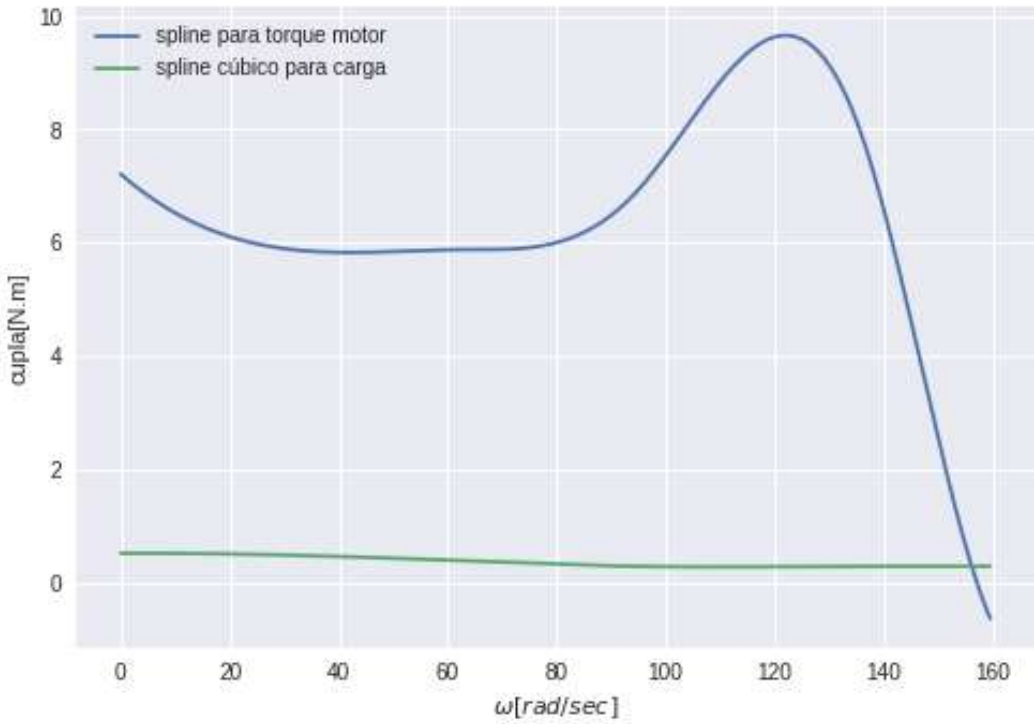


Figura 83: Ajuste por splines cúbicas de la curva del toque del motor y del la carga.

Para que las unidades queden coherentes el momento de aceleración debe introducirse en [N.m], la velocidad angular en [rad/seg] y el momento de inercia en [kg. m^2].

$$t_{al\,equilibro} = \int_{\omega=0}^{\omega=\omega_f} \frac{J}{M_m - M_c} \cdot d\omega$$

$$\boxed{\mathbf{t_a = 4,8\ seg}}$$

L.3.3. Método gráfico

La integral de la ecuación 47 se puede simplificar considerando un valor medio tanto para el torque del motor como para el momento resistente que ofrece la carga.

Entonces,

$$t_a = \frac{J^o \cdot \omega_f}{M_{m\,\text{medio}} - M_{c\,\text{medio}}}$$

Considerando,

$$M_{m\,\text{medio}} = 7 \text{ N.m}$$
$$M_{c\,\text{medio}} = 0,05 \text{ N.m}$$

$$\boxed{\mathbf{t_a = 7,3 \text{ seg}}}$$

El tiempo de arranque nos indica el intervalo que necesita el sistema para alcanzar la velocidad nominal a la cual las corrientes por el bobinado son mucho menores que durante el arranque. Se busca que el tiempo sea menor a 10 segundos para optimizar la vida útil del motor.

En nuestro caso, los valores son aceptables.

L.4. Circuito Eléctrico

El comando del motor se realiza de forma manual. El usuario de la cúpula dispone de 2 pulsadores normales abiertos, cada uno hace girar el motor en un sentido distinto. El circuito de señal impide que se pueda producir el cierre de ambos circuitos al mismo tiempo.

Para lograr el giro de la cúpula se debe mantener apretado el pulsador, apenas se suelta se produce el corte de corriente.

En caso de tener arrastre por la carga, se decide colocar un guardamotor para evitar dichos picos de intensidad de corriente.

M. Selección de acoplamiento

M.1. Consideraciones Generales

La elección del acople entre el motor y el árbol de la rueda de fricción considera:

- Absorción de desalineamientos. Esto permite un soporte menos estricto en tolerancias.
- Simple instalación.
- Sin lubricación.

M.2. Selección acoplamiento Gummi®

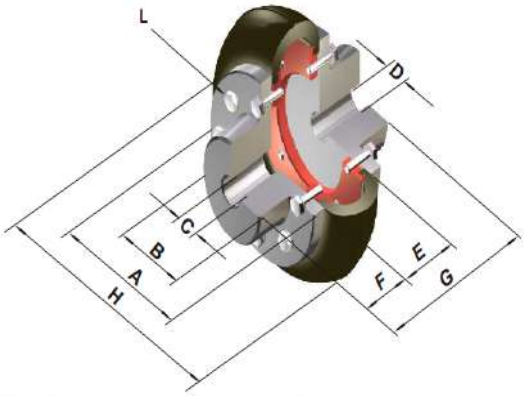
Los acoplamiento de elastómeros cumplen con las condicones mencionadas. Los parámetros necesarios para la selección corresponden al torque a trasmitir, los diámetros de los ejes y el factor de servicio (veáse Sección L.1).

Condiciones de Servicio	
Torque [Nm]	1 (aprox.)
Diámetros ejes [mm]	20
RPM	10
Factor de servicio	1

Cuadro 12: Parámetros de selección.

Por recomendación del fabricante se elije un acople ligeramente superior a lo necesario. El modelo seleccionado corresponde a **A-35 - CN** .

Con 2 cubos normales (fig. 1)



A - Ø Brida Cubo
B - Ø Cuello Cubo
C - Ø Máx. aleasaje
D - Ø Agujero piloto
E - Ancho centro
F - Ancho cubo
G - Long. total
H - Ø Centro
L - Tipo tornillo

Tabla III

ACOPLE CON CUBO NORMAL													BULONES	
MODELO	Torq. Nom. Nm	Angulo Torsión (°)	(1) Peso (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L- Cab. hex.
A-20	38	2°	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95	12	1/4 x 3/4
A-25	56	5°	1.09	0.0018	74	36	23	10	30	25	80	95	12	1/4 x 3/4
A-30	82	2°	2.40	0.0094	96	49	30	10	40	35	110	127	16	5/16 x 7/8
A-35	113	4°	2.65	0.0098	96	49	32	10	40	35	110	127	16	5/16 x 7/8
A-45	250	3°	5.00	0.0382	127	70	40	15	50	45	140	167	20	5/16 x 1
A-50	420	6°	5.32	0.0402	127	70	46	15	50	45	140	167	20	5/16 x 1
A-60	620	5°	12.50	0.1065	169	100	55	25	65	60	185	224	24	3/8 x 1 1/4

Figura 84: Tabla III del catálogo de Gummi.

N. Dinamómetro

El dinamómetro utilizado es de tipo comercial pero sin hoja de calibración razón por al cual se procedió a realizar la misma según se detalla en N.1.

Un instrumento con certificado de calibración cuesta u$s 2.000. Las averiguaciones fueron hechas en la empresa Vaccaro Hnos. Por razones presupuestarias no puede adquirirse.

N.1. Calibración del Dinamómetro

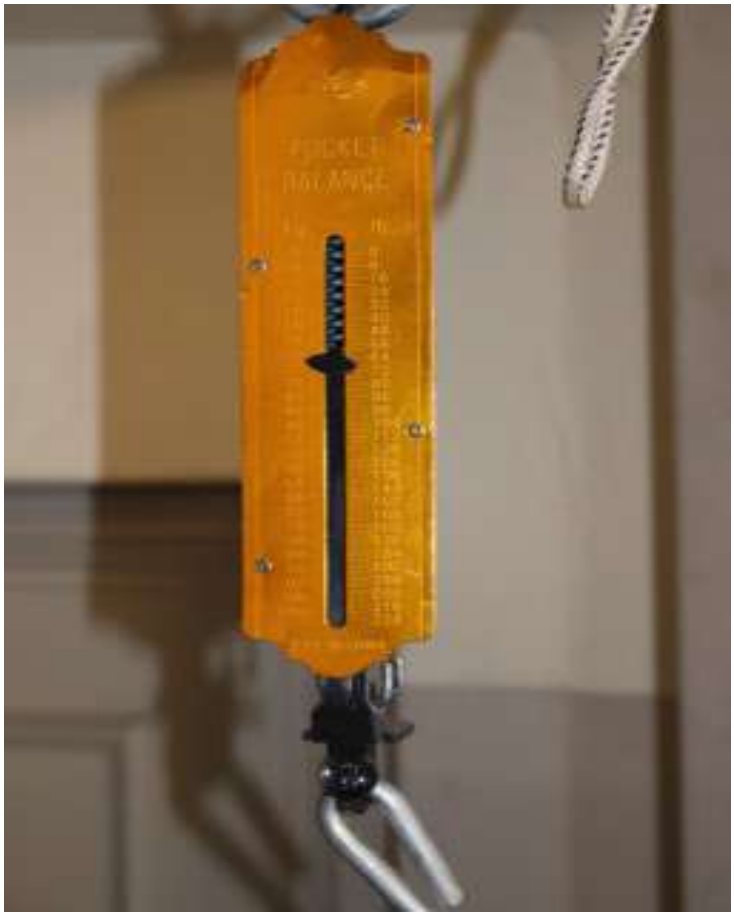


Figura 85: Dinamómetro "Balance Pocket" con resolución de 1kgf/div y rango de 0 kgf- 200 kgf.

N.1.1. Descripción del equipamiento utilizado

Para la caracterización del resorte de nuestro dinamómetro fueron utilizados los siguiente elementos:

- Dinamómetro comercial 'Balance Pocket".
- Soga.
- 6 pesos calibrados de 6 kg.
- 2 pesos calibrados de 2 kg.

N.1.2. Metodología experimental

Colocado el dinamómetro en el soporte se fueron colgando los pesos calibrados en diferentes combinaciones a fin de lograr la mayor cantidad de valores posible en saltos de 2 kgf.

Los valores obtenidos se encuenran en el Cuadro 13 en la página 95.

N.1.3. Resultados y análisis

Observamos que los valores medidos por el dinamómetro son inferiores en 1 kgf respecto del peso conocido, de esta manera, ajustamos los valores medidos de la fuerza de arranque de los Cuadros 3 y 4 en la página 35.

Calibración	
Peso conocido	Dinamómetro
[kgf]	[kgf]
0	0
2	1,5
4	3
6	5
8	7
10	9
12	11
14	13
16	15
18	17
20	19
22	21
24	23
28	27
30	29
32	31
34	33
36	35
38	37
40	39

Cuadro 13: Comparación entre el valor medido por el dinamómetro con respecto al peso conocido.

Hoja de datos Dinamómetro		
Rango	Resolución	Exactitud
0 kgf- 200 kgf	2 kgf	2,5 %

Cuadro 14: Características dinamómetro.

Ñ. Lista de Planos

Los planos originales se encuentran adjuntos respetando dicha designación, y los planos constructivos para la propuesta de motorización se encuentran bajo la notación de TP- XXXX.

Lista de Planos	
Planos Originales	
Descripción	**Designación**
Observatorio Astronómico	Nº 490
Detalles de carpintería	Nº 491
Detalles de escalera de acceso	Nº 492
Carpintería metálica	Nº 505
Cálculo de estructura Pos. 1	Nº 617
Cálculo de estructura Pos. 2	Nº 618
Escalera de acceso y tabiques	Nº 619
Cúpula Astronómica	Nº 761
Croquis para la cúpula	Nº 762
Escalera de acceso 2º piso	Nº 773

Cuadro 15: Lista de planos recuperados de archivo.

Lista de Planos de fabricación		
	Descripción	**Designación**
Conjuntos	Conjunto Motor - Lista de planos	TP - 0100
	Bastidor motor caño estructural	TP - 0110
	Bastidor motor soldadura	TP - 0120
	Conjunto Motor - Detalle en corte	TP - 0130
	Montaje Resorte	TP - 0140
	Conjunto conducido - Lista de Planos	TP - 0200
	Bastidor conducido caño estructural	TP - 0210
	Conjunto conducido - Detalle en corte	TP - 0230
	Conjunto eje pivot - Detalle	TP - 0240
	Montaje soporte	TP - 0300
	Montaje soportes posición angular	TP - 0310
	Circuito Eléctrico	TP - 0400
	Tablero general de baja tensión	TP - 0410
Piezas	Árbol	TP - 0001
	Mecanizado rueda de fricción	TP - 0002
	Buje superior	TP - 0003
	Separador Inferior	TP - 0004
	Chaveta DIN 6885 8x7x24	TP - 0005
	Chaveta DIN 6885 6x6x24	TP - 0006
	Placa de apoyo soporte rodamiento	TP - 0007
	Resorte	TP - 0008
	Placa resorte apoyo soporte	TP - 0009
	Soporte pared (conjunto)	TP - 0010
	Placa A soporte pared	TP - 0011
	Placa B soporte pared	TP - 0012
	Planchuela roscada	TP - 0013
	Alojamiento rodamiento superior	TP - 0014
	Alojamiento rodamiento inferior	TP - 0015
	Tapa Rodamiento	TP - 0016
	Eje pivot	TP - 0017
	Bujes eje pivot	TP - 0018
	Arandela eje pivot	TP - 0019
	Eje conducido	TP - 0021
	Placa resorte apoyo pared	TP - 0022
	Placa reguladora resorte	TP - 0023

Cuadro 16: Lista de planos de fabricación.

Referencias

[1] V. Dobrovolski, K. Zablonski, S. Mak, A. Radchik, and L. Erlih, *Elementos de Máquinas*. Moscú, URSS: Ed. Mir, 1970.

[2] "Catálogo motores IGNIS."

[3] "Coeficientes de rozamiento." http://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm. Accedido 15-11-2018.

[4] R. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (8va edición)*. Mc Graw Hill, 2008.

[5] "Catálogo Tecnon."

[6] F. V.-M. Saldarriaga, *Máquinas Eléctricas Rotativas*. Lima, Peru: Megaprint Ediciones, 1990.

[7] V. M. Faires, *Diseño de elementos de máquinas (4ta edición)*. Montaner y Simon SA.

[8] "Catálogo rodamientos SKF," 2015.

Planos Originales

(1936)

D.G. DE A. 490 ARCHIVO

M.O.P.

DIRECCION GENERAL DE ARQUITECTURA

COLEGIO NACIONAL CENTRAL

OBSERVATORIO ASTRONOMICO

ESCALA DE 0.01 m p. Mº.

Obra ejecutada por Exp. 125AA-C-920

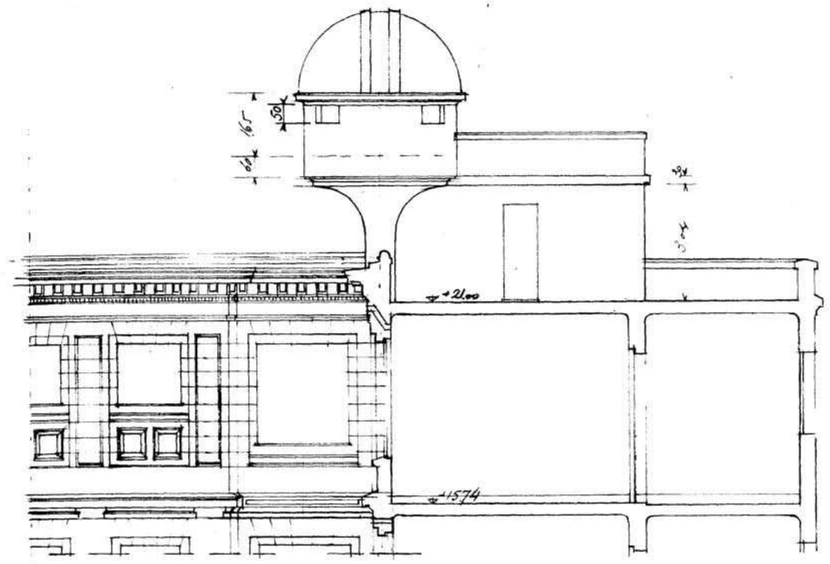
NOTA.

LAS MEDIDAS SE VERIFICARAN EN LA OBRA POR EL CONTRATISTA.

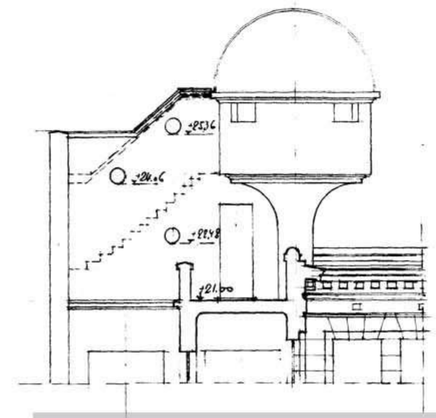
Preparado por:

Buenos Aires, Abril de 1925.

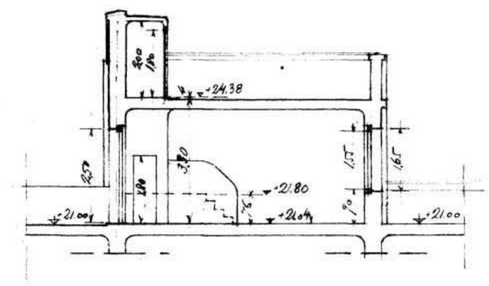
Inspector General:



SECCION A-B

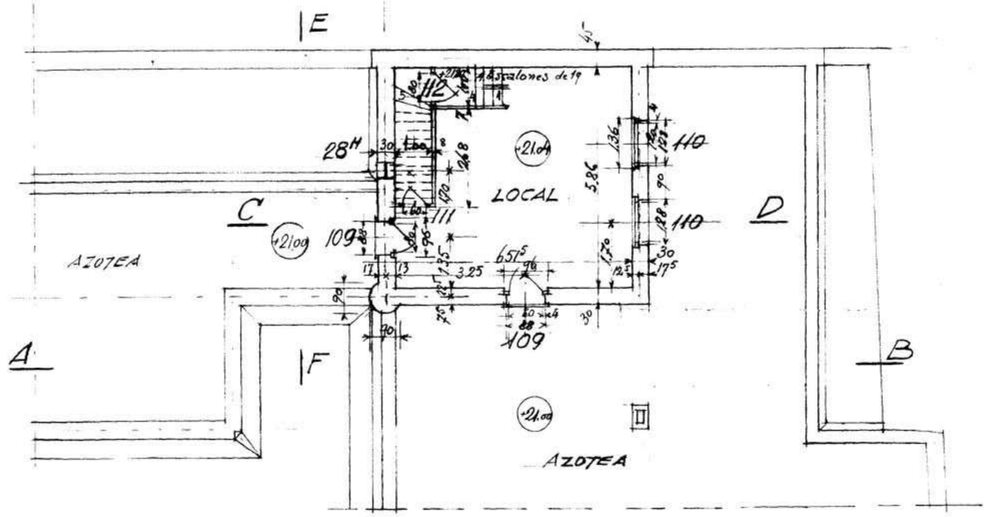


SECCION E-F

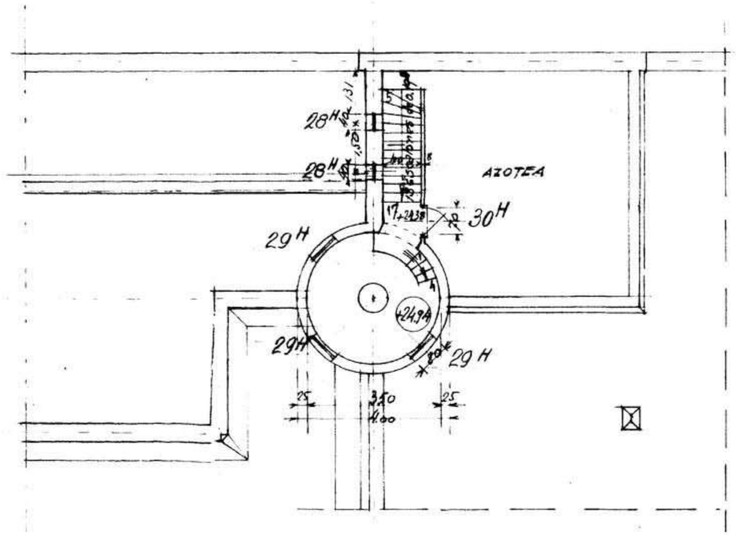


SECCION C-D

CeDIAP
arquitectura pública



PLANTA DEL LOCAL DE ACCESO AL OBSERVATORIO



PLANTA DEL OBSERVATORIO

D.G. DE A. ARCHIVO 491

491
9475

M.O.P.

DIRECCION GENERAL DE ARQUITECTURA

COLEGIO NACIONAL CENTRAL.

DETALLES DE LA CARPINTERIA PARA LAS PUERTAS Y VENTANAS INTERIORES Y EXTERIORES EN EL LOCAL DE ACCESO AL OBSERVATORIO ASTRONOMICO.

TIPOS 109-110-111-112.

ESCALA DE 0.05 m. p. M.º Y TAMAÑO NATURAL.

PARA LOS TIPOS INTERIORES VER PLANILLA Nº 489
" " " EXTERIORES " " Nº 488

VER PLANO DE CONTRAMARCOS Nº 458.

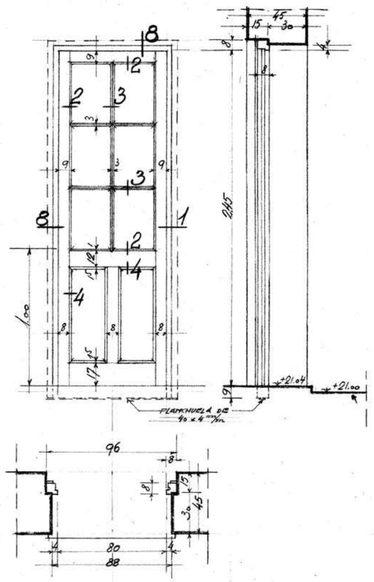
NOTA.
LAS MEDIDAS SE VERIFICARAN EN LA OBRA POR EL CONTRATISTA.

obra ejecutada por Exp. 125.11.-C-920.

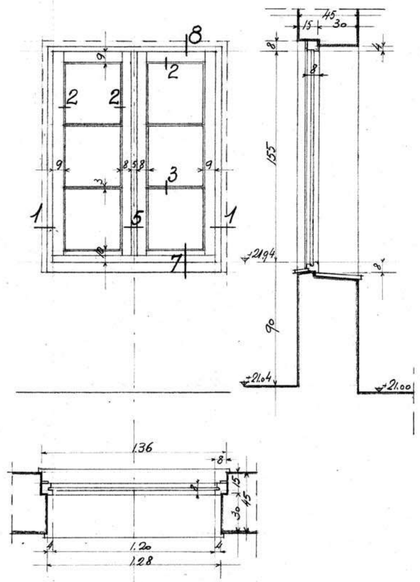
Preparado por: [illegible]

Buenos Aires, Abril de 1925.
Inspector General:
[illegible]

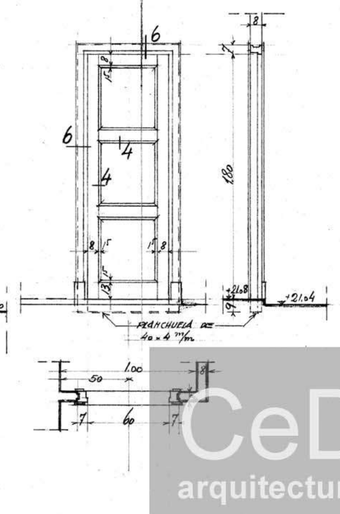
TIPO 109
CANTIDAD = 2



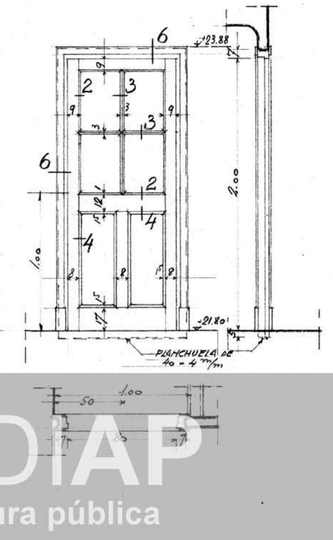
TIPO 110
CANTIDAD = 2

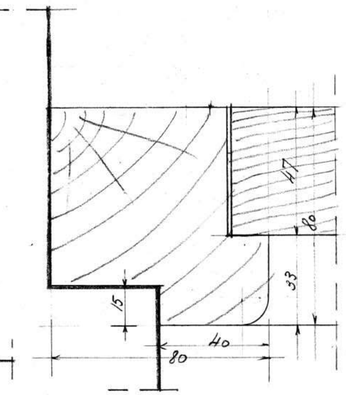


TIPO 111
CANTIDAD = 1

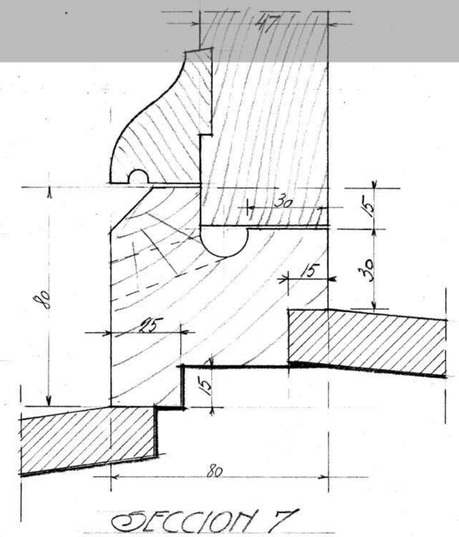


TIPO 112
CANTIDAD = 1

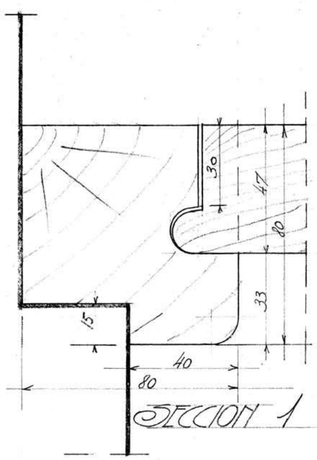




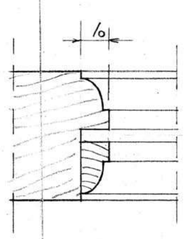
SECCION 8



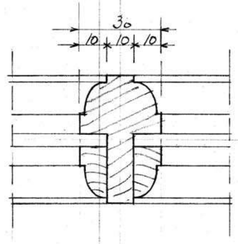
SECCION 7



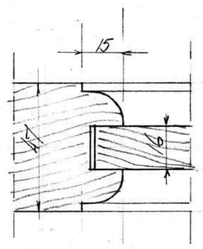
SECCION 1



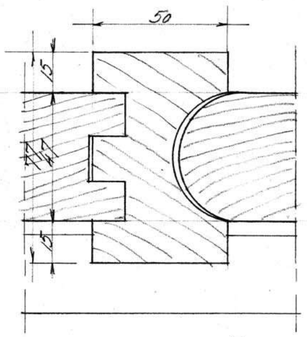
SECCION 2



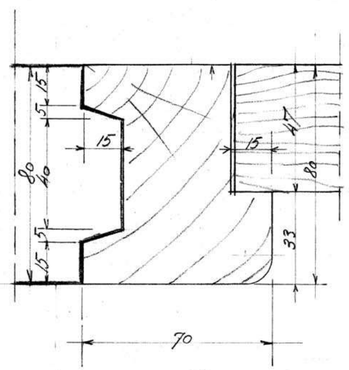
SECCION 3



SECCION 4



SECCION 5



SECCION 6

CeDIAP
arquitectura pública

D.G. DE A. 492 ARCHIVO

492
66+92

M.O.P.

DIRECCION GENERAL DE ARQUITECTURA
COLEGIO NACIONAL CENTRAL

DETALLES DE LA ESCALERA DE ACCESO A LA CUPULA DEL OBSERVATORIO ASTRONOMICO

ESCALA DE 5 cm p. Mº Y TAMAÑO NATURAL

PARA EL CONJUNTO A ESC. DE 1 cm p. Mº
VER PLANO Nº 490

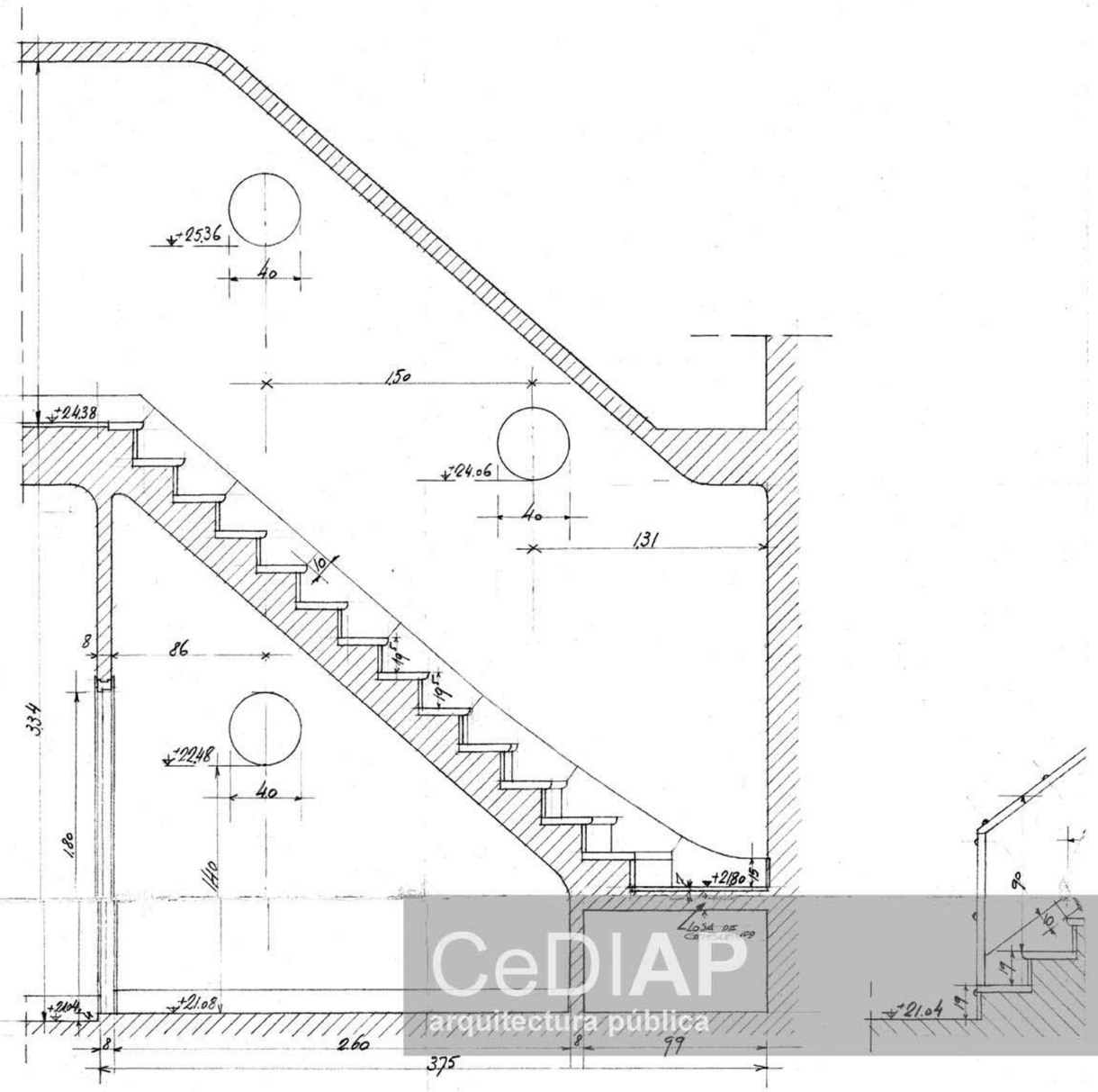
Obra ejecutada por Exp/ 12542-C-920

NOTA.

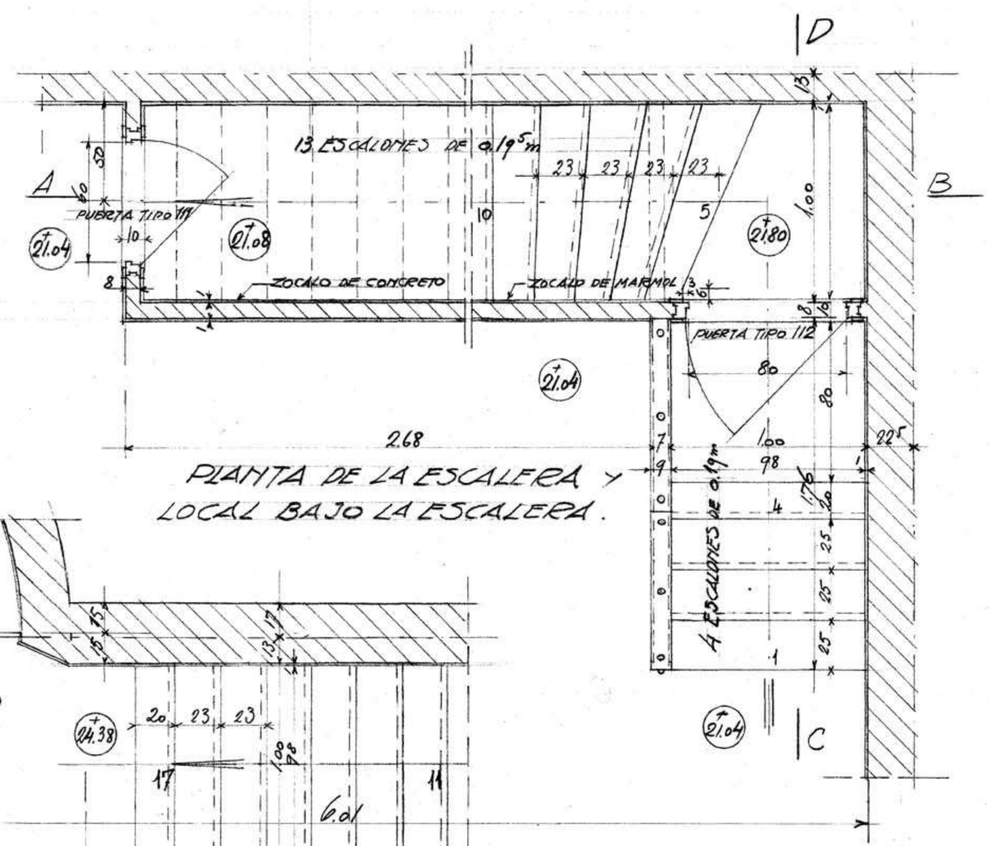
LAS MEDIDAS SE VERIFICARAN EN LA OBRA POR EL CONTRATISTA.

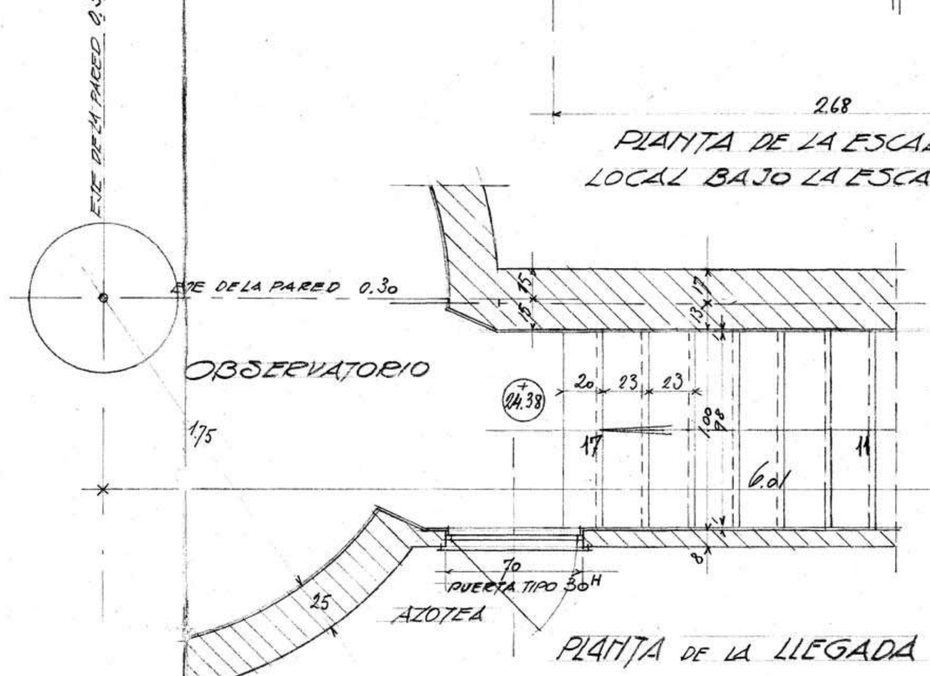
Preparado por:

Buenos Aires, Abril de 1925
Inspector General:



SECCION A-B





SECCION

CeDIAP
arquitectura pública

505
ARCHIVO

M.O.P.

DIRECCION GENERAL DE ARQUITECTURA

COLEGIO NACIONAL CENTRAL

CARPINTERIA METALICA PARA LAS VENTANAS TIPOS 28H y 29H Y LA PUERTA EXTERIOR 30H EN EL OBSERVATORIO ASTRONOMICO
ESCALA DE 0,05 p.M.

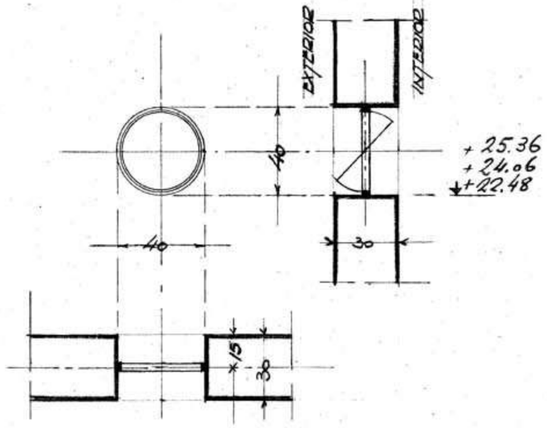
PARA EL CONJUNTO DEL OBSERVATORIO
VER PLANO Nº 496
VER PLANILLA Nº 428

Obra ejecutada por Ref. 12544-C-920

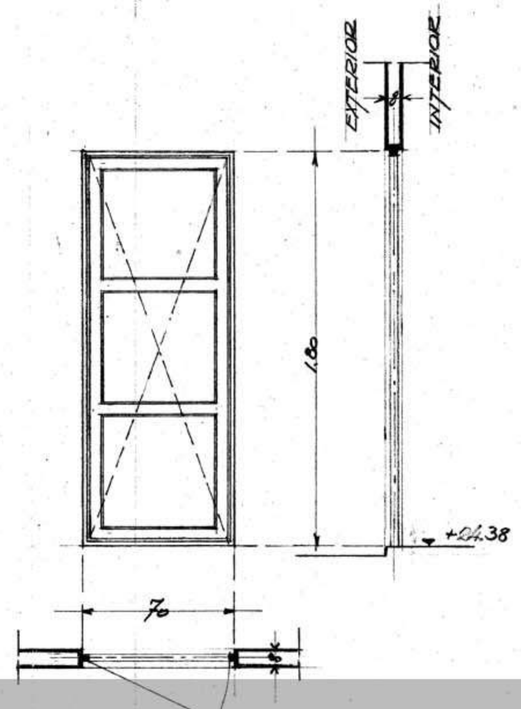
NOTA:
LAS MEDIDAS SE VERIFICARAN EN LA OBRA POR EL CONTRATISTA.

Preparado por:

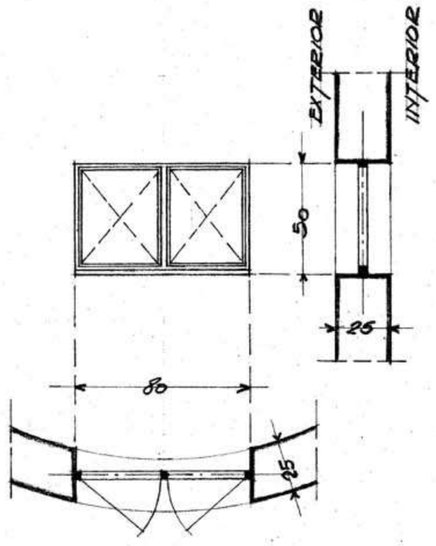
Buenos Aires Abril de 1925.
Inspector General



VENTANA TIPO 28H (A BASCULA)
CANTIDAD = 3



PUERTA TIPO 30H
CANTIDAD = 1



VENTANA TIPO 29H
CANTIDAD = 3

CeDIAP
arquitectura pública

M.O.P.
DIRECCION GENERAL
DE
ARQVITECTVRA

D.G.A. 761 ARCHIVO

C 455

Edificio : COLEGIO NACIONAL BUENOS AIRES
Provincia :
Localidad : CAPITAL FEDERAL
Planta :
Instalación : CUPULA ASTRONOMICA
Expediente :

ESCALA 1:20

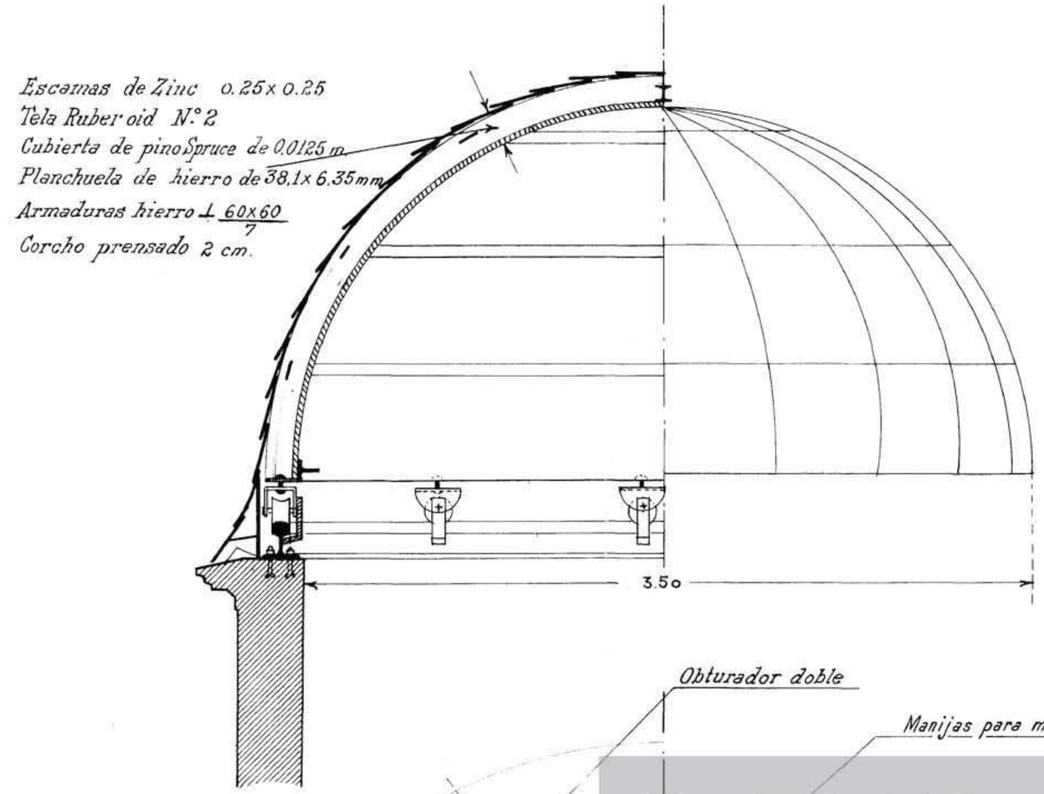
1100/934

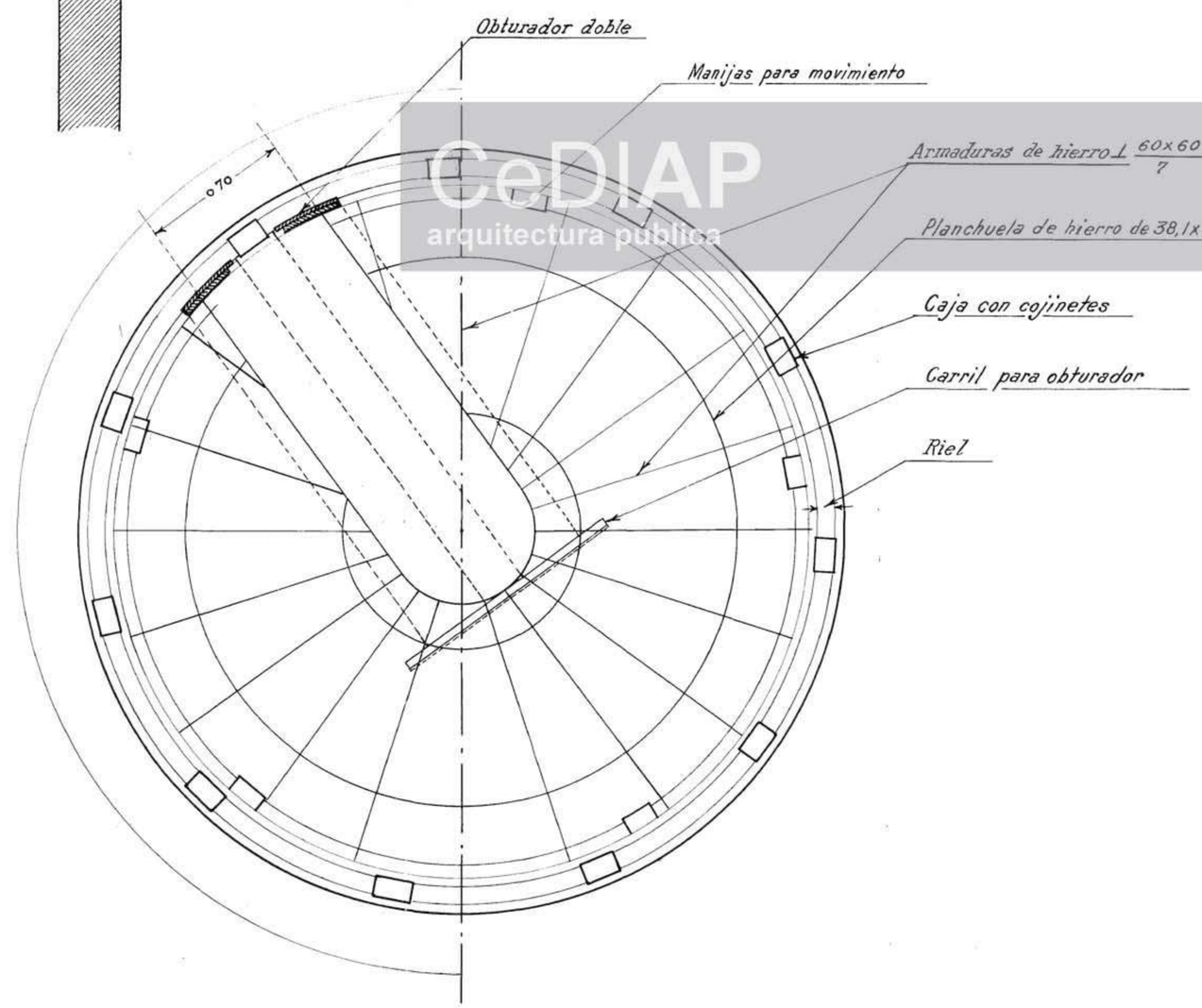
Dibujado por:

Preparado por

Buenos Aires, Abril de 1934

Revisado por: Inspector General: Director General:





PLANTA

CeDIAP
arquitectura publica

D.G. ARCHIVO 762

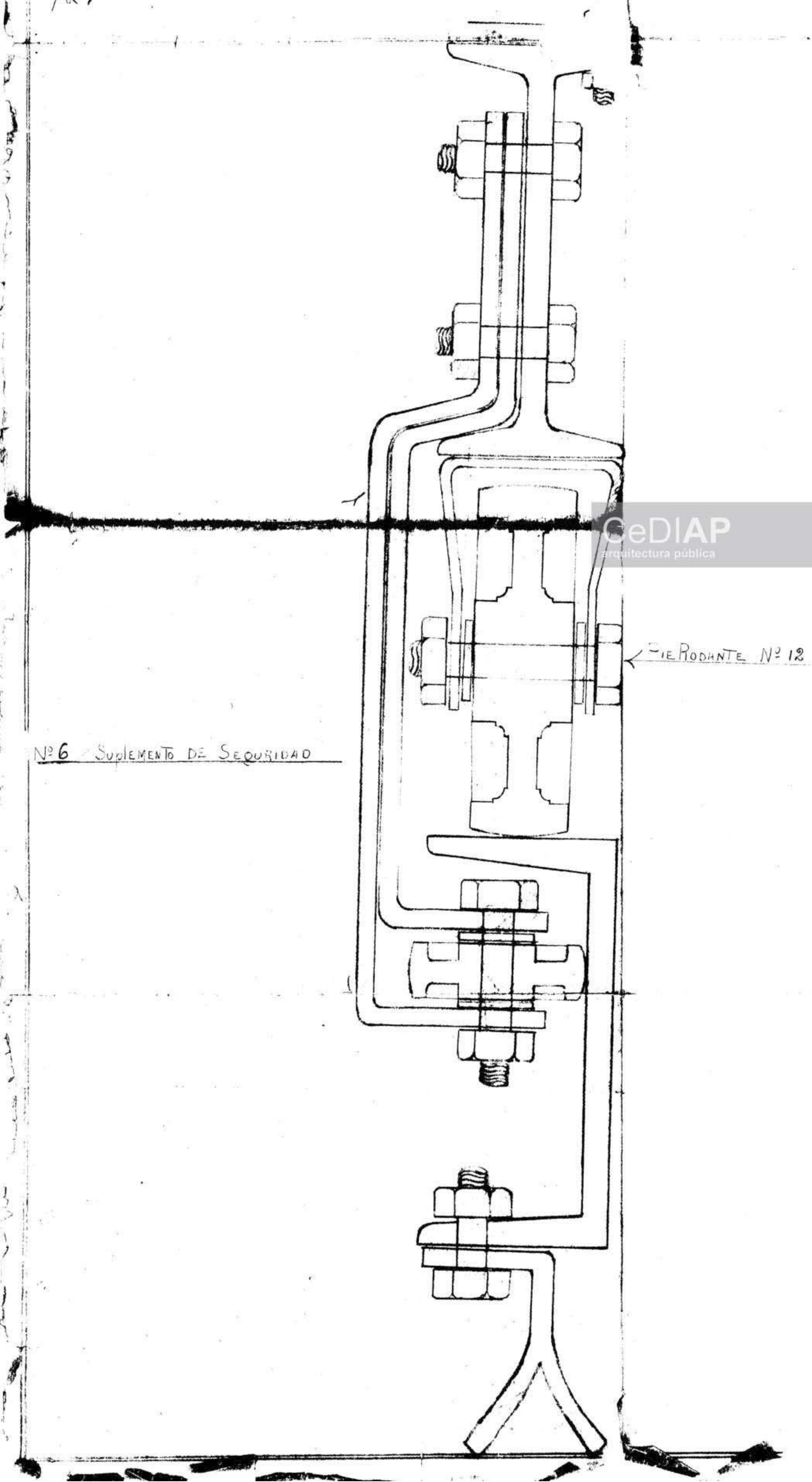
455

Colegio Nacional de Bs. Aires

Detalle para la cúpula del observatorio.

(CROQUIS)

215/131



Nº 6 SUPLEMENTO DE SEGURIDAD

CeDIAP arquitectura pública

C 405

M.O.P.
DIRECCION GENERAL DE ARQUITECTURA

D.G. de A. 773 ARCHIVO

COLEGIO NACIONAL DE BUENOS-AIRES

ESCALERA DE ACCESO AL LOCAL DEBAJO DEL OBSERVATORIO DESDE EL CORREDOR DEL 2° PISO

VER PLANOS Nos 490-491-492
Y PLANTA GENERAL Nº 309

ESCALA 1:100

Corresp. Nota 9627-AP-35

Buenos Aires-Octubre-1935
Preparado por:
Revisado por:

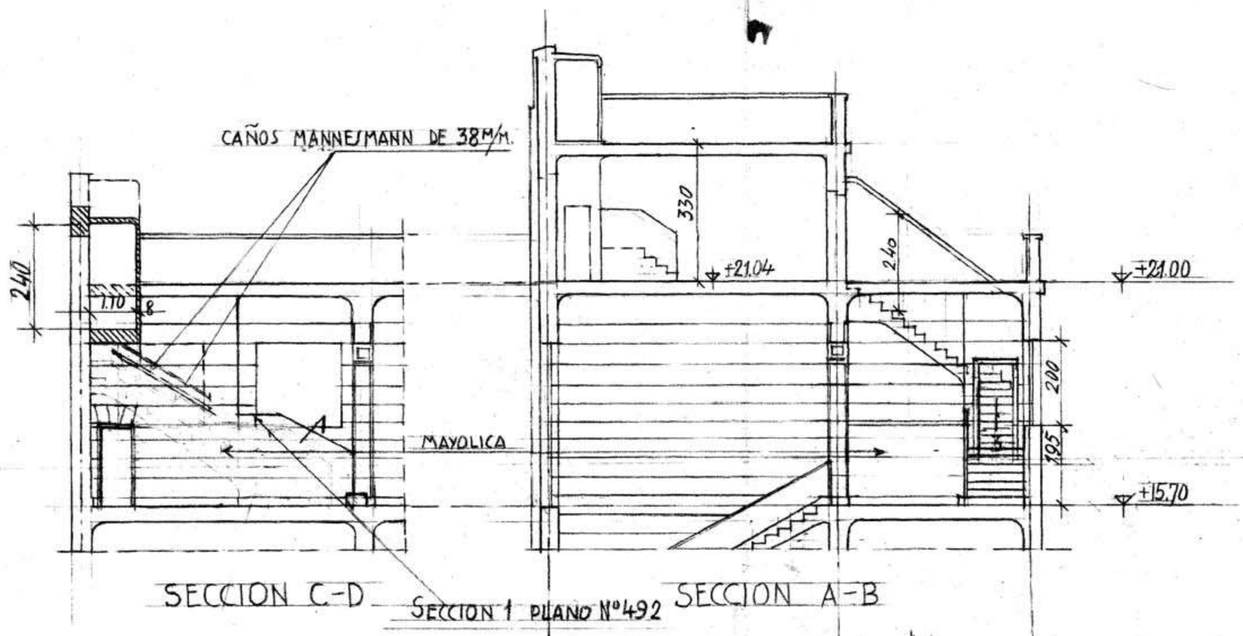
Modificado Febrero 1937. Agregado 2 escalones en el primer tramo y la supresion de 1 esc. en el 2° tramo

3594/935

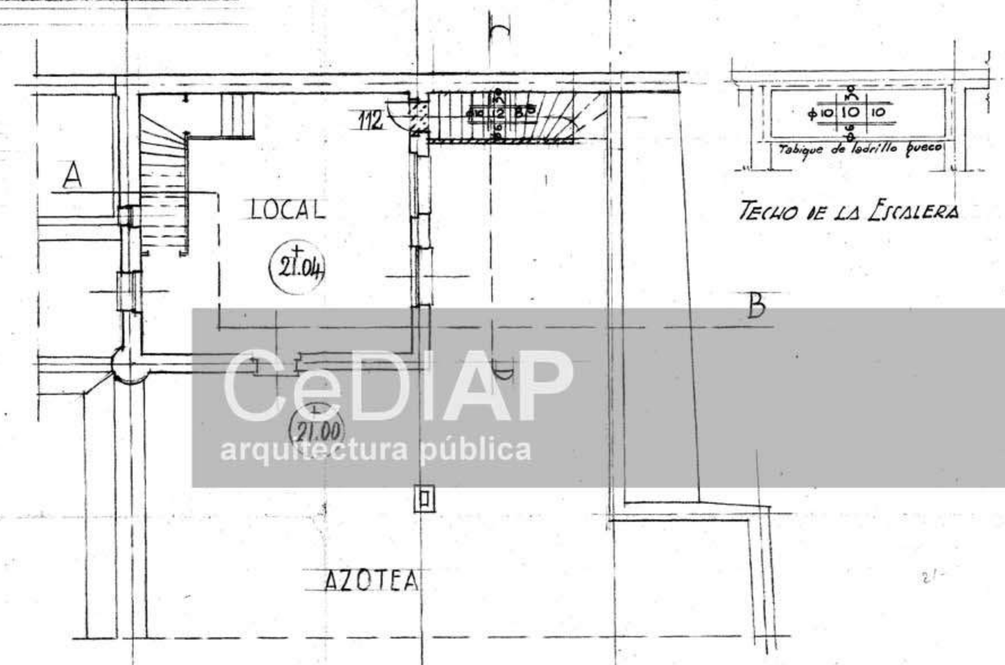
PREPARADO POR:

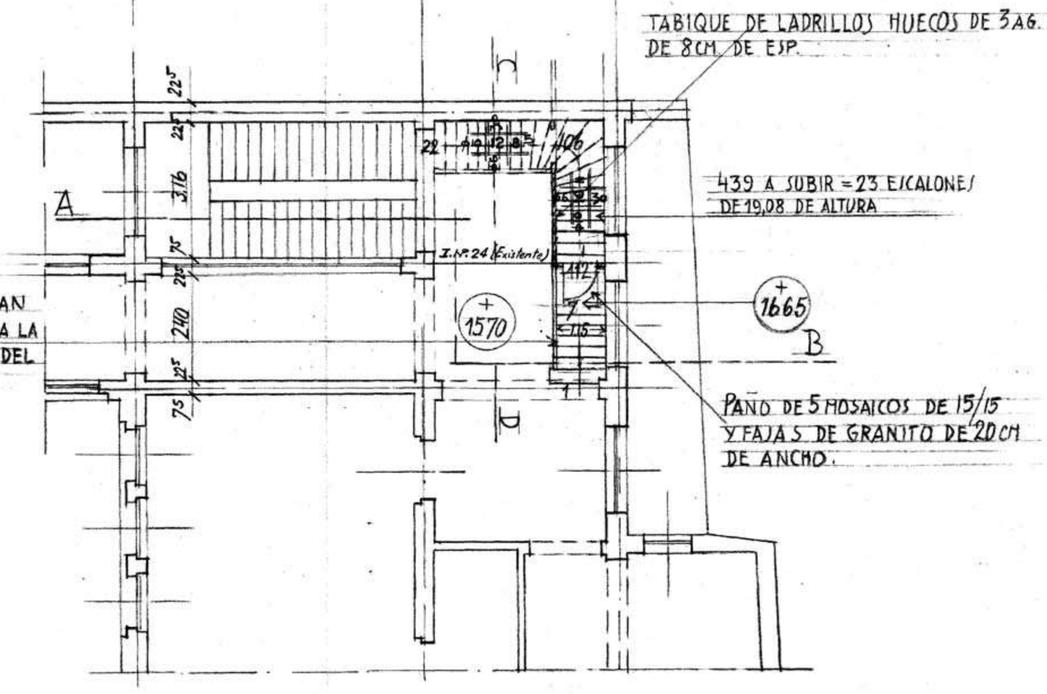
Buenos Aires, Octubre de 1935

Revisado por: Inspector General:



NOTA: LAS 2 PUERTAS Nº112 SE EJECUTARAN DE ACUERDO AL PLANO Nº491
LA PUERTA TIPO Nº106 SE EJECUTARA DE ACUERDO A LOS PLANOS Nos 435-436 y 442





ESCALONES DE 1 A 5 - PLANO Nº500 SERAN DE GRANITO DE 5 CM. DE ESP. ESCALONES A LA MARTELINA FINA - C. ESCALON Y FRENTE DEL ESCALON SERAN PULIDOS

CeDIAP
arquitectura pública

M.O.P.
DIRECCION GENERAL
DE
ARQVITECTVRA

D.G. de A. 617 ARCHIVO

COLEGIO NACIONAL CENTRAL

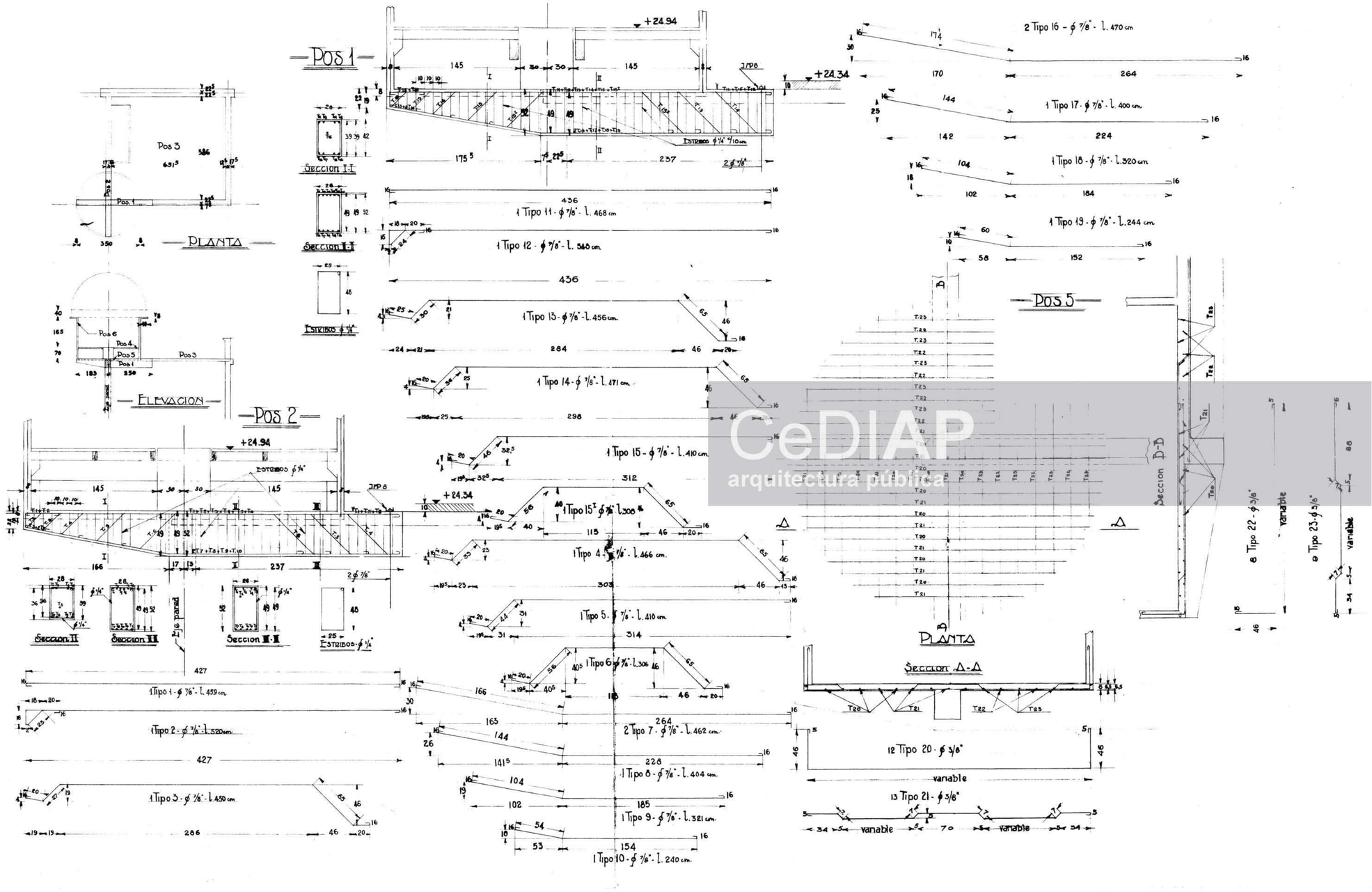
OBSERVATORIO ASTRONOMICO

Pos. Nos 1-2 y 5

ESCALAS 1:100 y 1:20

Obra ejecutada por Esp. [illegible]

Octubre 1929



CeDIAP
arquitectura pública

D.G. de A. 618 ARCHIVO

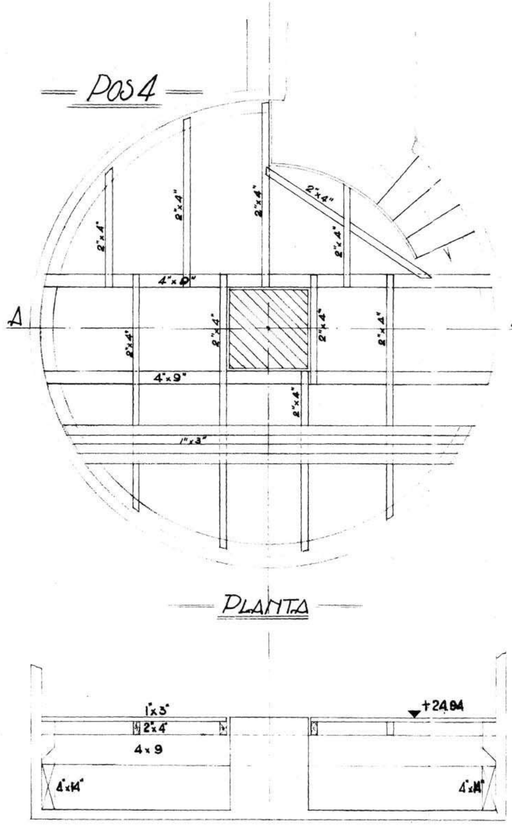
COLEGIO NACIONAL CENTRAL

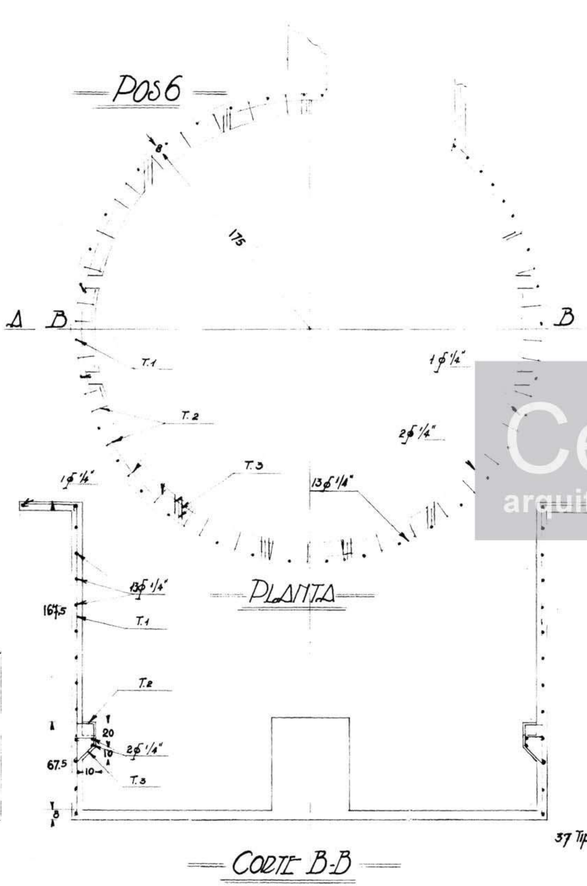
OBSERVATORIO ASTRONOMICO

Pos Nos 3-4 y 6

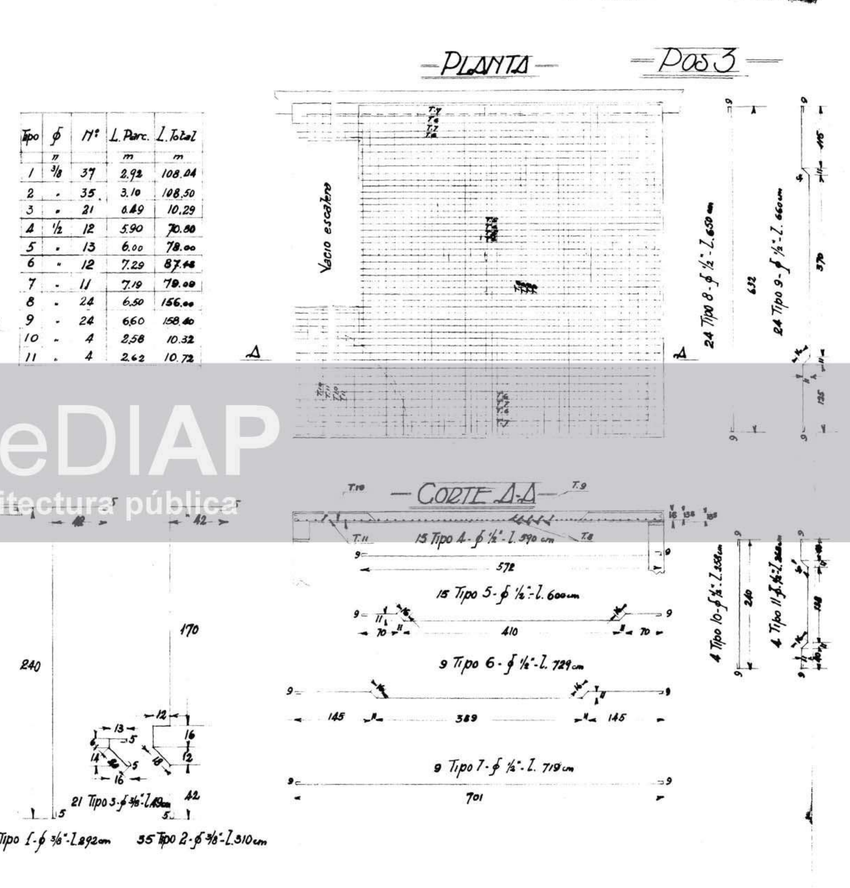
ESCALAS 1:50 y 1:20

Octubre 1919





Tipo	ϕ	Nº	L. Parc.	L. Total
	"		m	m
1	3/8	37	2.92	108.04
2	"	35	3.10	108.50
3	"	21	0.49	10.29
4	1/2	12	5.90	70.80
5	"	13	6.00	78.00
6	"	12	7.29	87.48
7	"	11	7.19	79.00
8	"	24	6.50	156.00
9	"	24	6.60	158.40
10	"	4	2.58	10.32
11	"	4	2.62	10.72



CeDIAP
arquitectura pública

D.G. de A. 619 ARCHIVO

COLEGIO NACIONAL CENTRAL

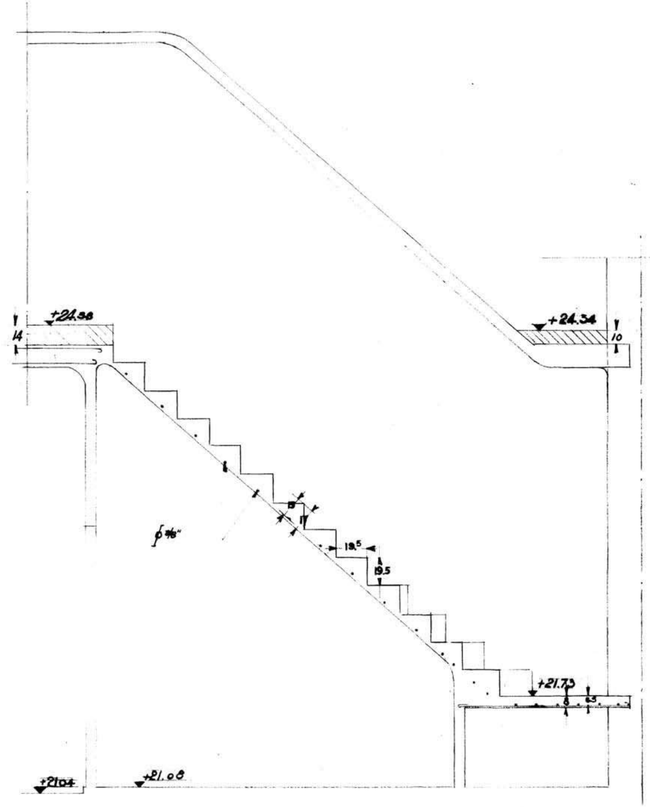
OBSERVATORIO ASTRONOMICO

ESCALERA DE ACCESO Y TABIQUES DE H°A°

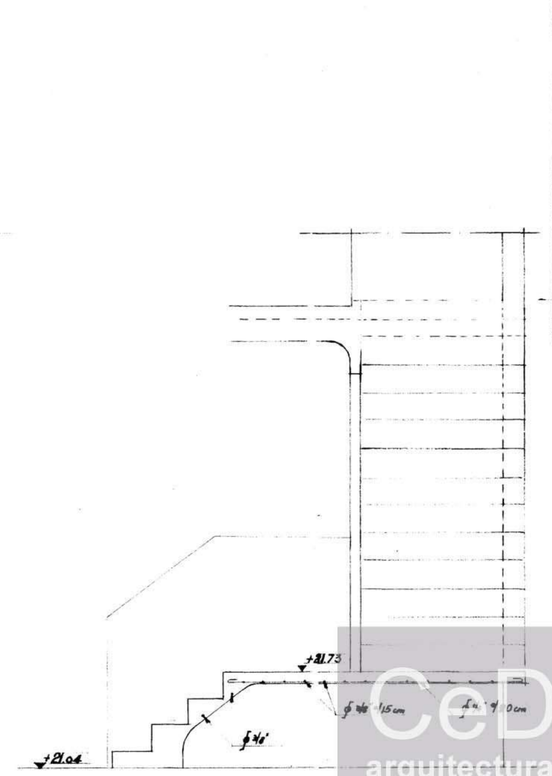
ESCALA: 1:20

obra ejecutada por Exp 12511-C-920

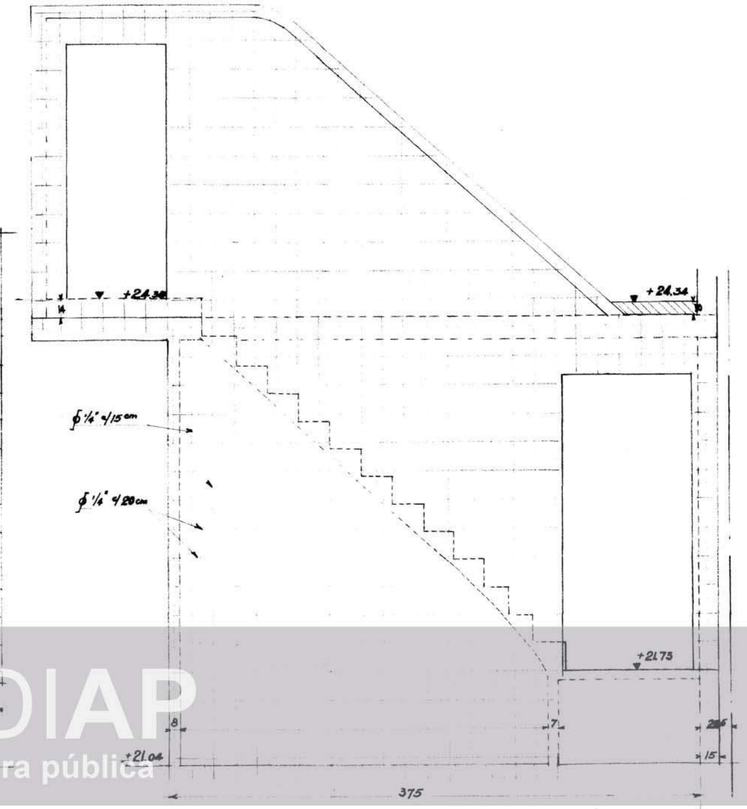
OCTUBRE 9



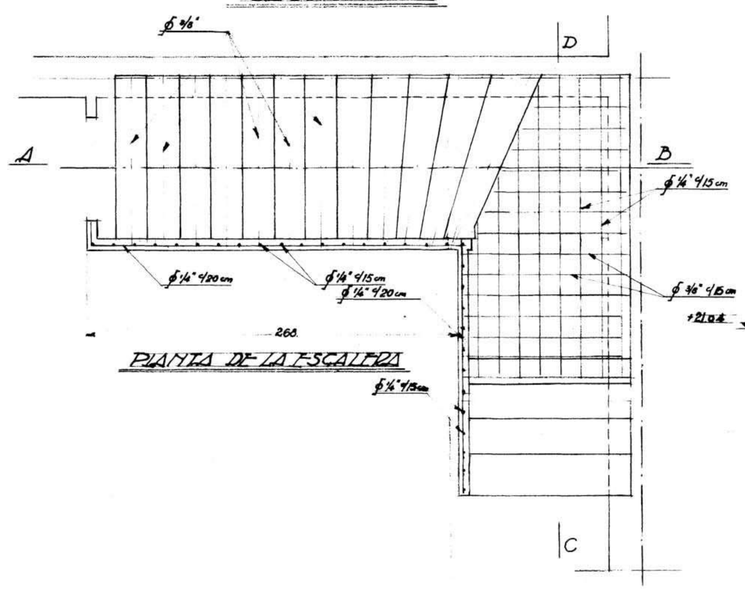
SECCION A-B



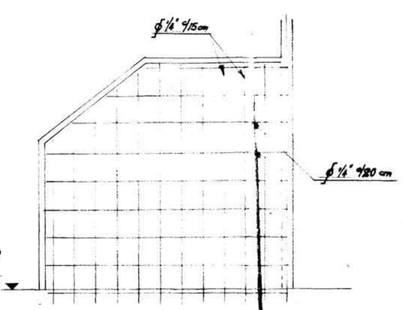
SECCION C-D



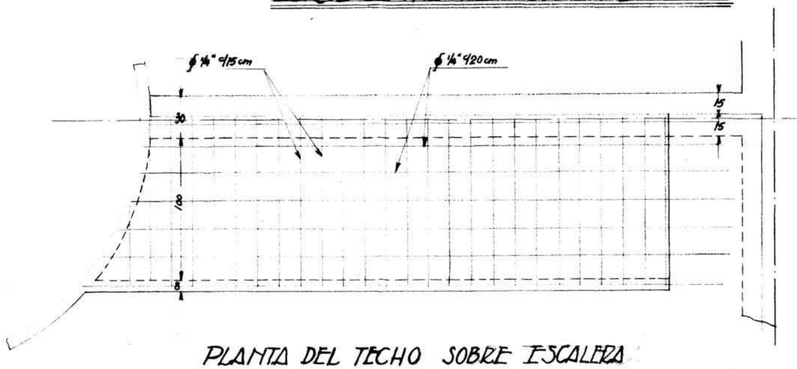
TABIQUE DE H°A° PARA SOSTEN ESCALERA



PLANTA DE LA ESCALERA



TABIQUE H°A°

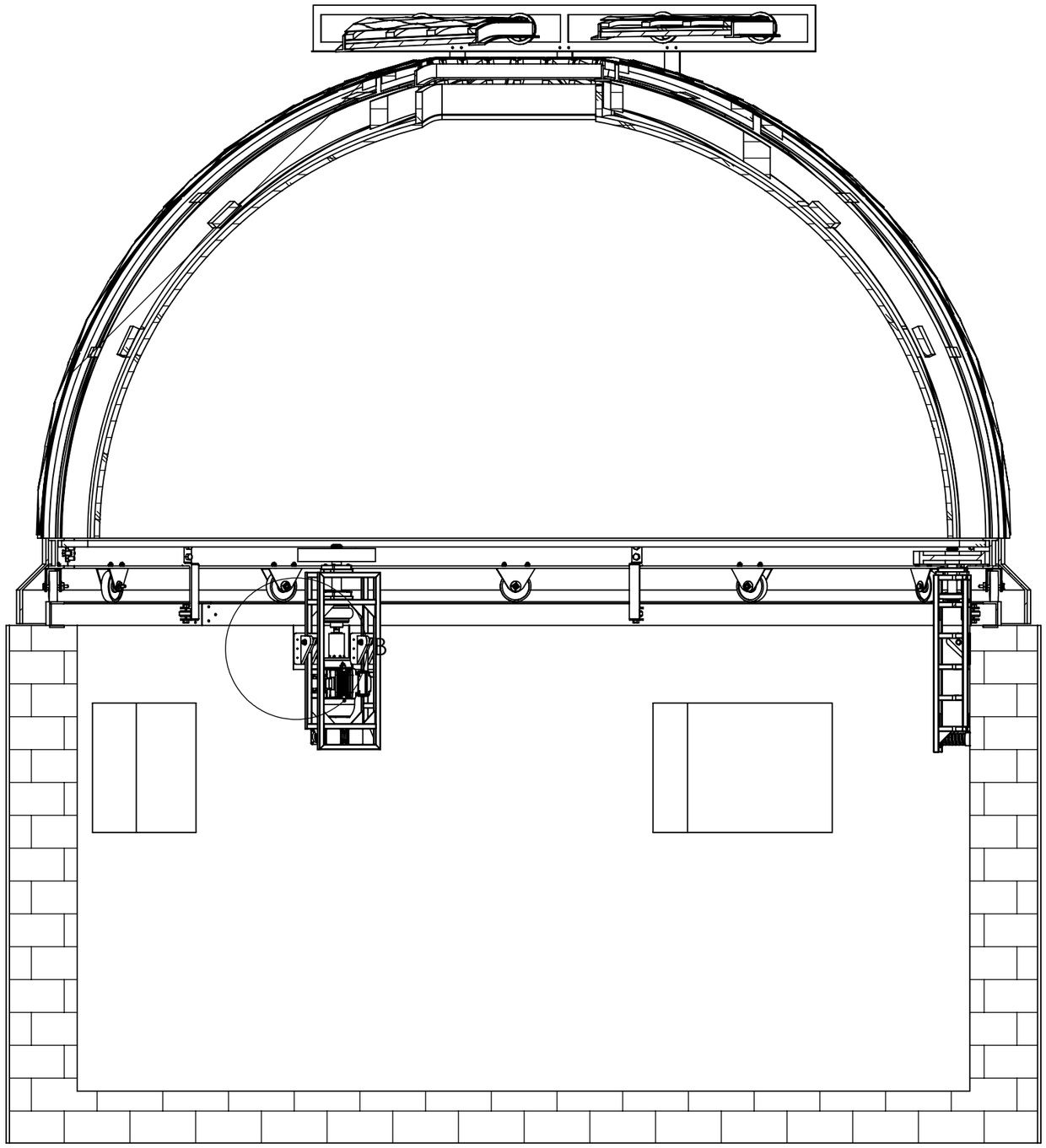


PLANTA DEL TECHO SOBRE ESCALERA

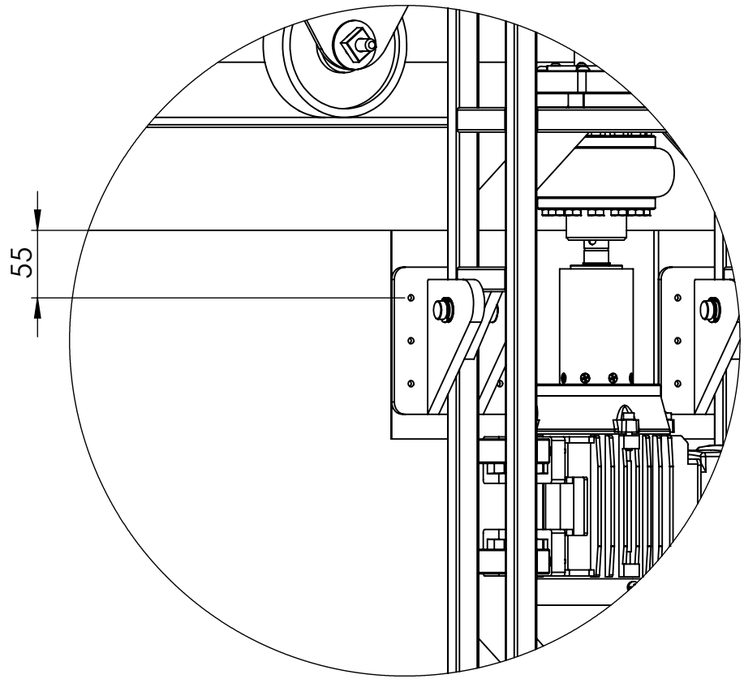
CeDIAP arquitectura pública

Planos de Fabricación

Proyecto de Motorización

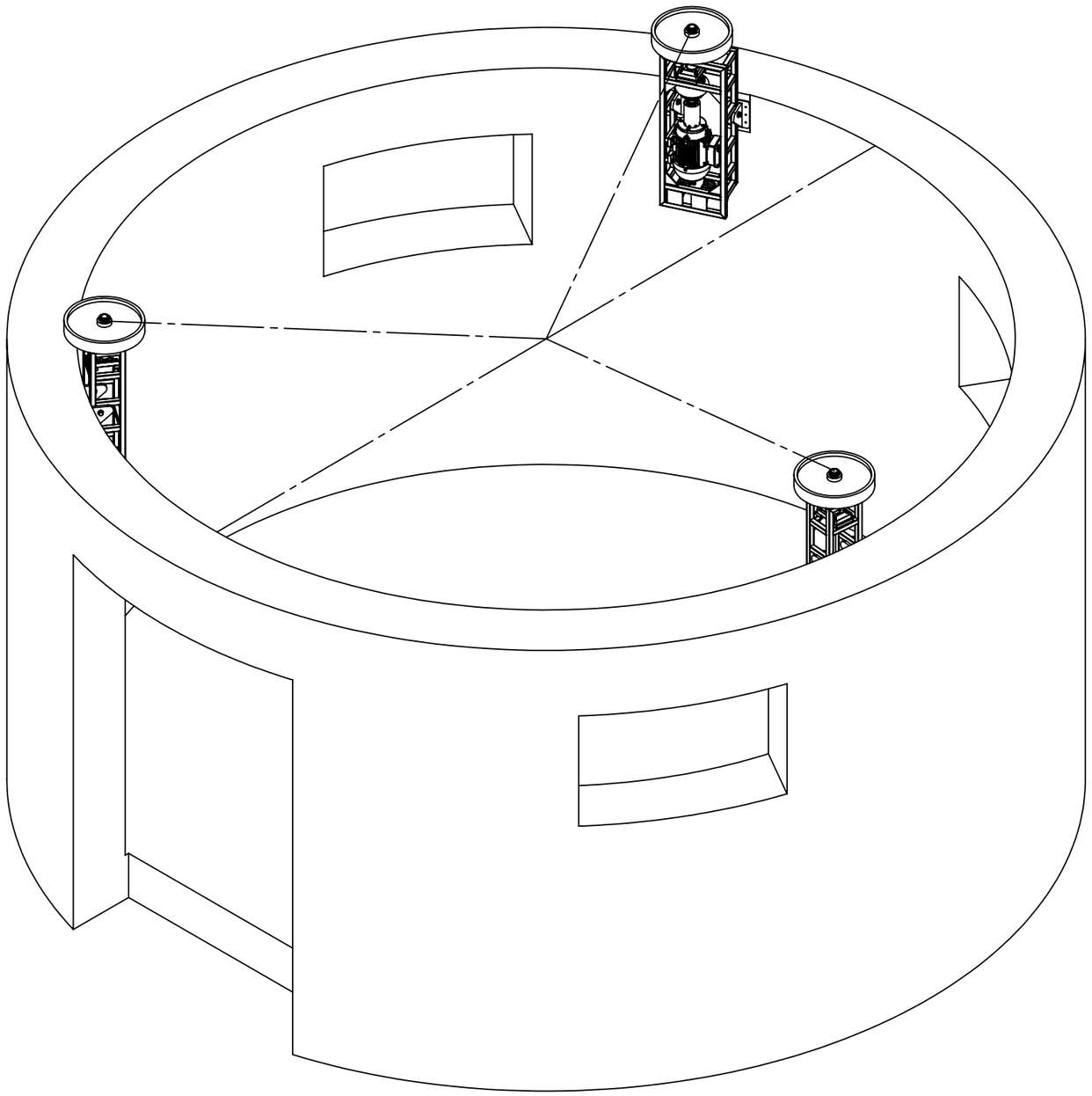


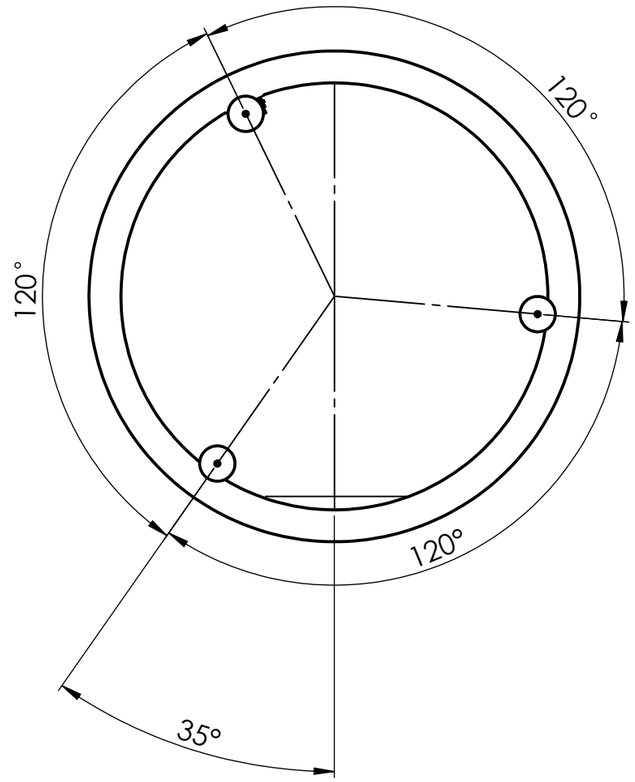
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20



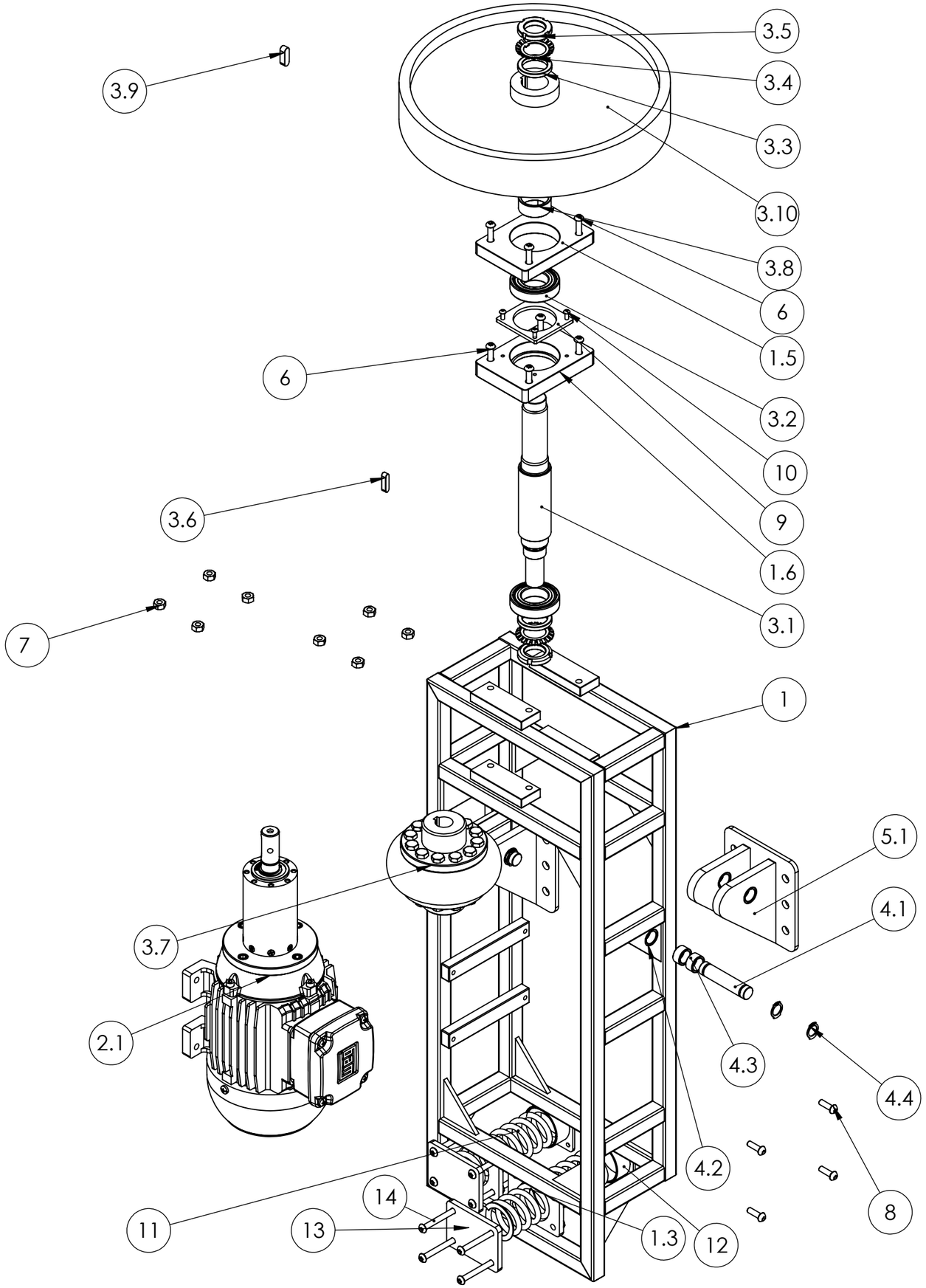
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

TOLERANCIAS GENERALES LONGITUDES: 0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8 ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
	REVISÓ				
	APROBÓ				
	ESCALA 1:20	MONTAJE SOPORTE			MATERIAL:
					Nº DE PLANO DEL CLIENTE
	FORMATO A3				Nº DE PLANO TP-0300 PÁG.





TOLERANCIAS GENERALES LONGITUDES: 0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8 ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES
	DIBUJÓ		A. BARRERA	
	REVISÓ			
	APROBÓ			
	ESCALA 1:20	MONTAJE SOPORTES POSICIÓN ANGULAR		MATERIAL:
				Nº DE PLANO DEL CLIENTE
	FORMATO A3			Nº DE PLANO TP-0310 PÁG.



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Bastidor Conjunto	Plano TP - 0120	1
1.3	Soporte Resorte Estructura	Plano TP - 0009	2
1.5	Alojamiento Sup. Rodamiento	Plano TP - 0014	1
1.6	Alojamiento Inf. Rodamiento	Plano TP - 0015	1
2.1	MOTOR MR20A-380500	COMERCIAL	1
3.1	Árbol	Plano TP - 0001	1
3.2	Rodamiento SKF 6006-2Z	COMERCIAL	2
3.3	anillo separador	Plano TP - 0004	2
3.4	Arandela SKF MB 5	COMERCIAL	2
3.5	Tuerca SKF KM 5	COMERCIAL	2
3.6	chaveta6x6x24	Plano TP - 0006	1
3.7	Acople "Gummi"	COMERCIAL	1
3.8	Separador Superior	Plano TP -0003	1
3.9	chaveta8x7x24	Plano TP - 0005	1
3.10	Rueda de Fricción 300	COMERCIAL	1
4.1	Eje Pivot	Plano TP - 0017	2
4.2	buje Pivot	Plano TP - 0018	2
4.3	arandela buje	Plano TP - 0019	4
4.4	Arandela seeger	COMERCIAL	4
5.1	Soporte Bastidor	Plano TP -0010	2
6	Tornillo Allen M6x1 largo=40	COMERCIAL	8
7	Tuerca M6	COMERCIAL	16
8	Tornillo Allen M6x1 largo=20	COMERCIAL	4
9	tapa rodamiento	Plano TP - 0016	1
10	Tornillo Allen M4x0,7 Largo =10	COMERCIAL	4
11	Resorte compresión	Plano TP - 0008	2
12	Soporte Resorte Pared	Plano TP -0022	2
13	Placa Regulador Resorte	Plano TP -0023	2
14	Tornillo Allen M6x1 largo=40	Comercial	8

Tolerancias generales

Longitudes:

0,5 a 6= ± 0,1
6 a 30 = ± 0,15
30 a 120= ± 0,2
120 a 315 =± 0,3
315 a 1000 = ± 0,5
1000 a 2000=± 0,8

Angulares:
DIN 7168 MEDIO

PROYECTÓ		A. BARRERA
DIBUJÓ		A. BARRERA
REVISÓ		
APROBÓ		

Facultad de Ingeniería
Universidad de Buenos Aires

CANT. A FABRICAR = 1

ESCALA 1:5

FORMATO A3

CONJUNTO MOTOR

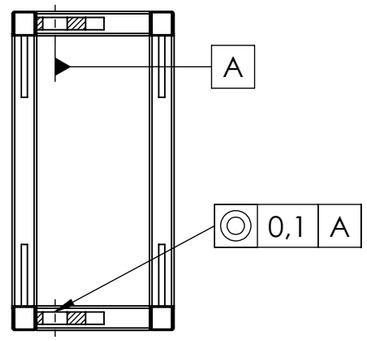
MATERIAL:

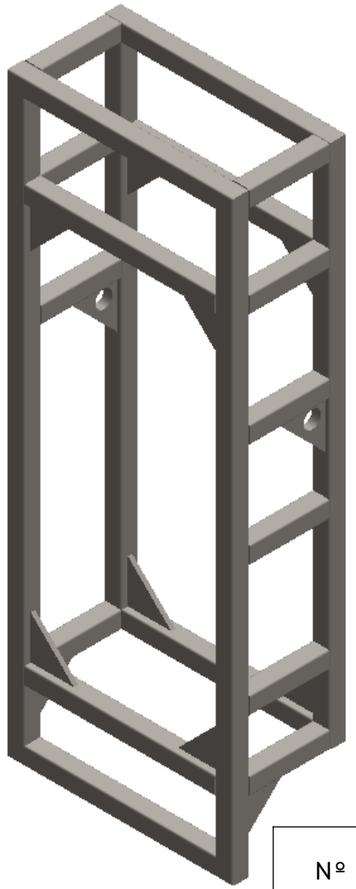
Nº DE PLANO DEL CLIENTE

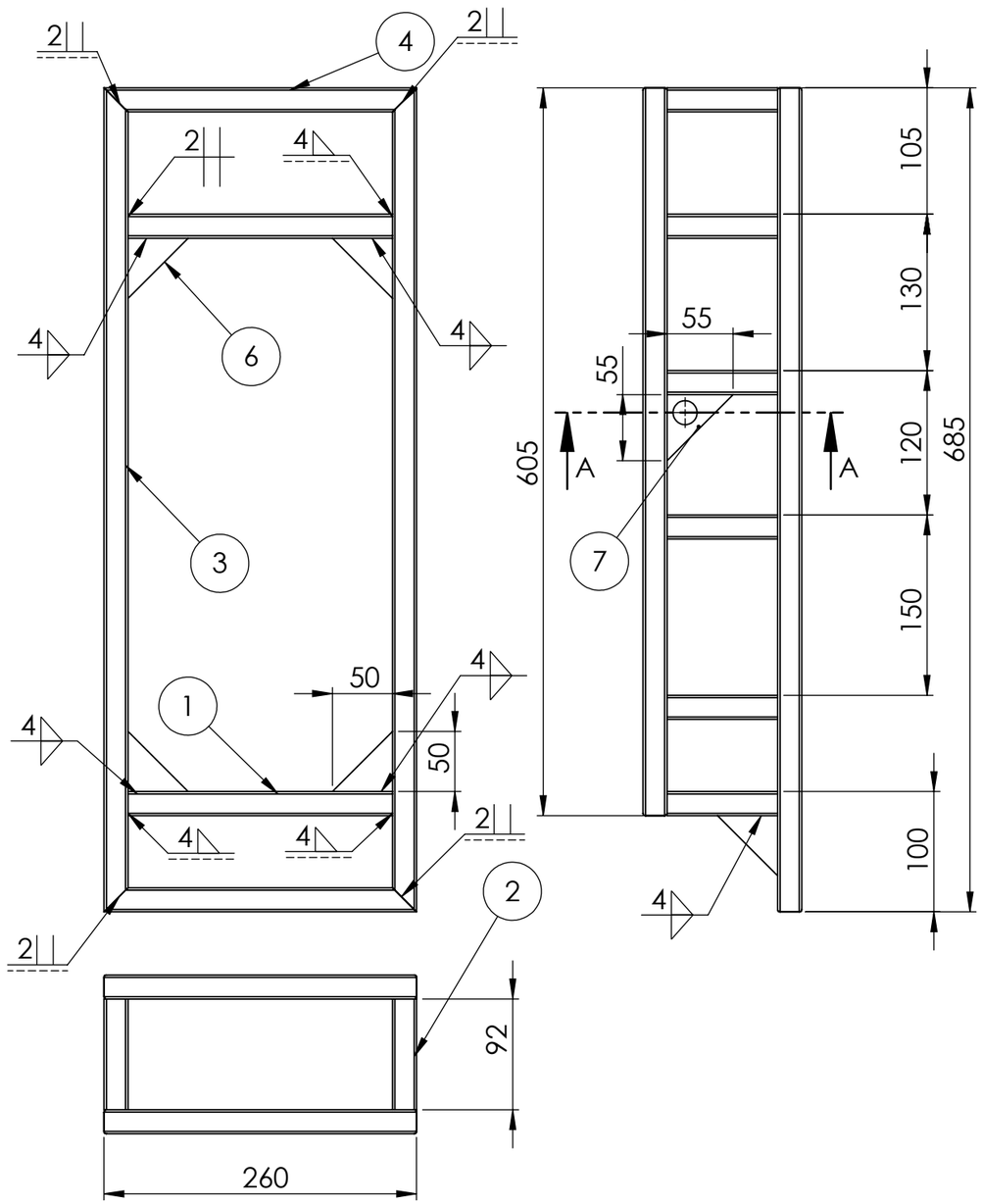
Nº DE PLANO TP-0100

PÁG.

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5







MATERIAL: CAÑO ESTRUCTURAL 20X20 ESPESOR= 2,52 MM

Nº DE ELEMENTO	CANT.	MATERIAL	LONGITUD
1	3	CAÑO ESTRUCTURAL	220
2	10	CAÑO ESTRUCTURAL	92
3	2	CAÑO ESTRUCTURAL	685
4	4	CAÑO ESTRUCTURAL	260
5	2	CAÑO ESTRUCTURAL	605
6	10	ACERO SAE 1020	ESPESOR = 10MM
7	2	ACERO SAE 1020	ESPESOR = 15MM

TOLERANCIAS GENERALES

LONGITUDES:

0,5 A 6= ± 0,1
6 A 30 = ± 0,15
30 A 120= ± 0,2
120 A 315 =± 0,3
315 A 1000 = ± 0,5
1000 A 2000=± 0,8

ANGULARES:
DIN 7168 MEDIO

PROYECTÓ		A. BARRERA
DIBUJÓ		A. BARRERA
REVISÓ		
APROBÓ		

FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES

CANT. A FABRICAR = 1

ESCALA 1:5

FORMATO A3

BASTIDOR MOTOR CAÑO ESTRUCTURAL

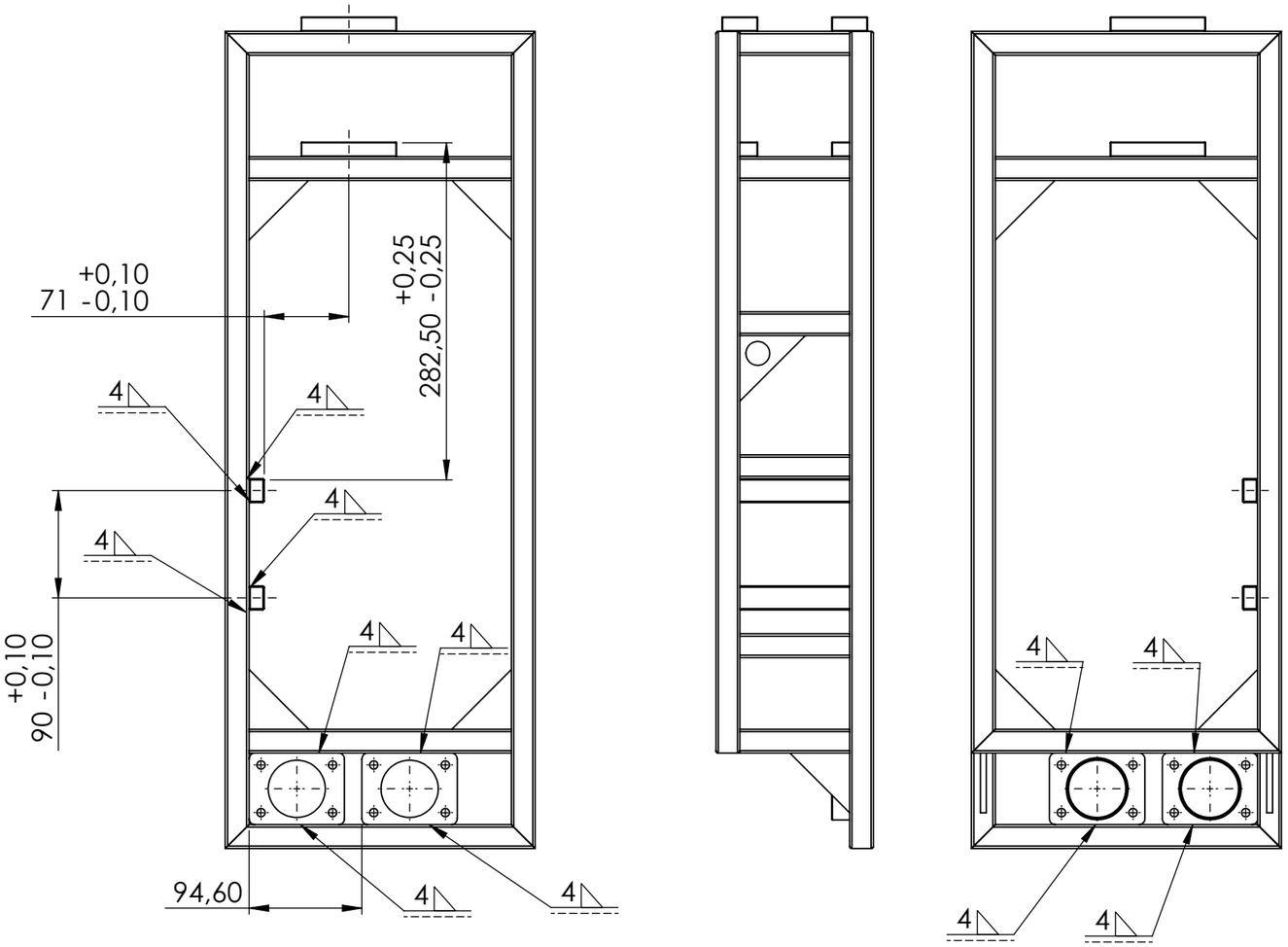
MATERIAL: CAÑO ESTRUCTURAL 20X20

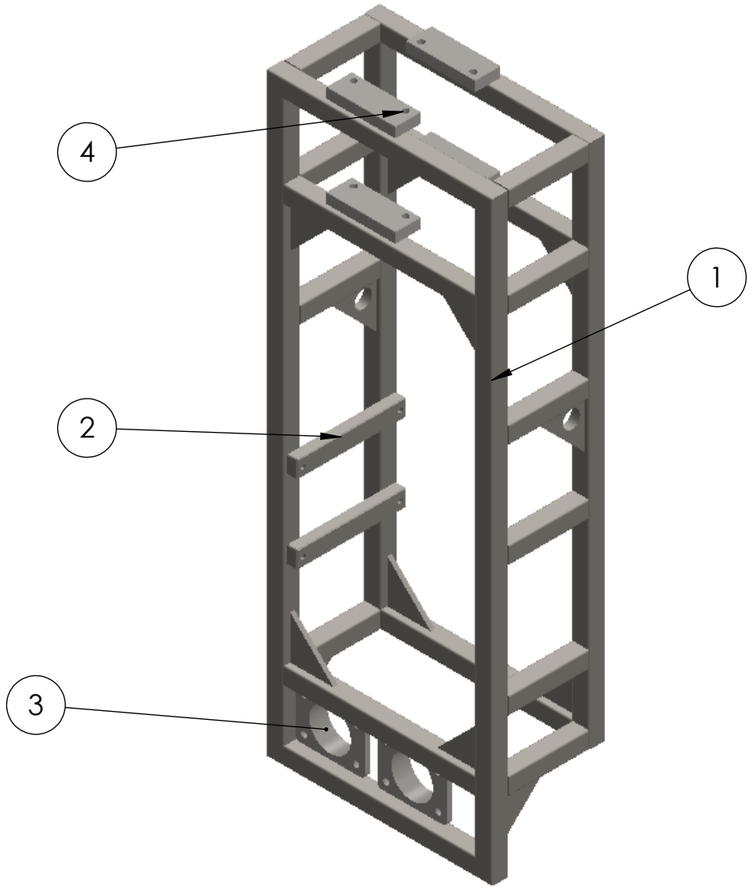
Nº DE PLANO DEL CLIENTE

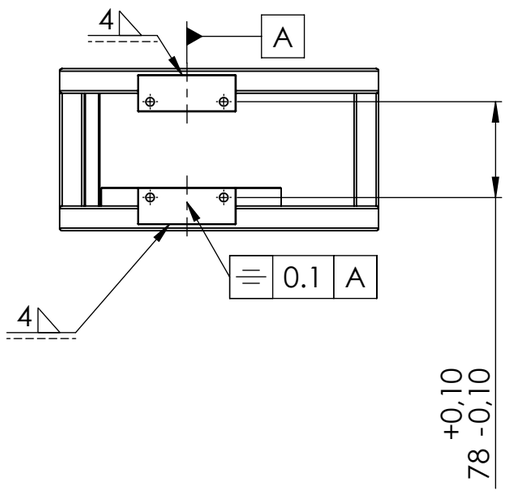
Nº DE PLANO TP-0110

PÁG.

- ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45







N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	BASTIDOR MOTOR	PLANO TP - 0110	1
2	PLANCHUELA ROSCADA	PLANO TP - 0013	2
3	SOPORTE RESORTE ESTRUCTURA	PLANO TP - 0009	2
4	PLACA APOYO	PLANO TP - 0007	4

TOLERANCIAS GENERALES

LONGITUDES:

0,5 A 6= ± 0,1
6 A 30 = ± 0,15
30 A 120= ± 0,2
120 A 315 =± 0,3
315 A 1000 = ± 0,5
1000 A 2000=± 0,8

ANGULARES:
DIN 7168 MEDIO

PROYECTÓ		A. BARRERA
DIBUJÓ		A. BARRERA
REVISÓ		
APROBÓ		

FACULTAD DE INGENIERÍA

UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES

CANT. A FABRICAR = 1

ESCALA 1:5

FORMATO A3

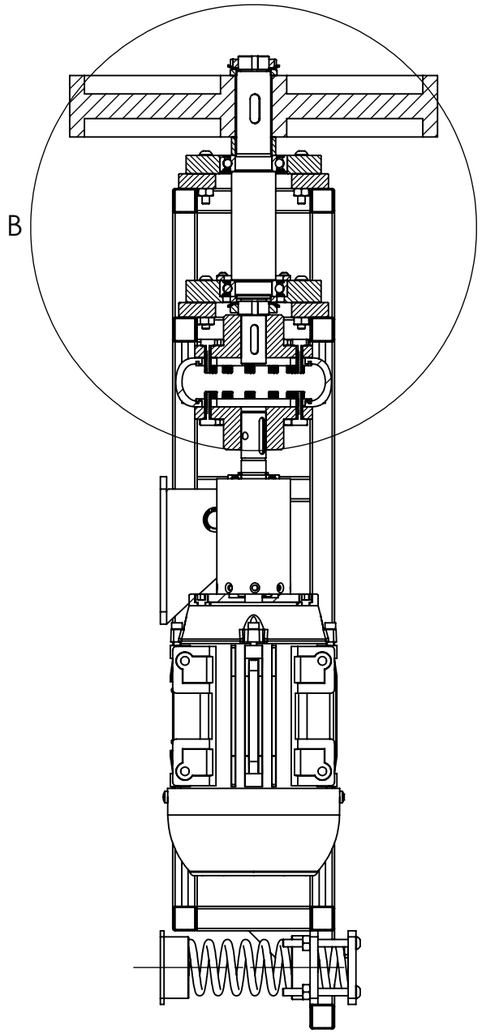
BASTIDOR MOTOR SOLDADURA

MATERIAL:

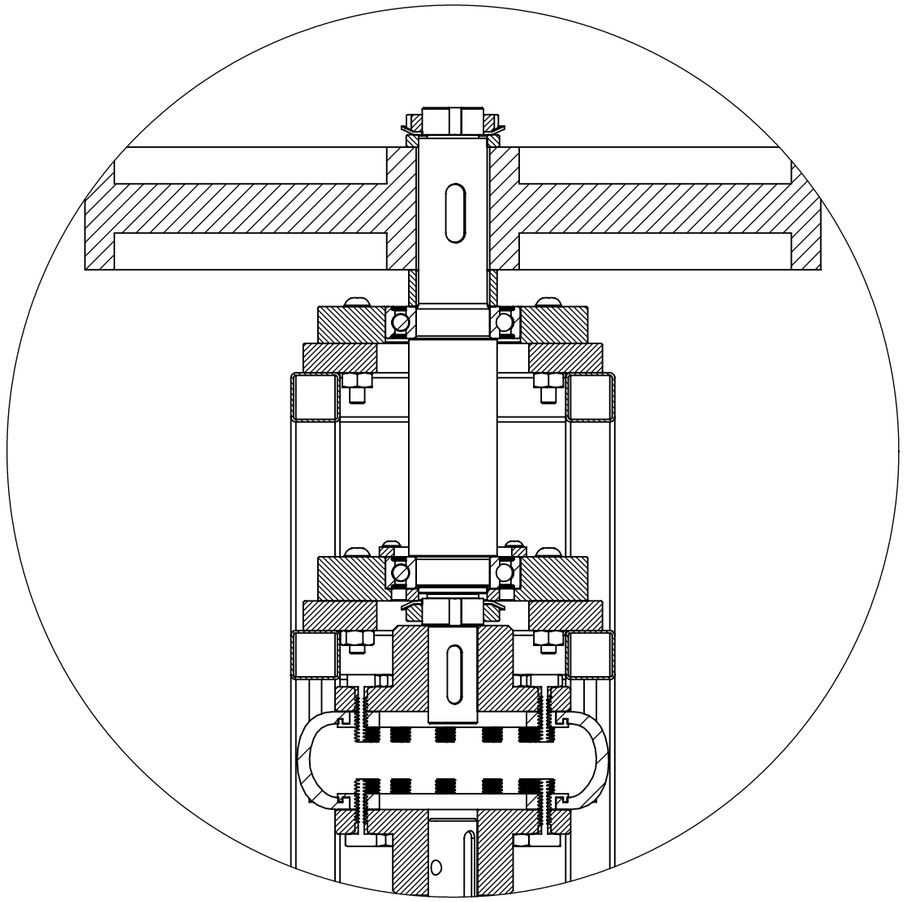
Nº DE PLANO DEL CLIENTE

Nº DE PLANO TP-0120

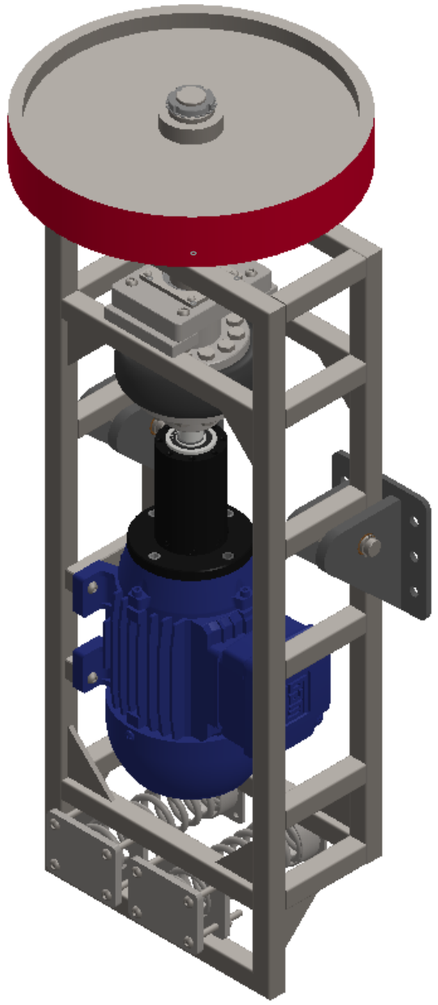
PÁG.

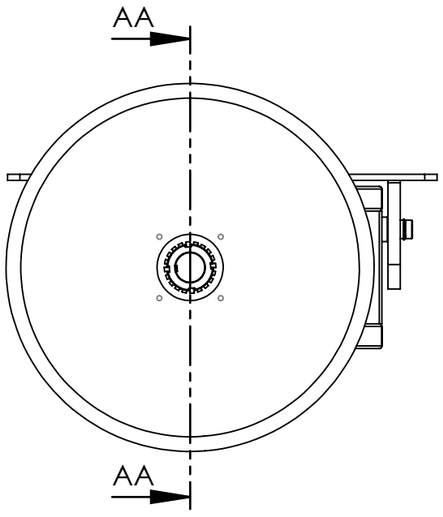


SECCIÓN AA-AA
ESCALA 1 : 5

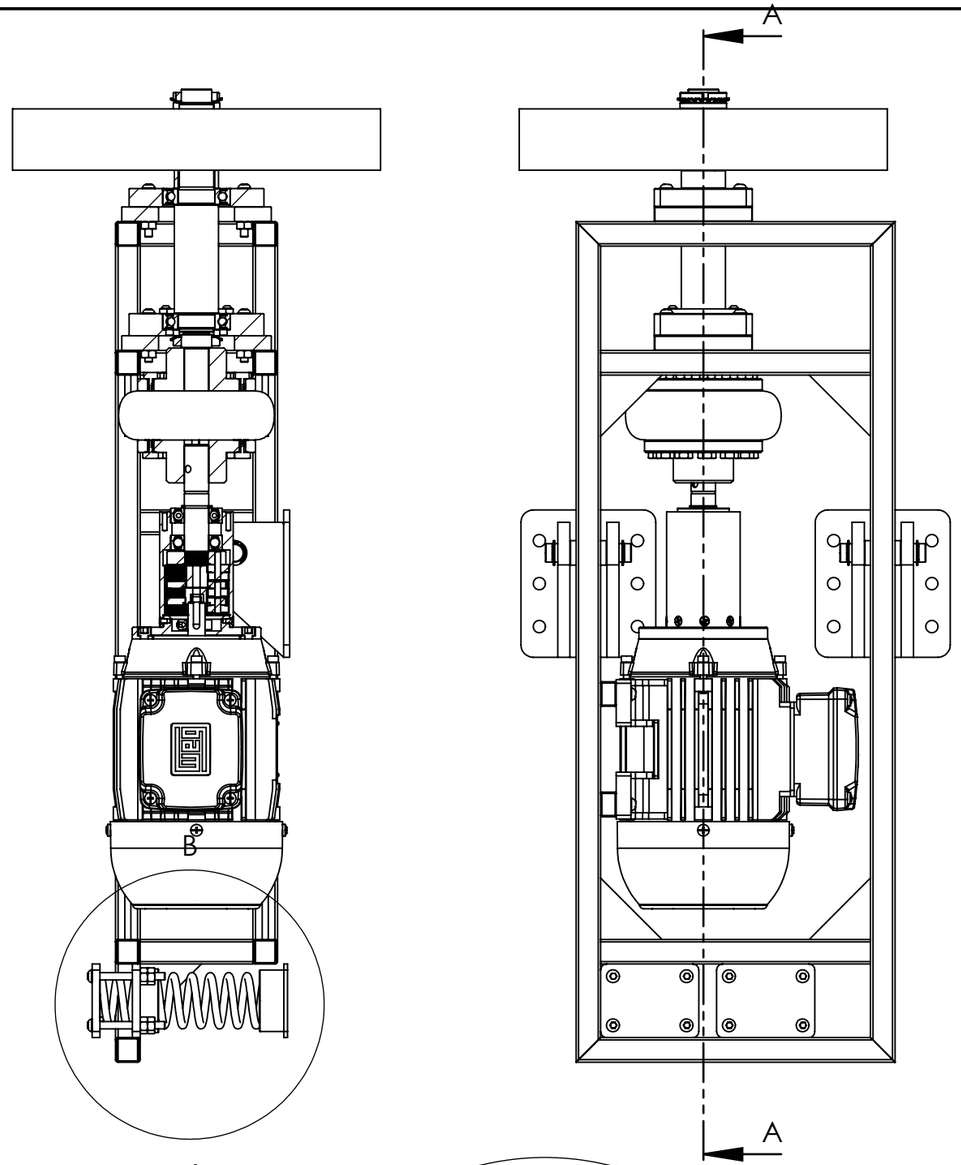


DETALLE B
ESCALA 2 : 5

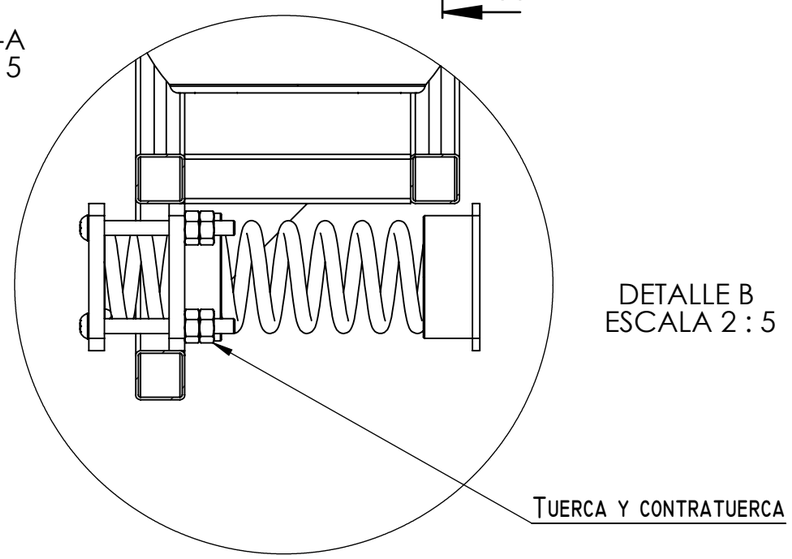




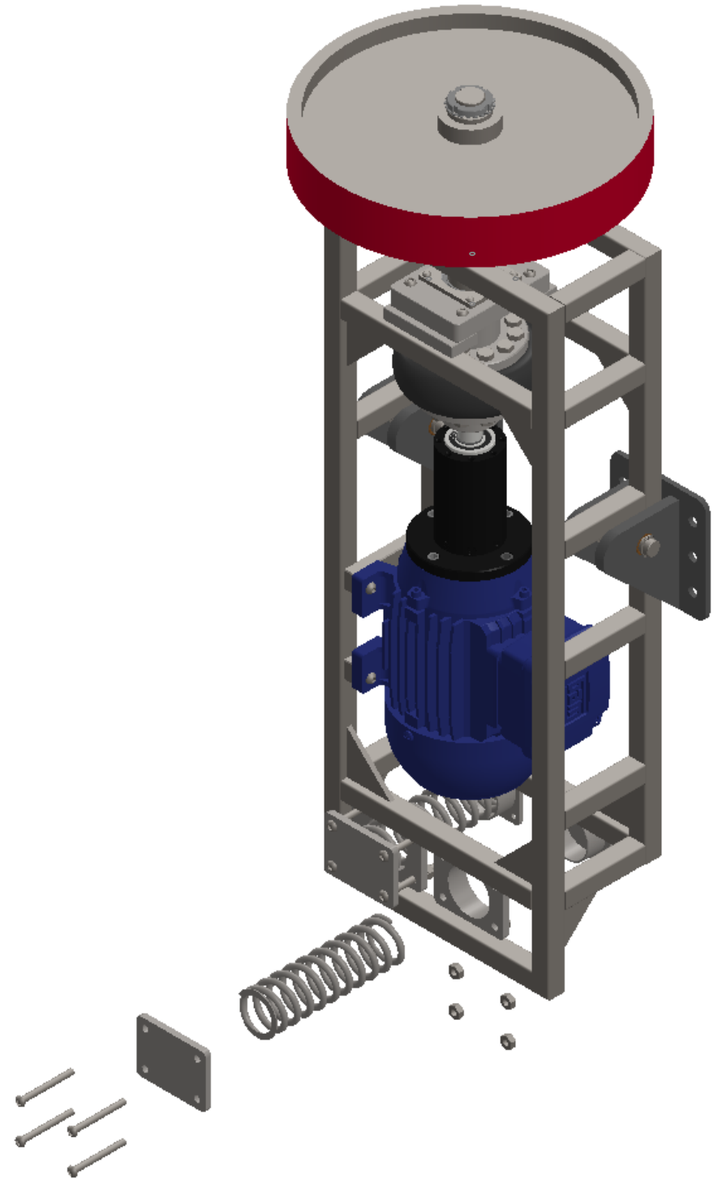
TOLERANCIAS GENERALES LONGITUDES: 0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8 ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	CANT. A FABRICAR = 1
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
	REVISÓ				
	APROBÓ				
	ESCALA 1:5	CONJUNTO MOTOR CORTE			MATERIAL:
					Nº DE PLANO DEL CLIENTE
	FORMATO A3				Nº DE PLANO TP-0130 PÁG.



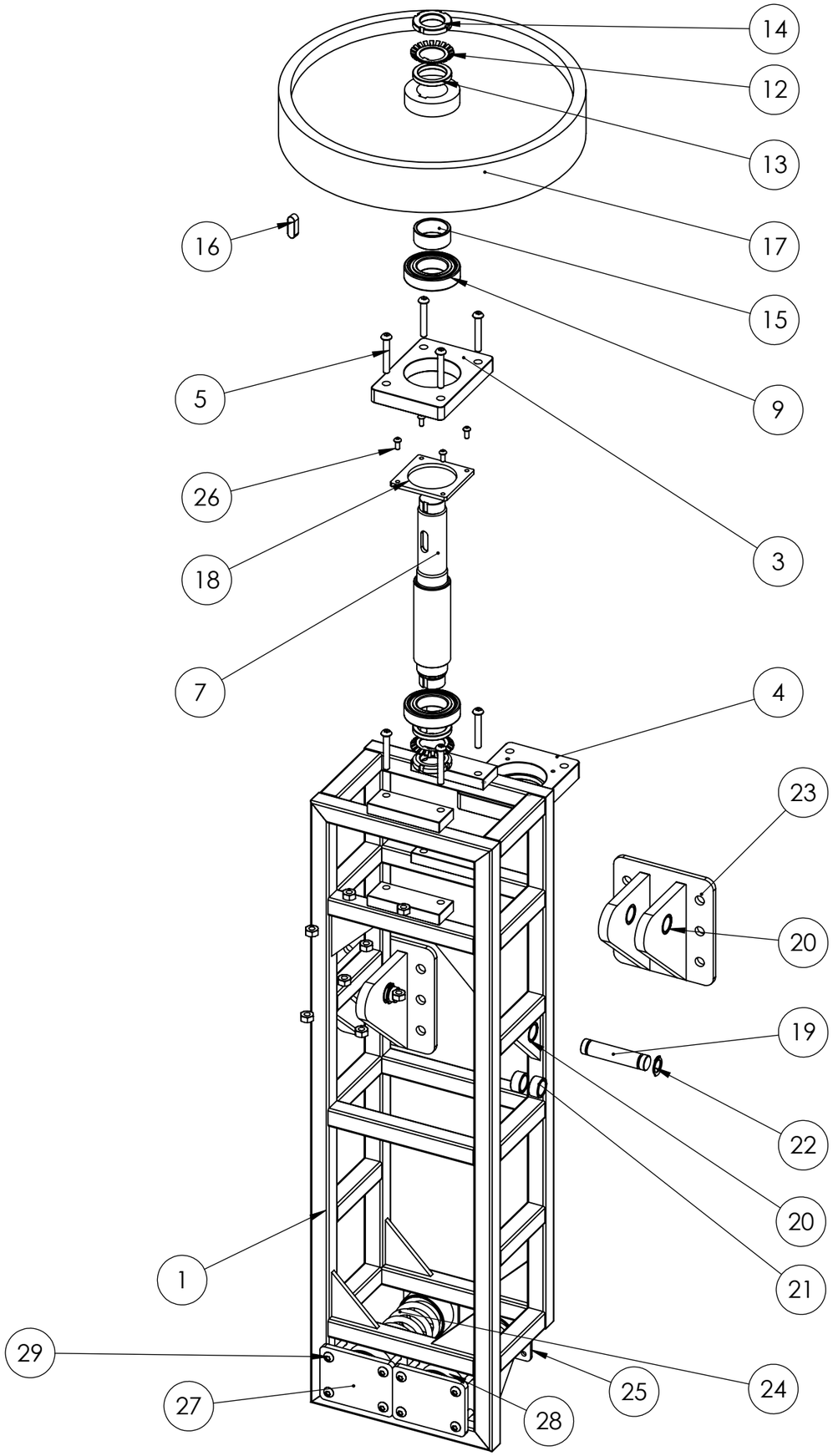
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 2 : 5



TOLERANCIAS GENERALES LONGITUDES: 0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8 ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
	REVISÓ				
	APROBÓ				
	ESCALA 1:5	MONTAJE RESORTE			MATERIAL:
					Nº DE PLANO DEL CLIENTE
	FORMATO A3				Nº DE PLANO TP-0140 PÁG.



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Bastidor conducido	Plano TP - 0220	1
3	Placa rodamiento superior	Plano TP - 0014	1
4	Placa rodamiento inferior	Plano TP - 0015	1
5	Tornillo Allen M6x1 largo 40mm	COMERCIAL	8
6	Tuerca M6x1	COMERCIAL	16
7	Eje conducido	Plano TP -0021	1
9	Rodamiento SKF 6006-2Z	COMERCIAL	2
12	MB 5	COMERCIAL	2
13	Separador inferior	Plano TP - 0004	2
14	KM 5	COMERCIAL	2
15	Separador superior	Plano TP - 0015	1
16	Chaveta8x7x24	Plano TP - 0005	1
17	Rueda de fricción 300mm	COMERCIAL	1
18	Tapa Rodamiento	Plano TP - 0016	1
19	Eje Pivot	Plano TP - 0017	2
20	Buje eje pivot	Plano TP - 0018	6
21	Arandela buje	Plano TP- 0019	4
22	Arandela Seeger	COMERCIAL	4
23	Soporte Bastidor	Plano TP - 0010	2
24	Resorte compresión	Plano TP - 0008	2
25	Soporte resorte pared	Plano TP - 0022	2
26	Tornillo Allen M4x0,7 largo 10 mm	COMERCIAL	4
27	Placa Reguladora Resorte	Plano TP - 0023	2
28	Soporte Resorte Estructura	Plano TP - 0009	2
29	Tornillo Allen M6x1 largo=40	Comercial	8

Tolerancias generales

Longitudes:

0,5 a 6= ± 0,1
6 a 30 = ± 0,15
30 a 120= ± 0,2
120 a 315 =± 0,3
315 a 1000 = ± 0,5
1000 a 2000=± 0,8

Angulares:
DIN 7168 MEDIO

Proyectó		A. Barrera
Dibujó		A. Barrera
Revisó		
Aprobó		

Facultad de Ingeniería
Universidad de Buenos Aires

Cant. a fabricar = 2

Escala: 1:5

Formato: A3

Conjunto conducido

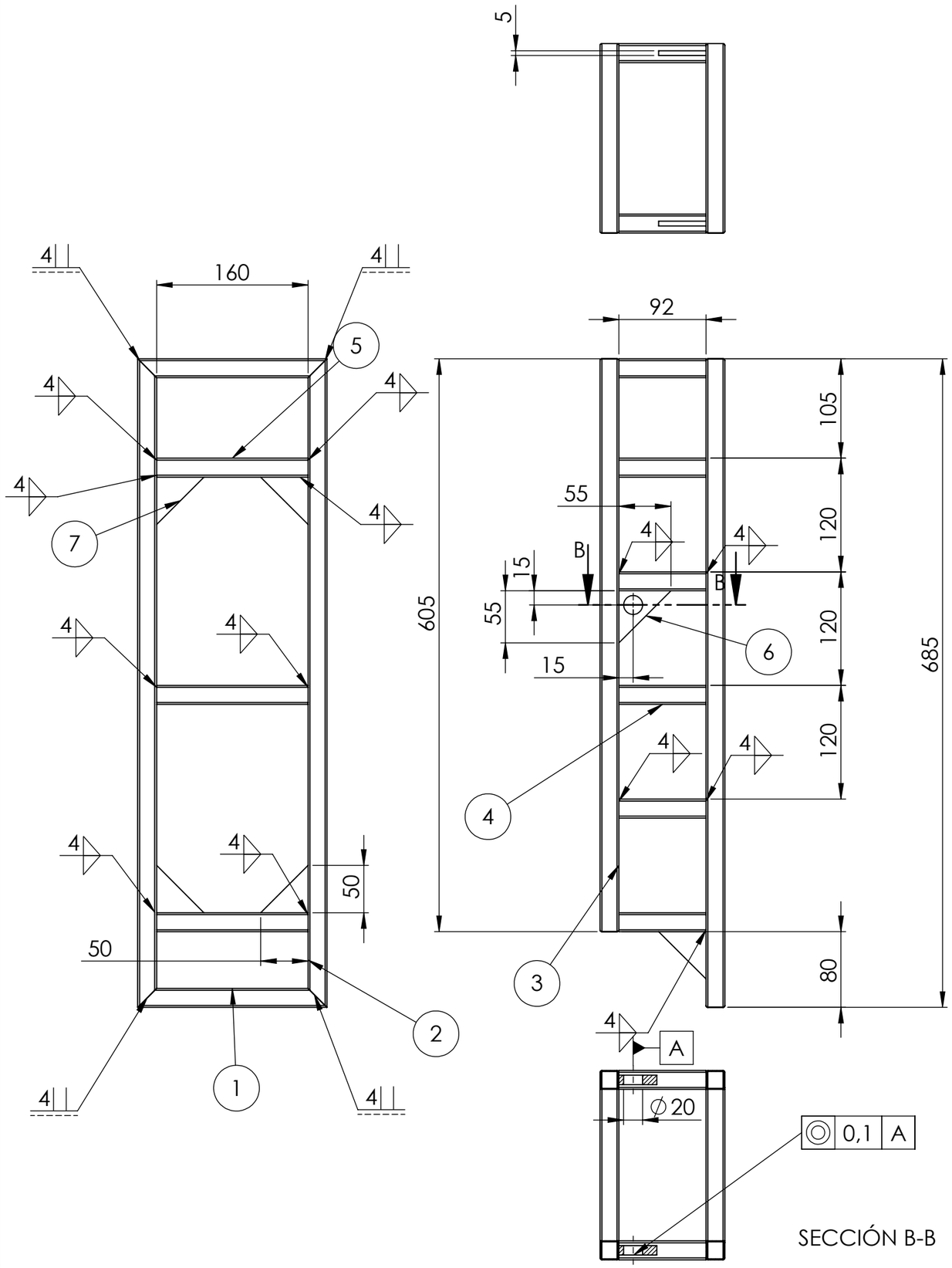
Material:

Nº de plano del cliente

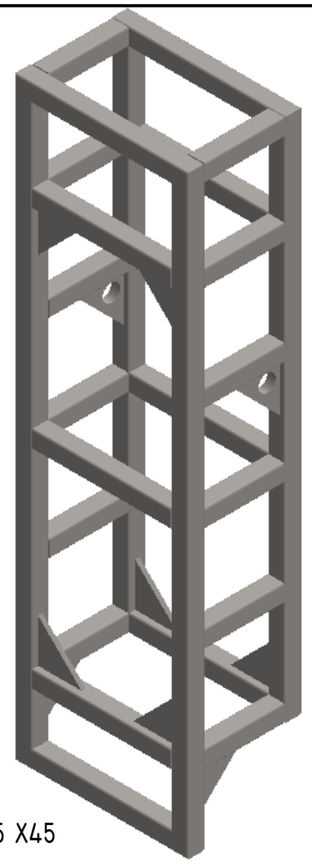
Nº de plano: TP-200

Pág.

MATERIAL CAÑO ESTRUCTURAL 20x20 E= 2,52 MM



SECCIÓN B-B



ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

Nº DE ELEMENTO	CANT.	MATERIAL	LONGITUD
1	4	CAÑO ESTRUCTURAL	200
2	2	CAÑO ESTRUCTURAL	685
3	2	CAÑO ESTRUCTURAL	605
4	12	CAÑO ESTRUCTURAL	92
5	5	CAÑO ESTRUCTURAL	160
6	2	ACERO SAE 1020	ESPESOR 10 MM
7	8	ACERO SAE 1020	ESPESOR 5 MM

TOLERANCIAS GENERALES

LONGITUDES:

0,5 A 6= ± 0,1
6 A 30 = ± 0,15
30 A 120= ± 0,2
120 A 315 =± 0,3
315 A 1000 = ± 0,5
1000 A 2000=± 0,8

ANGULARES:
DIN 7168 MEDIO

PROYECTÓ		A. BARRERA
DIBUJÓ		A. BARRERA
REVISÓ		
APROBÓ		

FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES

CANT. A FABRICAR = 2

ESCALA 1:1

FORMATO A3

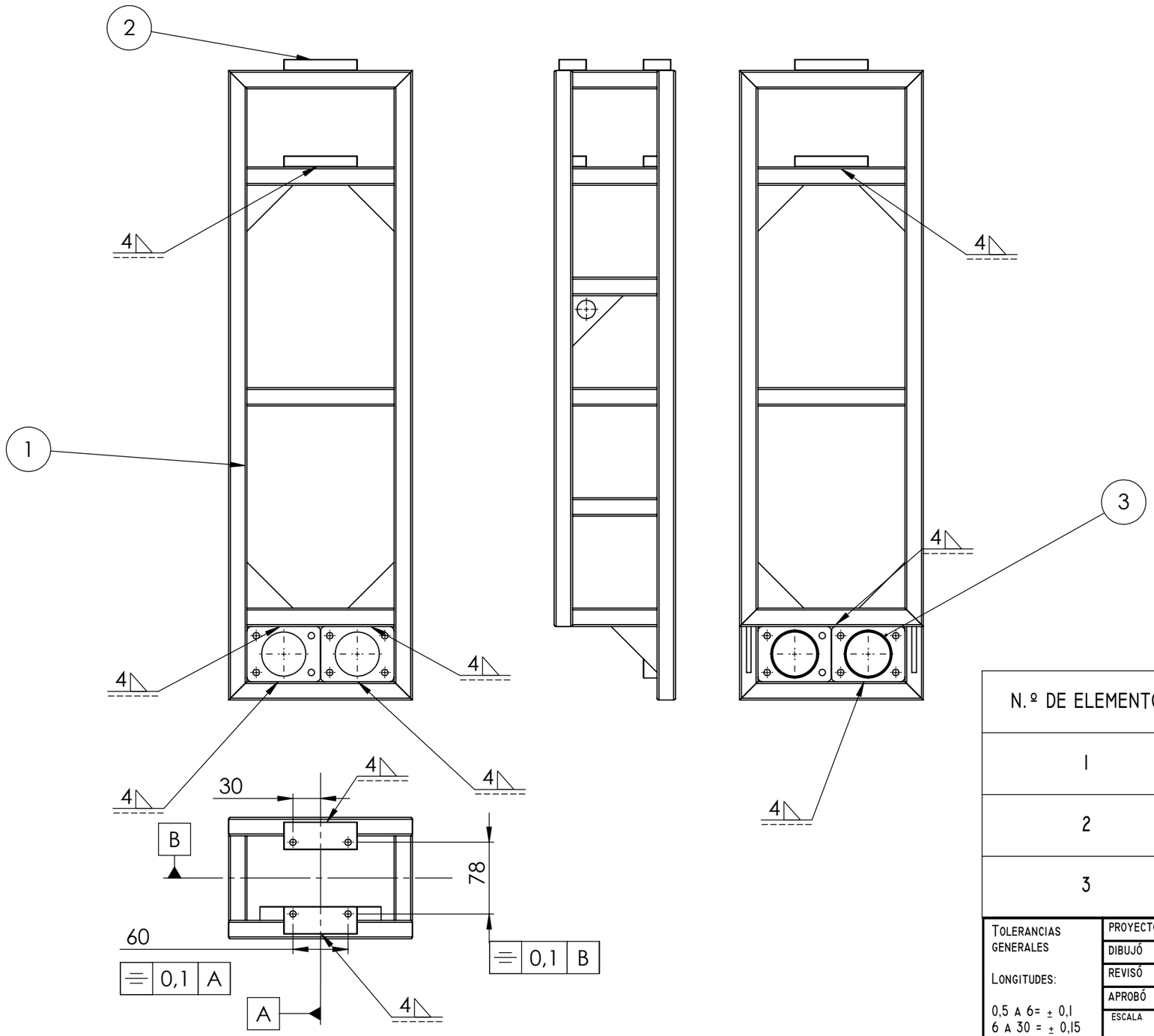
BASTIDOR CONDUCIDO SOLDADURA CAÑO ESTRUCTURAL

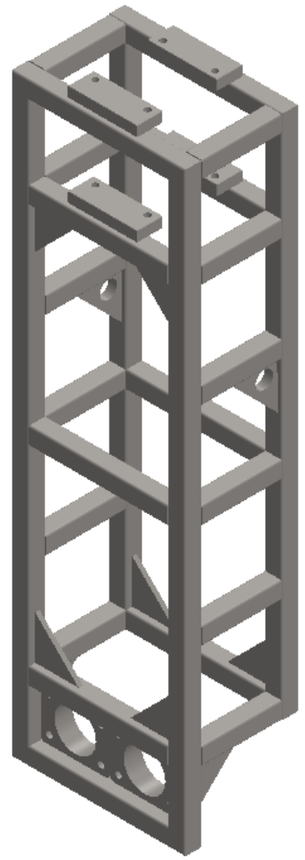
MATERIAL: CAÑO ESTRUCTURAL 20x20

Nº DE PLANO DEL CLIENTE

Nº DE PLANO TP-0210

PÁG.





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Nº DE PLANO	CANTIDAD
1	BASTIDOR CONDUCIDO	PLANO TP - 210	1
2	PLANCHUELA ROSCADA	PLANO TP - 0013	4
3	SOPORTE RESORTE ESTRUCTURA	PLANO TP - 0009	2

TOLERANCIAS GENERALES

LONGITUDES:

0,5 A 6= ± 0,1
6 A 30 = ± 0,15
30 A 120= ± 0,2
120 A 315 =± 0,3
315 A 1000 = ± 0,5
1000 A 2000=± 0,8

ANGULARES:
DIN 7168 MEDIO

PROYECTÓ		A. BARRERA
DIBUJÓ		A. BARRERA
REVISÓ		
APROBÓ		

FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES

CANT. A FABRICAR = 2

ESCALA 1:5

FORMATO A3

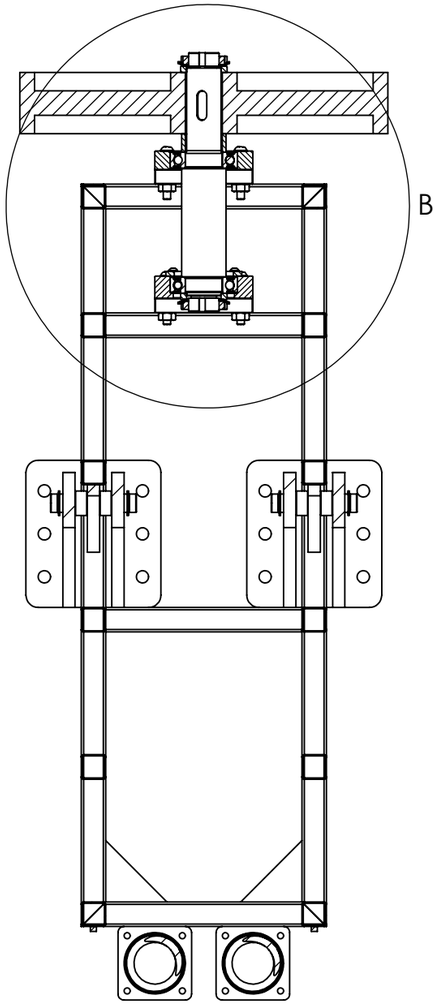
BASTIDOR CONDUCIDO SOLDADURA B

MATERIAL:

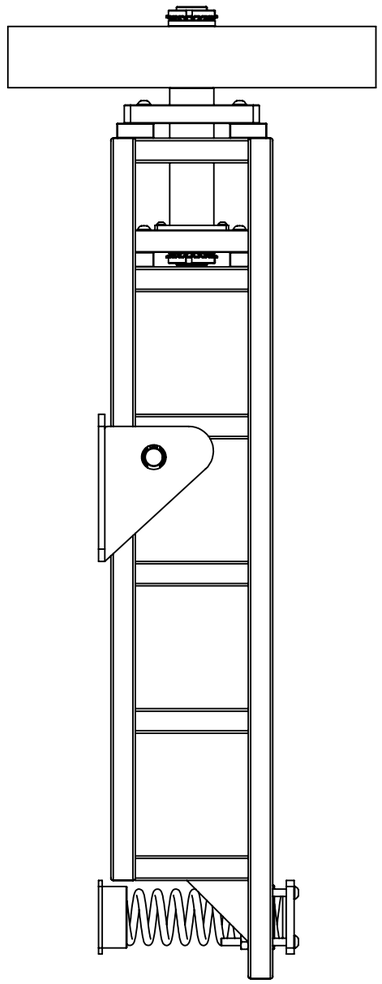
Nº DE PLANO DEL CLIENTE

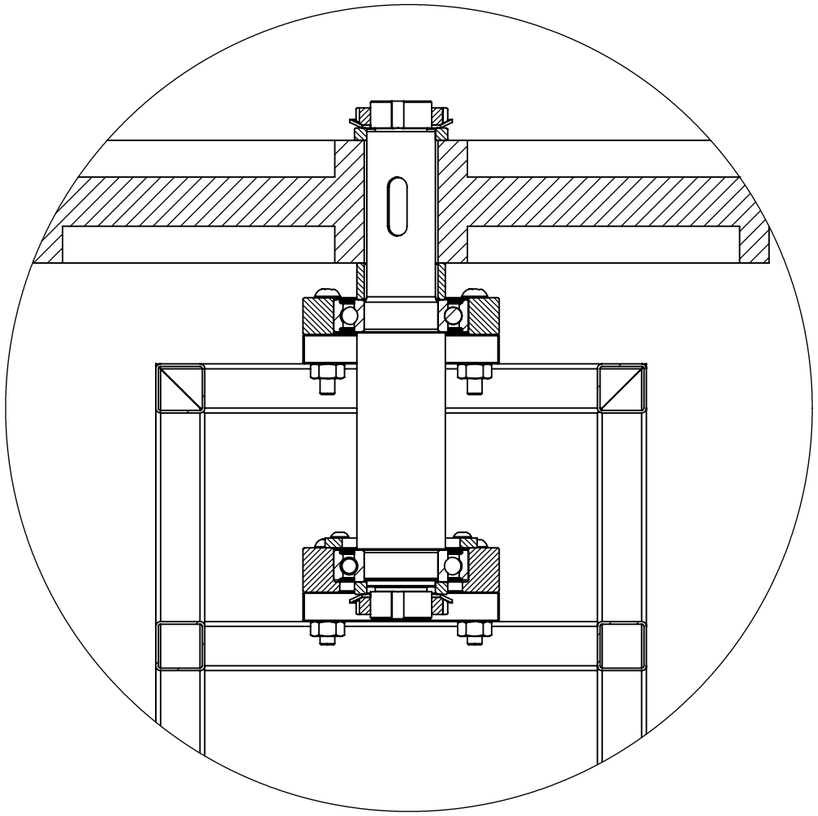
Nº DE PLANO TP-0220

PÁG.

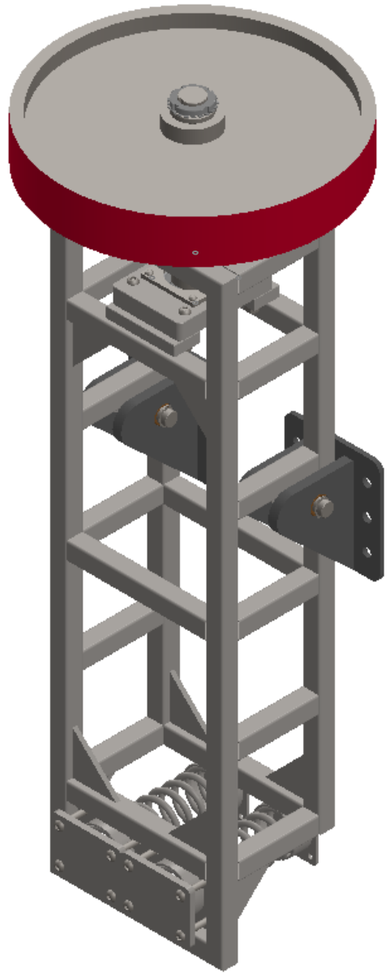


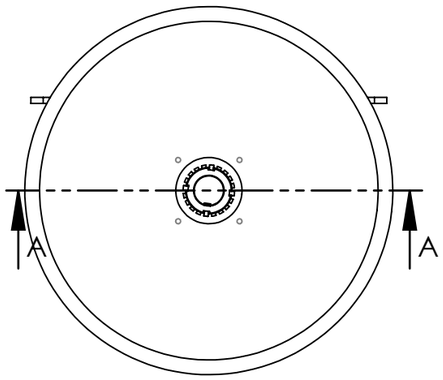
SECCIÓN A-A



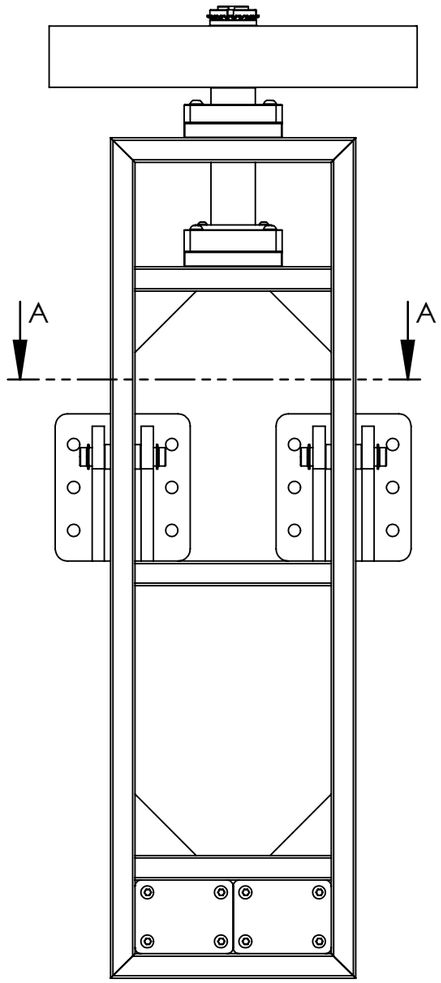


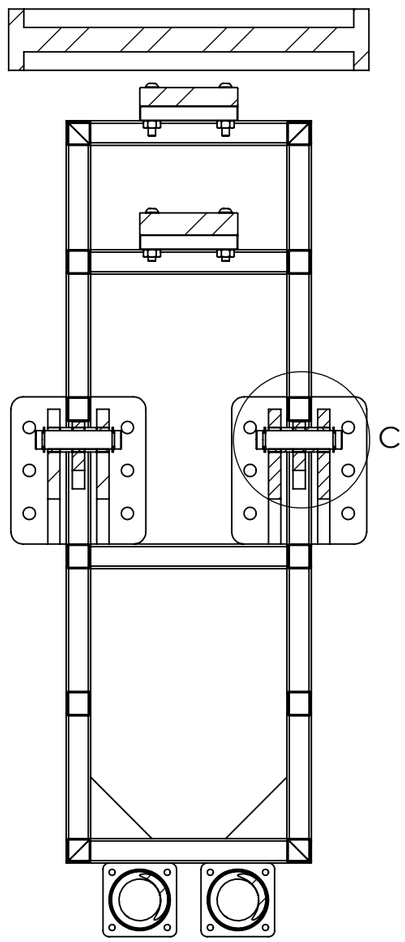
DETALLE B
ESCALA 2 : 5



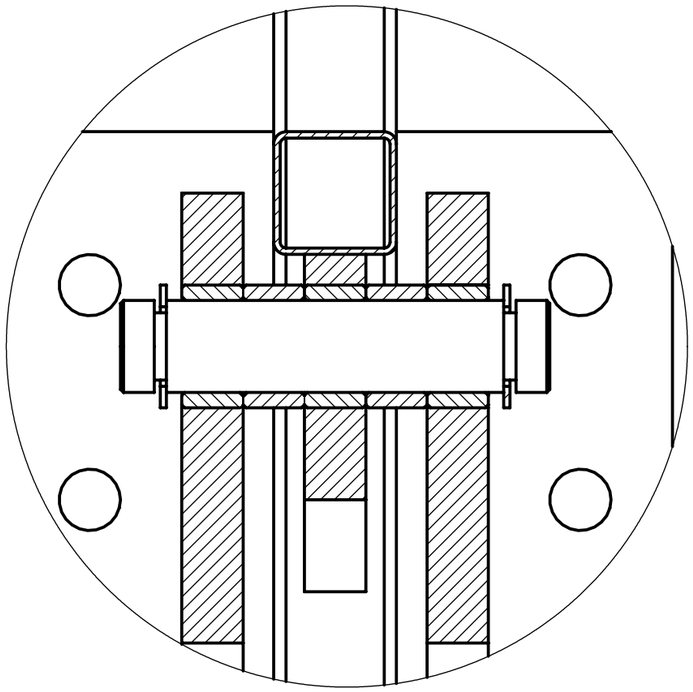


TOLERANCIAS GENERALES LONGITUDES: 0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8 ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	CANT. A FABRICAR = 2
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
	REVISÓ				
	APROBÓ				
	ESCALA 1:5	CONJUNTO CONDUCIDO CORTE			MATERIAL:
					Nº DE PLANO DEL CLIENTE
	FORMATO A3				Nº DE PLANO TP-0230 PÁG.

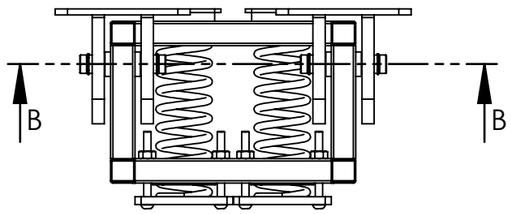




SECCIÓN B-B

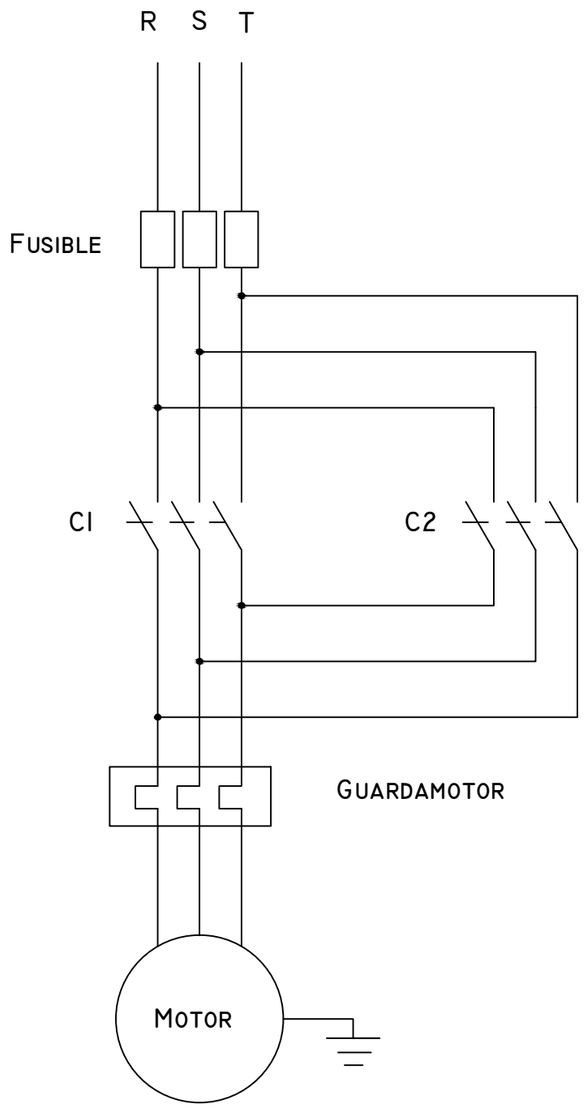


DETALLE C
ESCALA 1 : 1



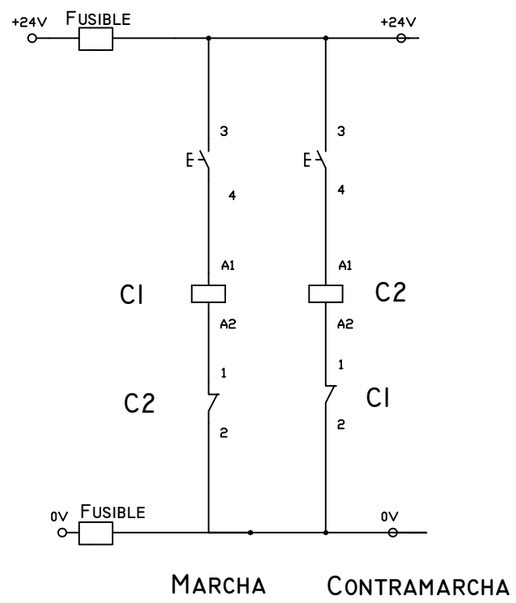
SECCIÓN A-A

TOLERANCIAS GENERALES LONGITUDES: 0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8 ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	CANT. A FABRICAR = 2
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
	REVISÓ				
	APROBÓ				
	ESCALA 1:5	CONJUNTO EJE PIVOT CORTE			MATERIAL:
					Nº DE PLANO DEL CLIENTE
	FORMATO A3				Nº DE PLANO TP-0240 PÁG.

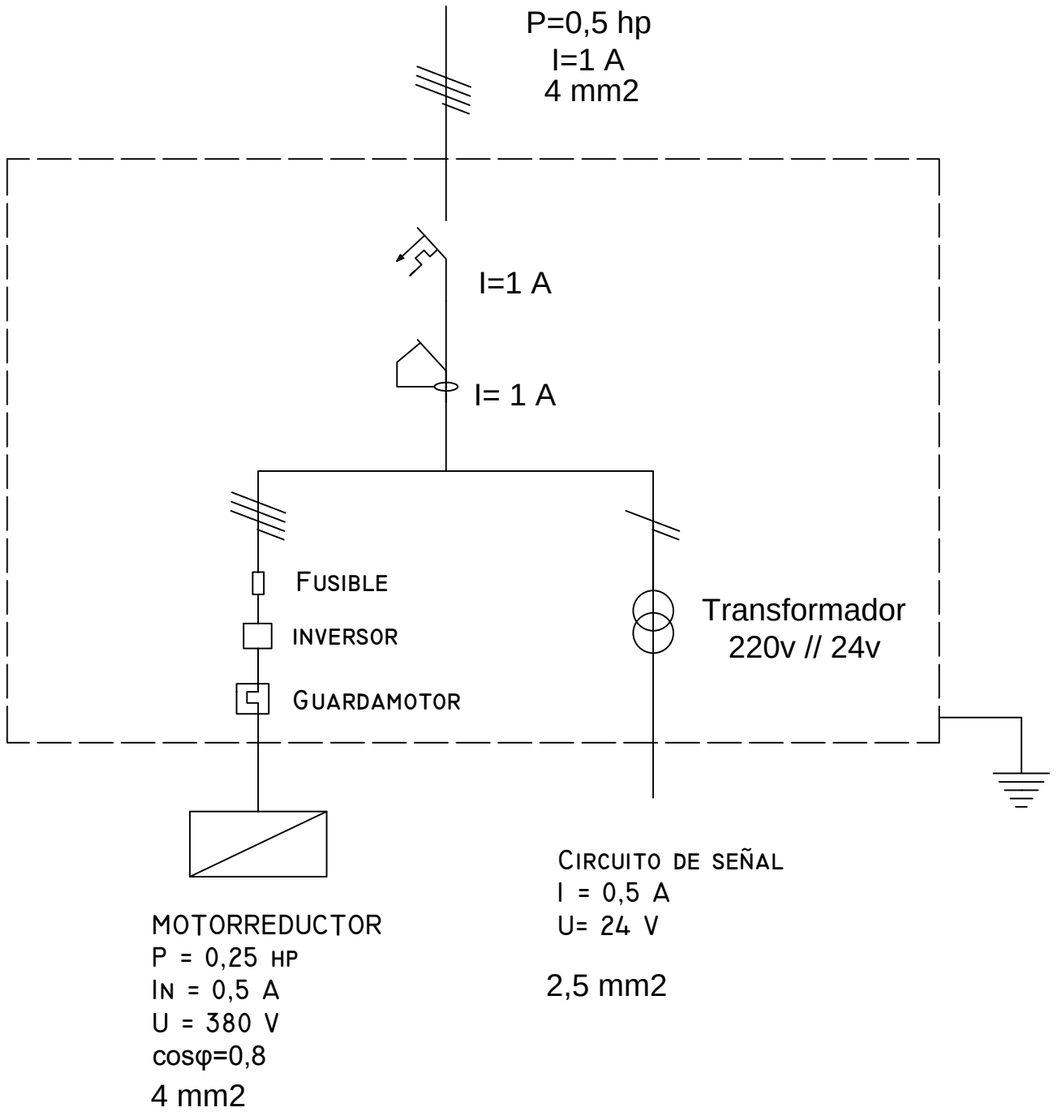


POTENCIA = 0,25 HP
IN = 0,5 A

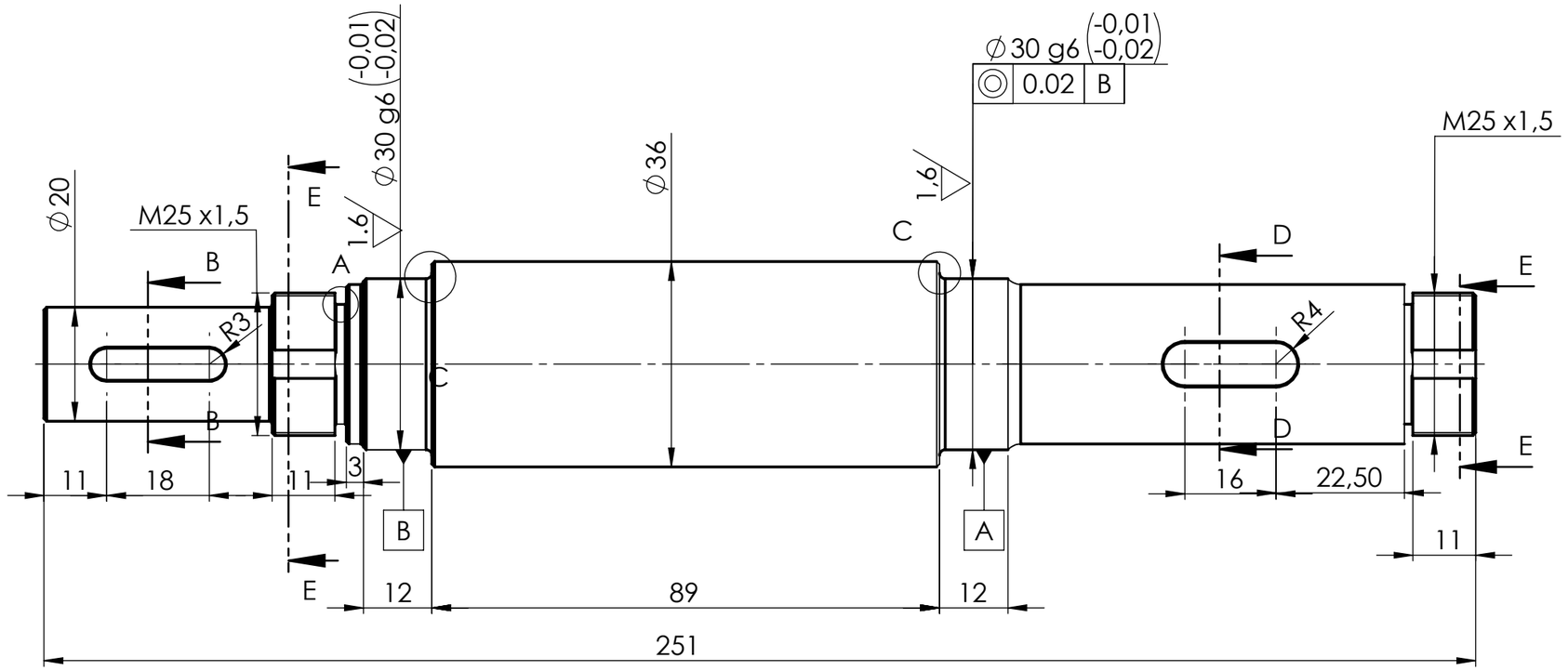
CIRCUITO DE SEÑAL

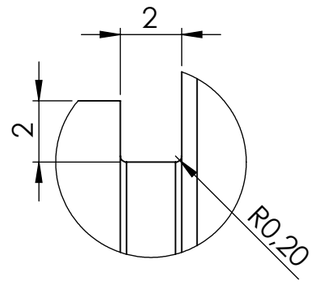


PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 1
DIBUJÓ		A. BARRERA		
REVISÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
APROBÓ				
ESCALA	CIRCUITO ELÉCTRICO			
FORMATO A3			Nº DE PLANO TP-0400	PÁG.

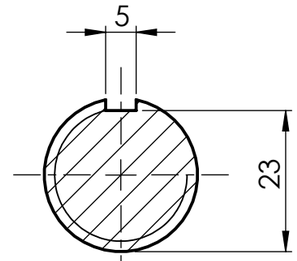


PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 1
DIBUJÓ		A. BARRERA		
REVISÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
APROBÓ				
ESCALA	TABLERO GENERAL DE BAJA TENSIÓN			
FORMATO A3				Nº DE PLANO TP-0410 PÁG.

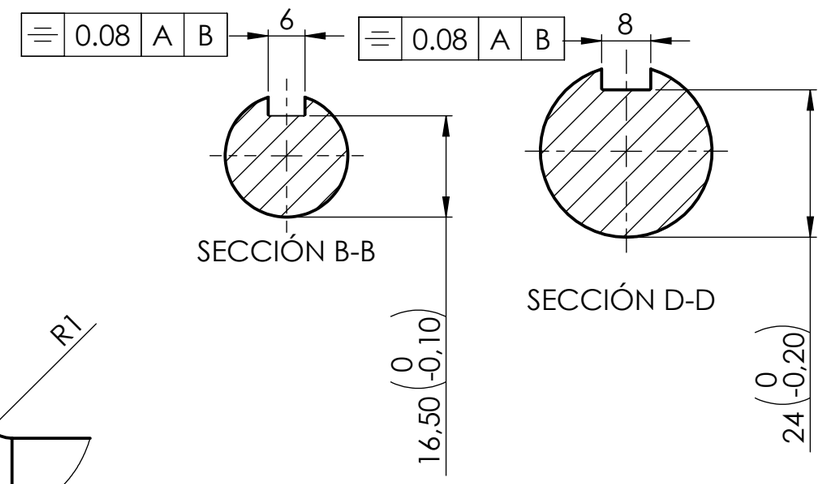




DETALLE A
ESCALA 5 : 1

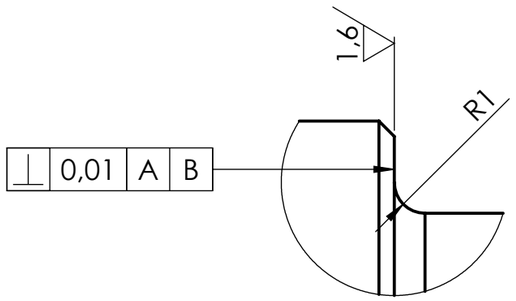


SECCIÓN E-E

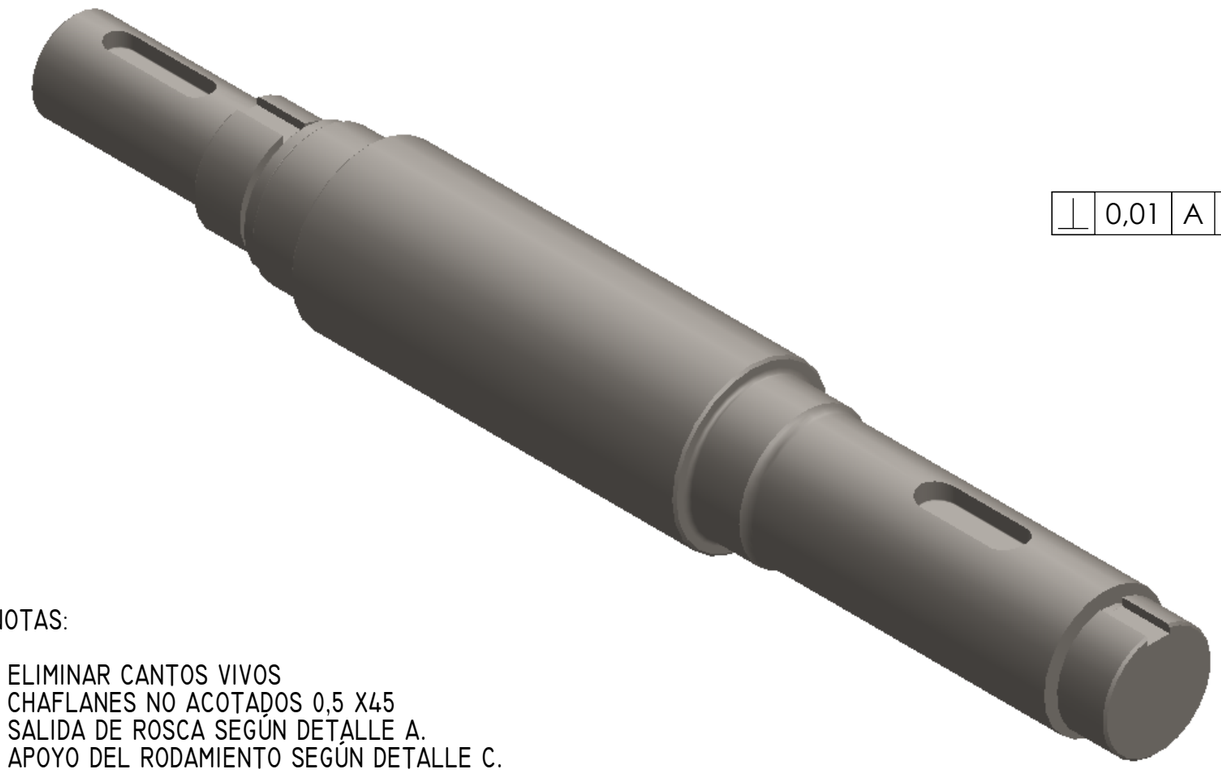


SECCIÓN B-B

SECCIÓN D-D



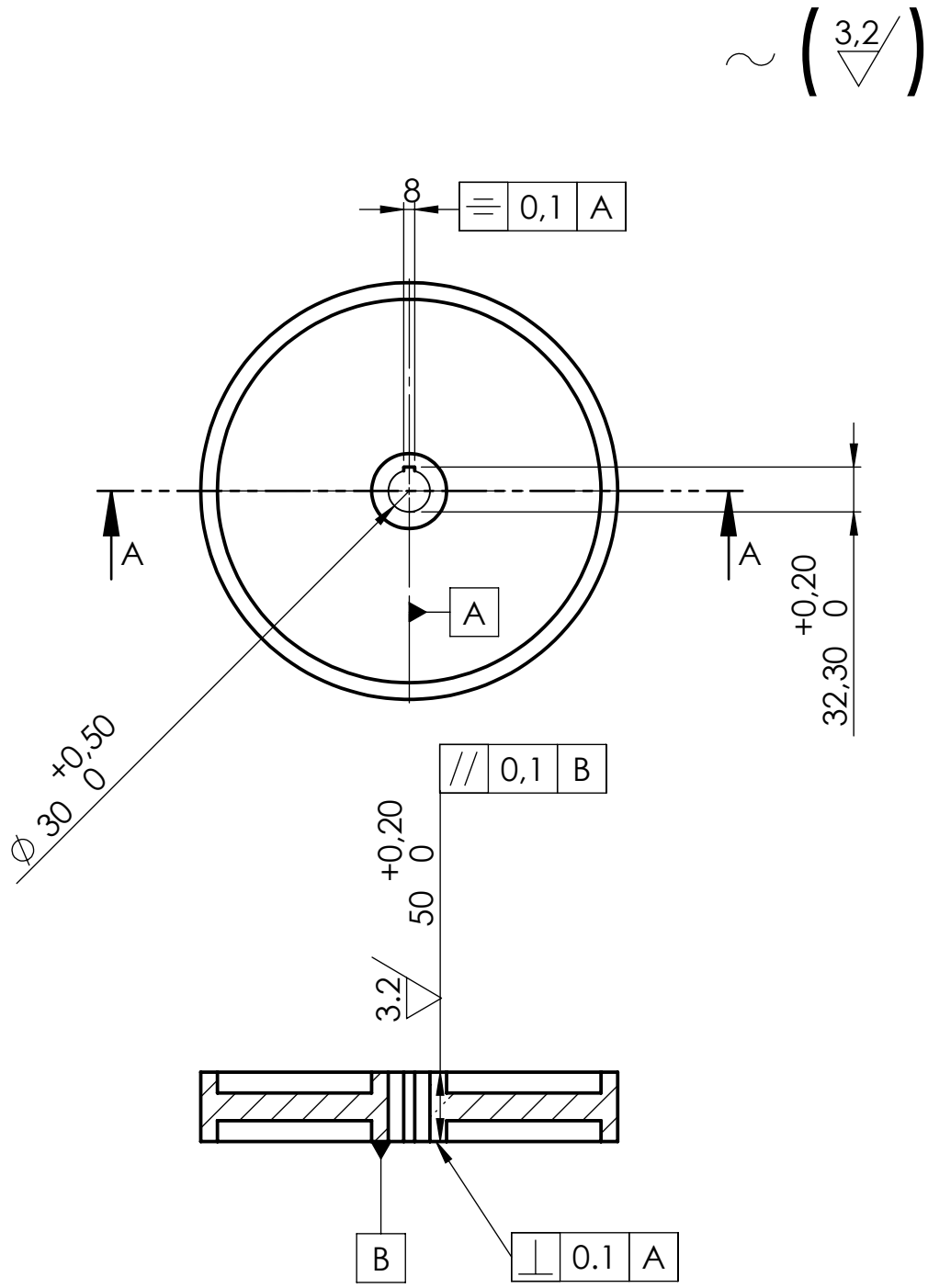
DETALLE C
ESCALA 5 : 1



NOTAS:

- ELIMINAR CANTOS VIVOS
  CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45
- SALIDA DE ROSCA SEGÚN DETALLE A.
- APOYO DEL RODAMIENTO SEGÚN DETALLE C.

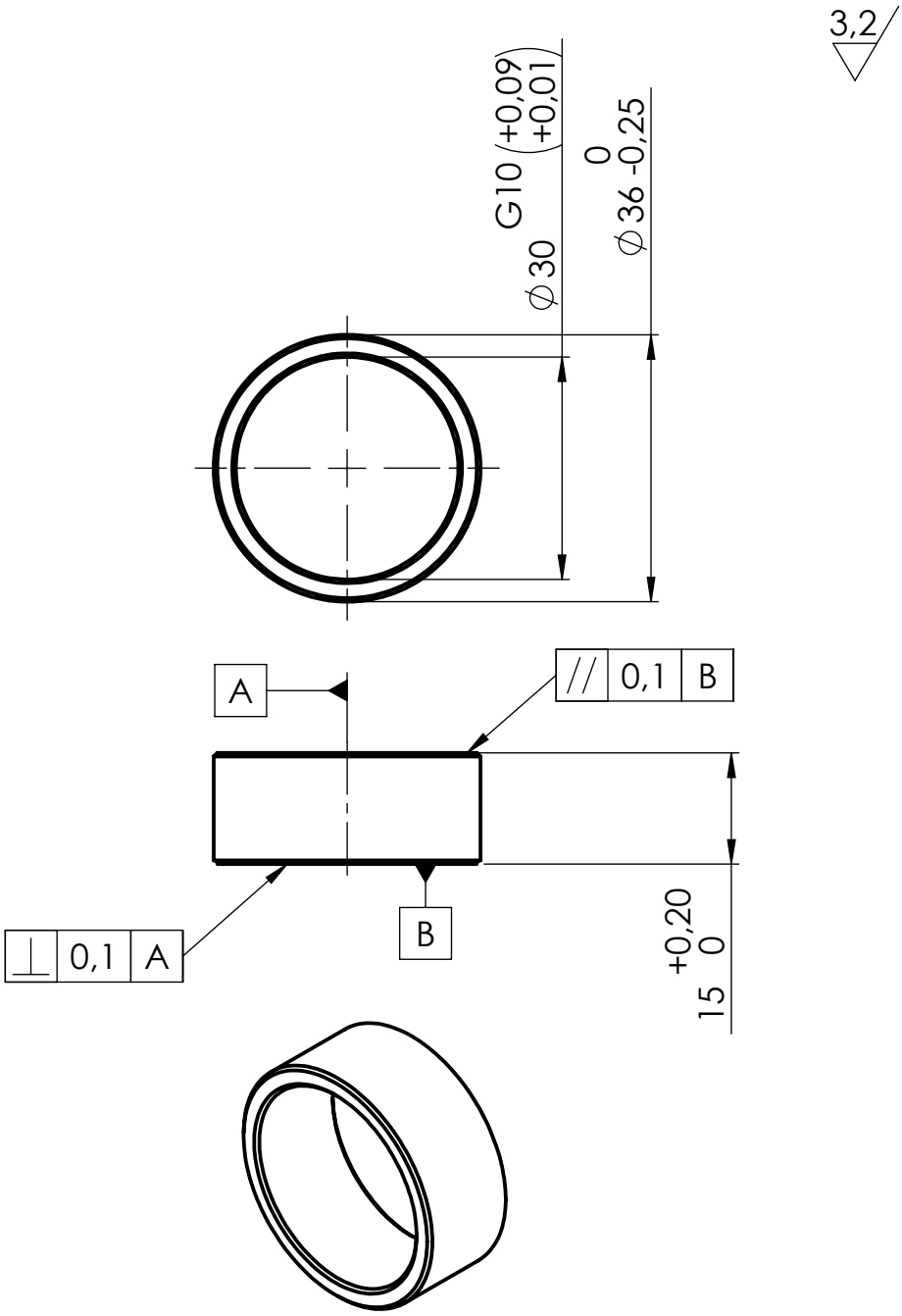
TOLERANCIAS GENERALES LONGITUDES: 0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8 ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	PROYECTÓ	A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	CANT. A FABRICAR = 1
	DIBUJÓ	A. BARRERA		
	REVISÓ			
	APROBÓ			
	ESCALA 1:1	ÁRBOL SOPORTE		MATERIAL: ACERO SAE 1045
				Nº DE PLANO DEL CLIENTE
	FORMATO A3			Nº DE PLANO TP-0001 PÁG.



ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

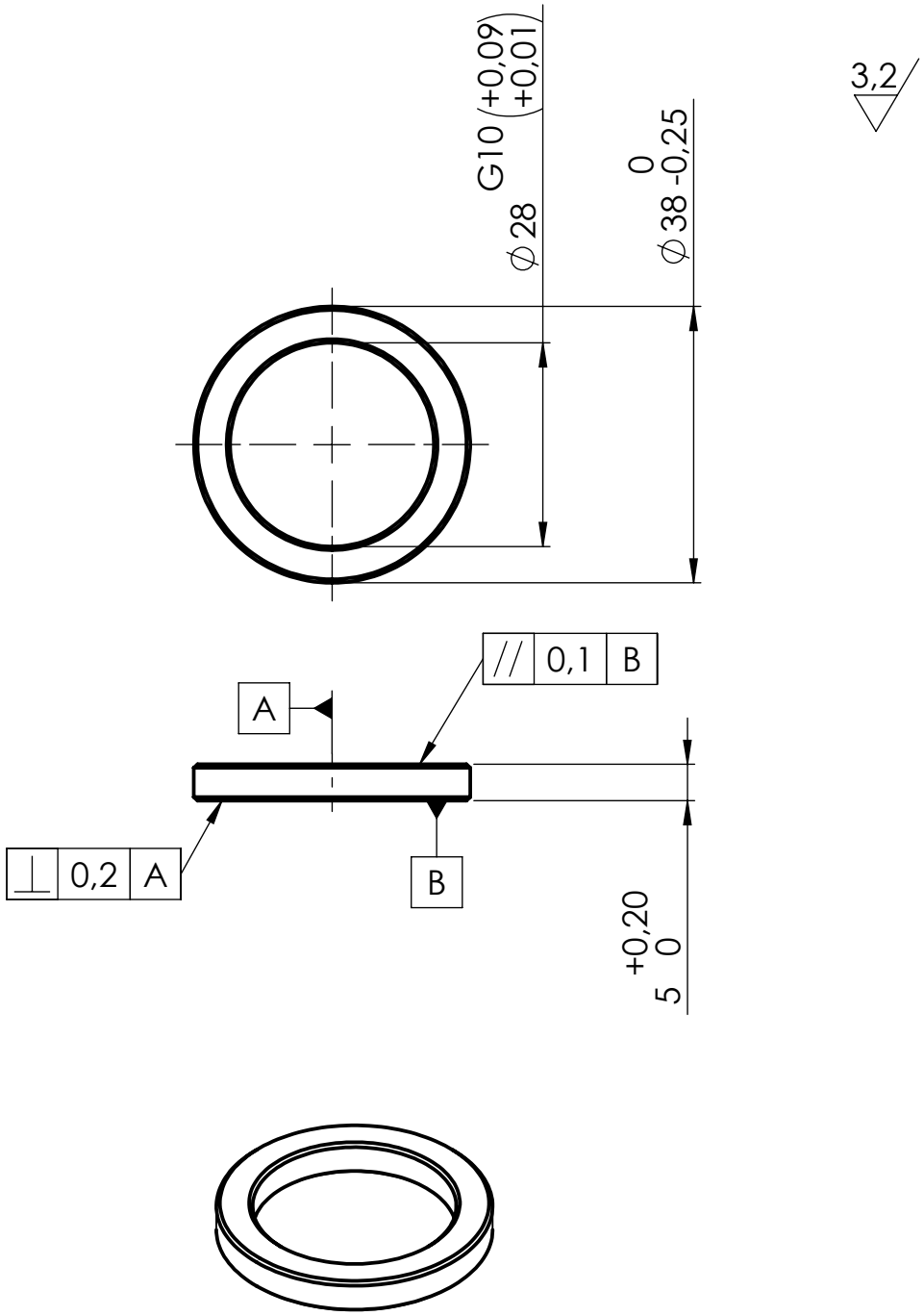
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 3
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:5	MECANIZADO RUEDA DE FRICCIÓN			
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0002



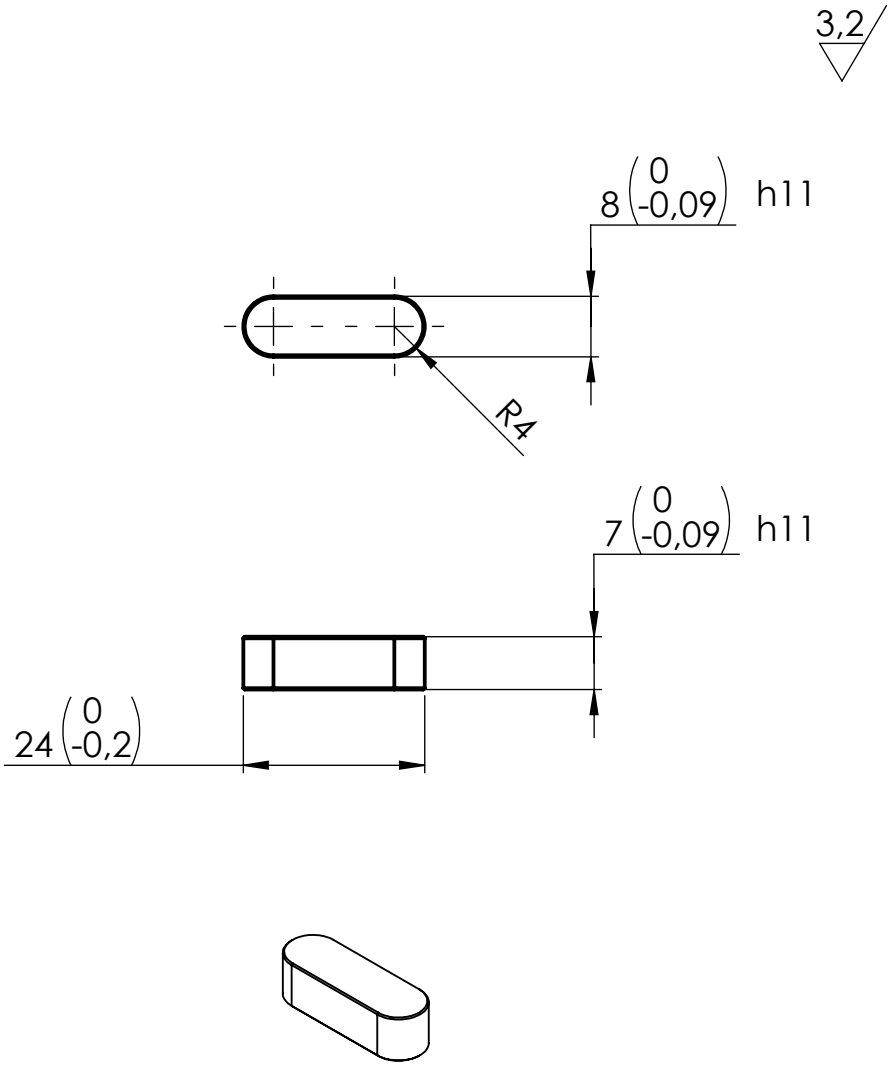
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 3
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	SEPARADOR SUPERIOR			MATERIAL: ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0003



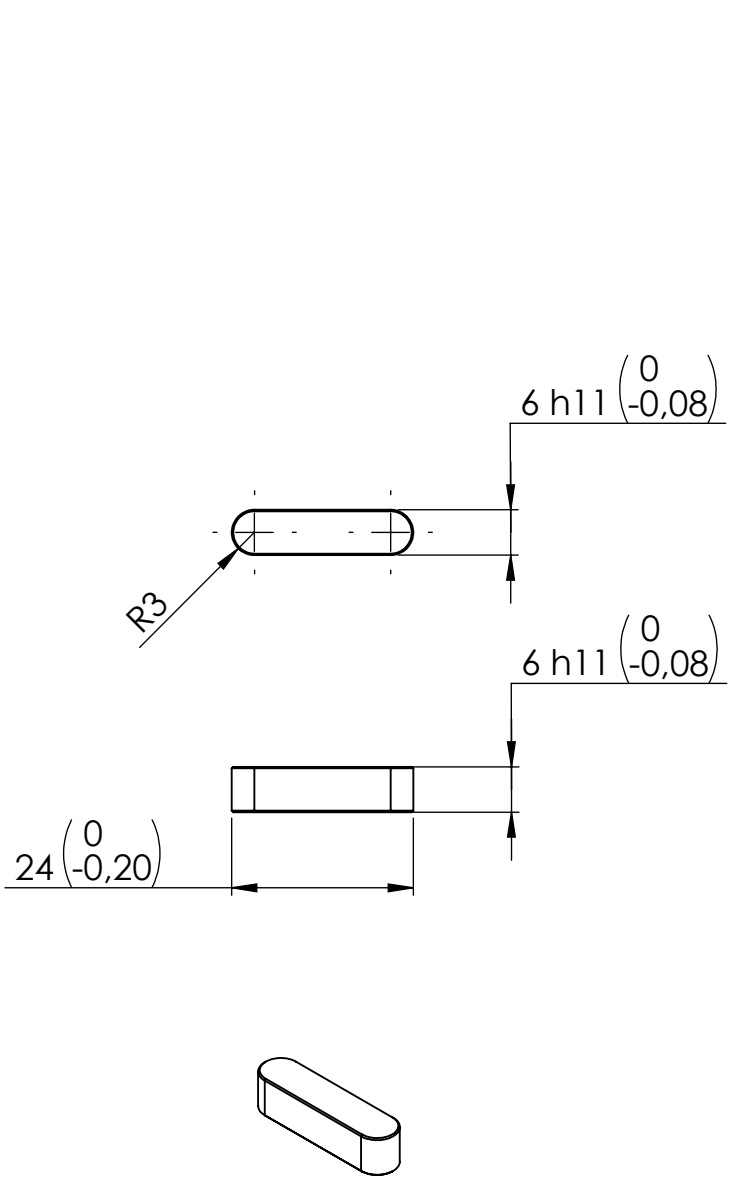
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 3
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	SEPARADOR INFERIOR			MATERIAL: ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-004



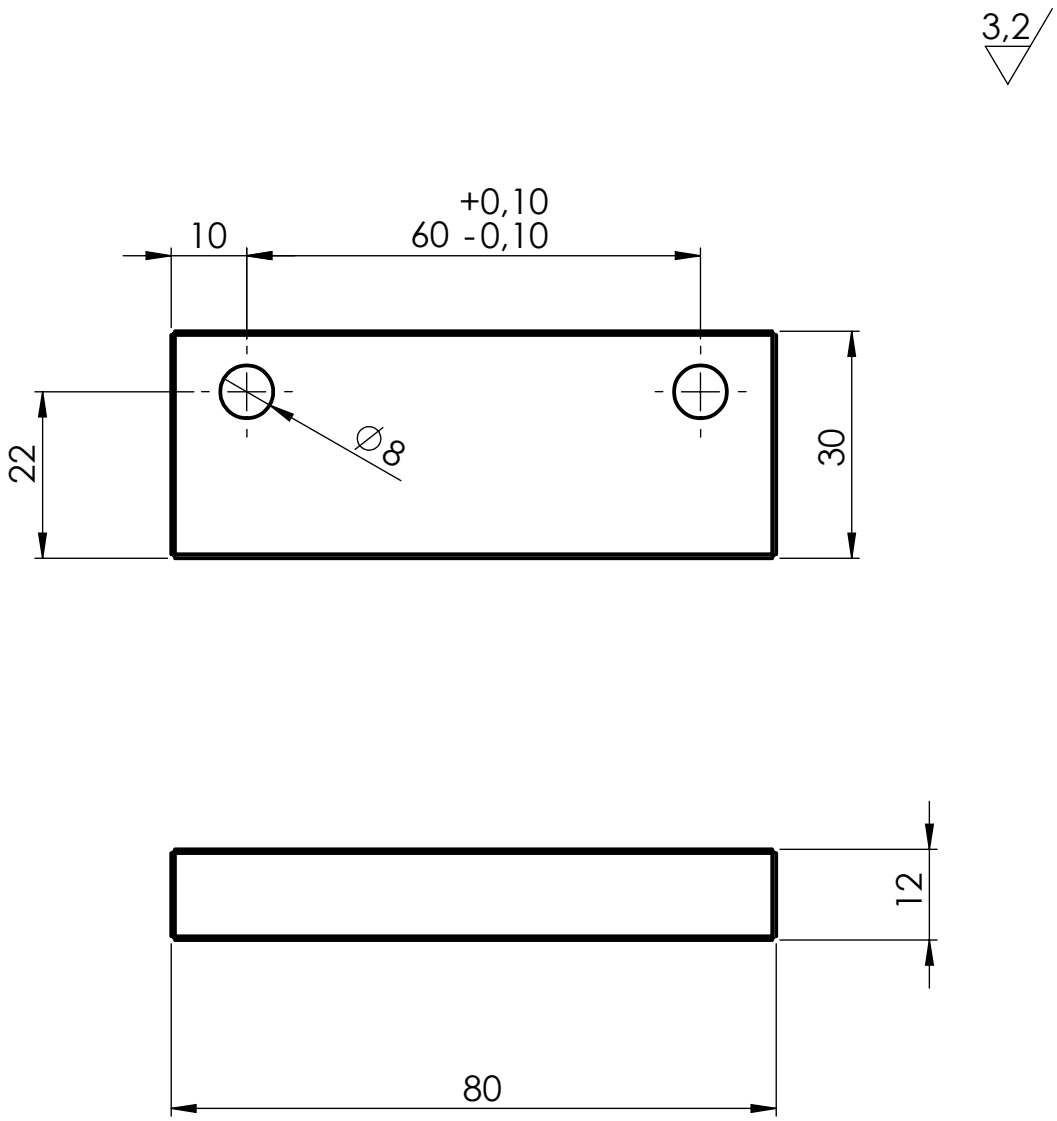
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,2 X45°

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 3
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	CHAVETA DIN 6885 8x7x24			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-005



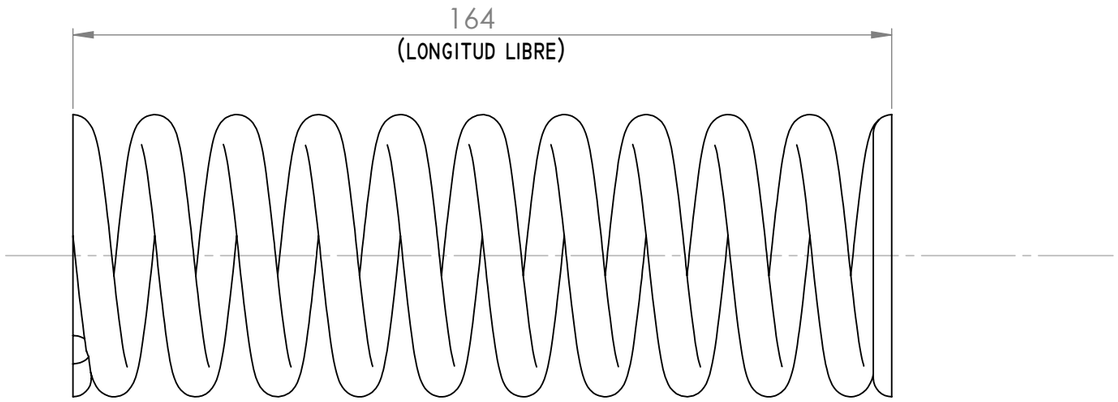
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,2 X45°

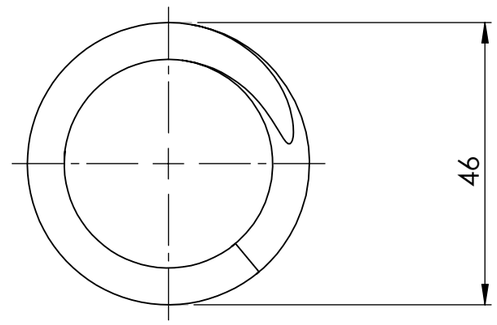
TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 1
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	CHAVETA DIN 6885 6X6X24			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-006

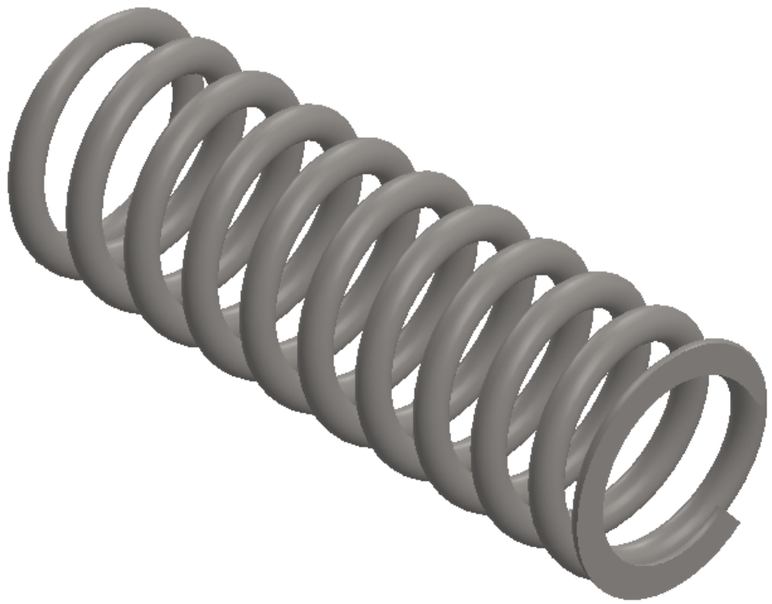


ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 12
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	PLACA APOYO			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0007







d [MM]	6
K [KGF/CM]	20,25
ESPIRAS ACTIVAS	10
ESPIRAS TOTALES	12
PASO	15,2
TERMINACIÓN EXTREMOS	A ESCUADRA Y RECTIFICADOS

TOLERANCIAS GENERALES

LONGITUDES:

0,5 A 6= ± 0,1
6 A 30 = ± 0,15
30 A 120= ± 0,2
120 A 315 =± 0,3
315 A 1000 = ± 0,5
1000 A 2000=± 0,8

ANGULARES:
DIN 7168 MEDIO

PROYECTÓ		A. BARRERA
DIBUJÓ		A. BARRERA
REVISÓ		
APROBÓ		

FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES

CANT. A FABRICAR = 6

ESCALA 1:1

FORMATO A3

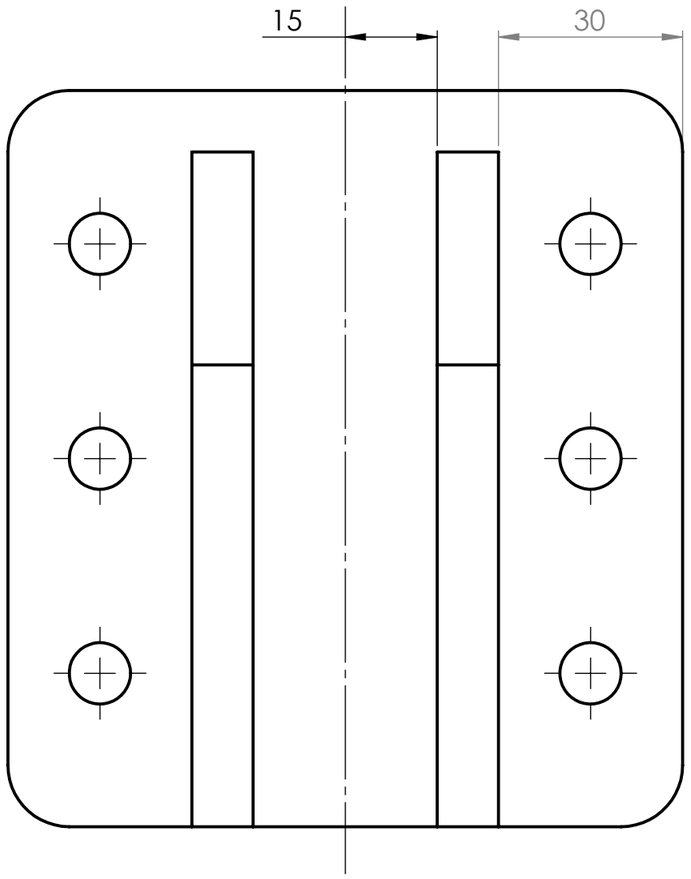
RESORTE COMPRESIÓN

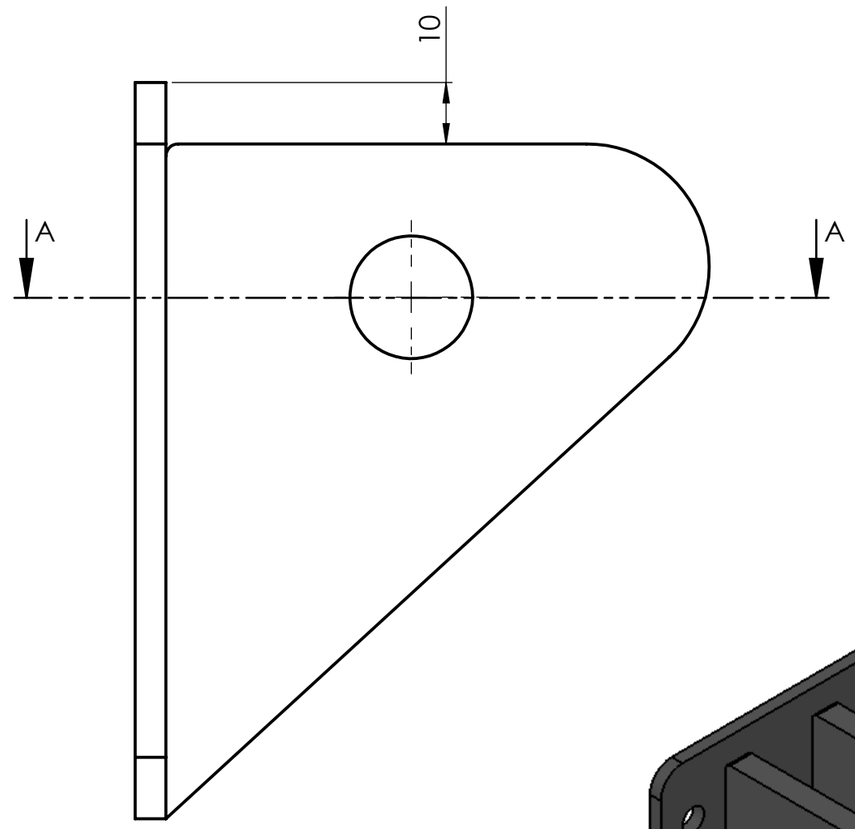
MATERIAL:
CUERDA DE PIANO
(AISI 1085)

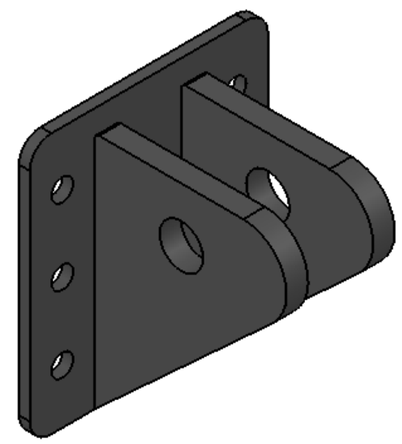
Nº DE PLANO DEL CLIENTE

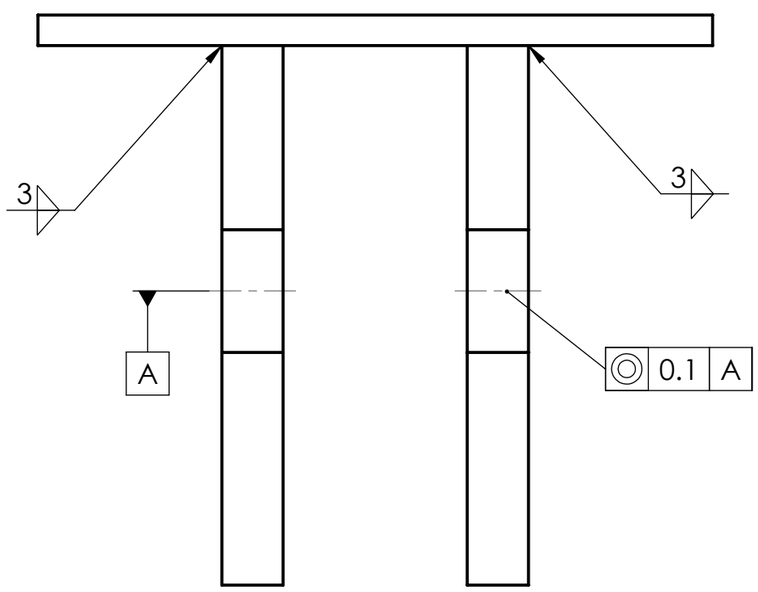
Nº DE PLANO TP-008

PÁG.





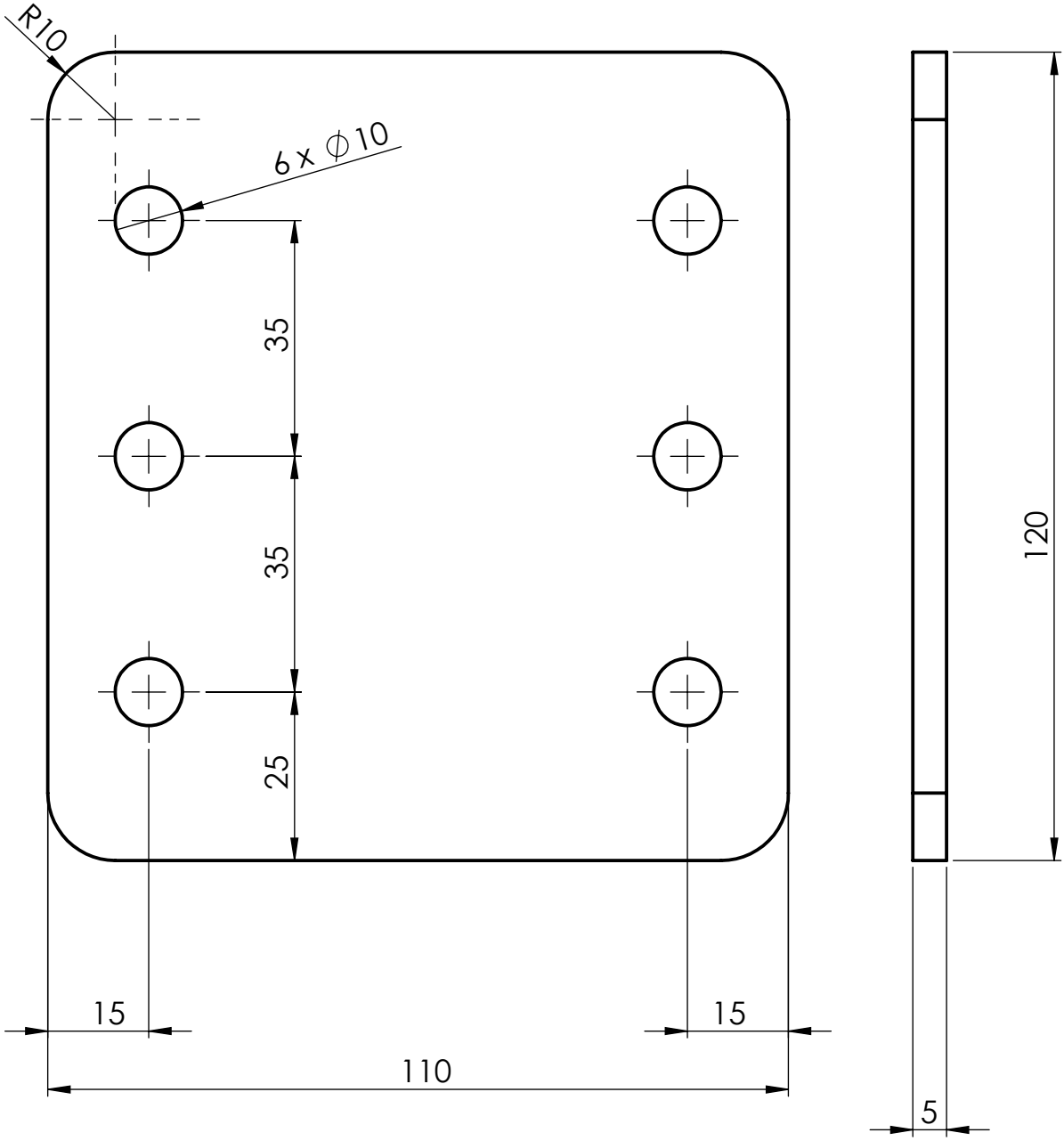




SECCIÓN A-A

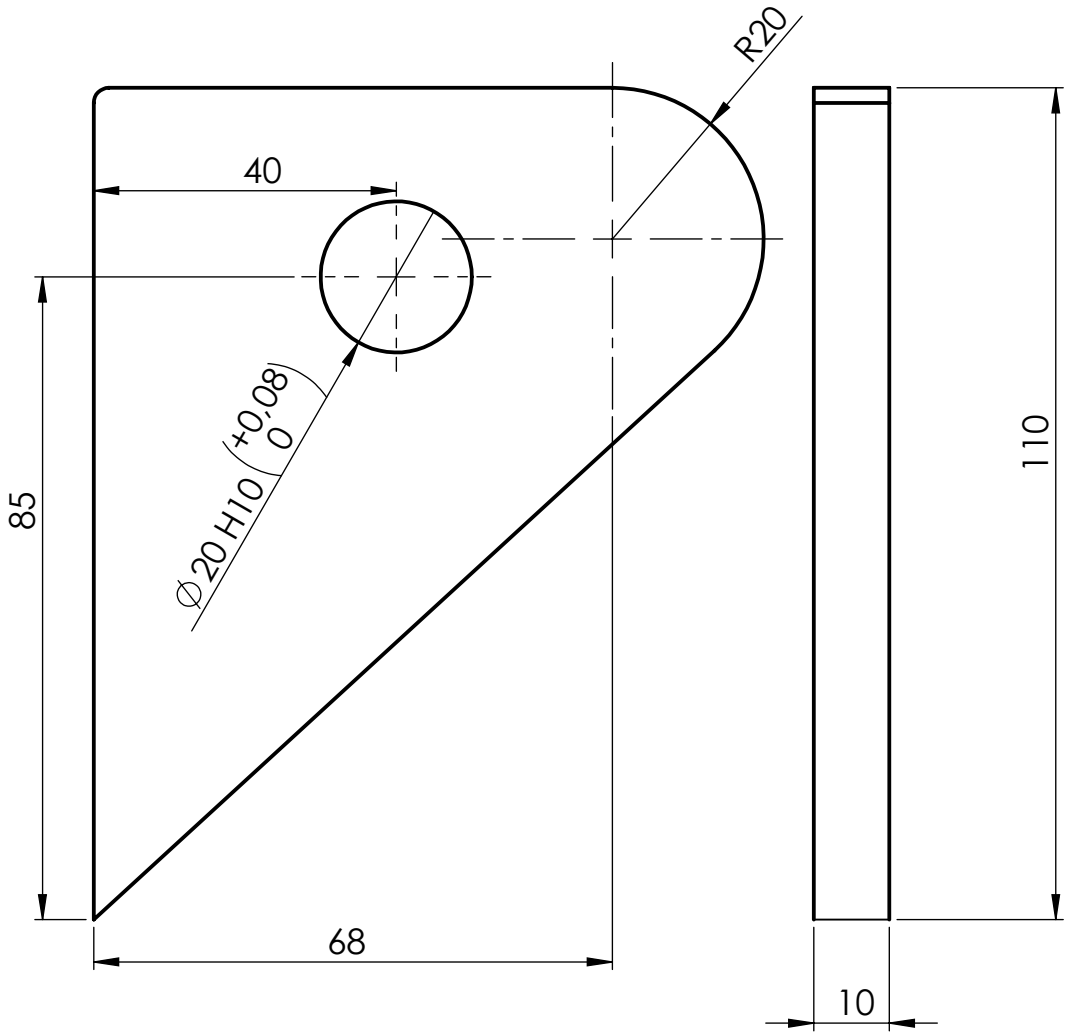
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 6
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
	REVISÓ				
LONGITUDES:	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	SOPORTE PARED			MATERIAL: ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	FORMATO A3				Nº DE PLANO DEL CLIENTE
					Nº DE PLANO TP-0010 — PÁG.



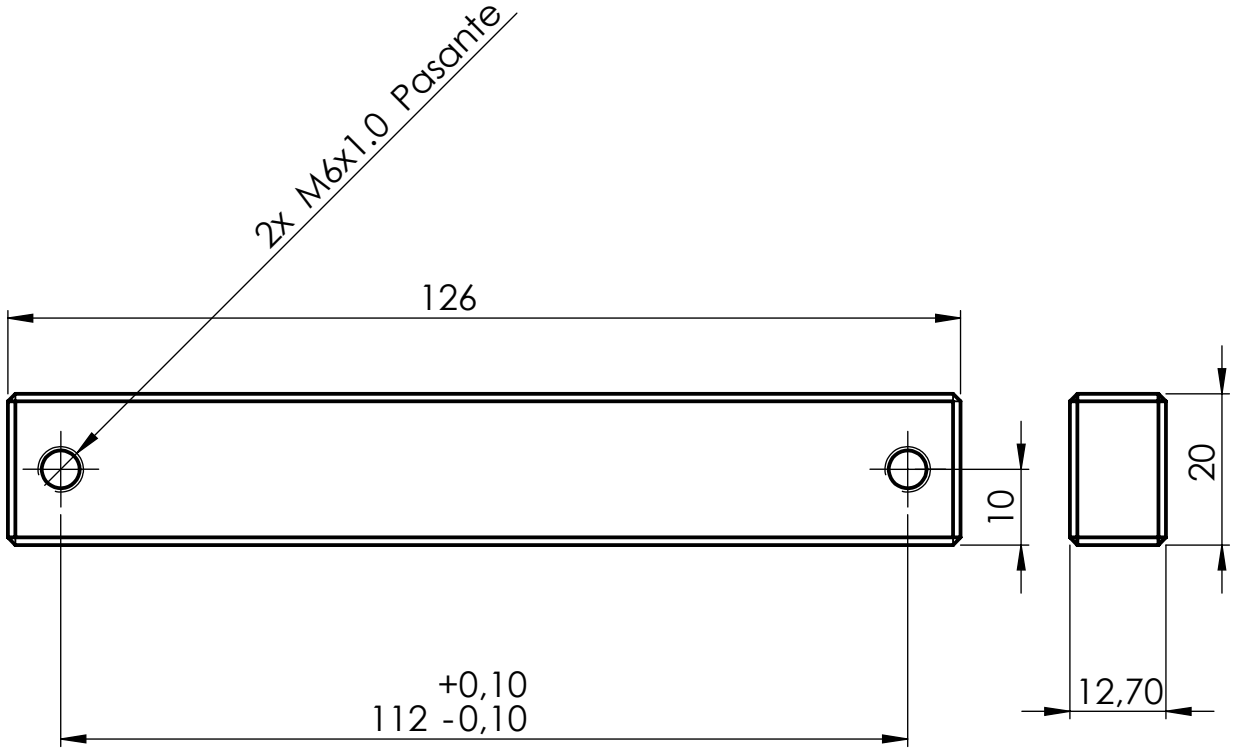
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 6
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	PLACA A SOPORTE PARED			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	FORMATO A3				Nº DE PLANO TP-0011



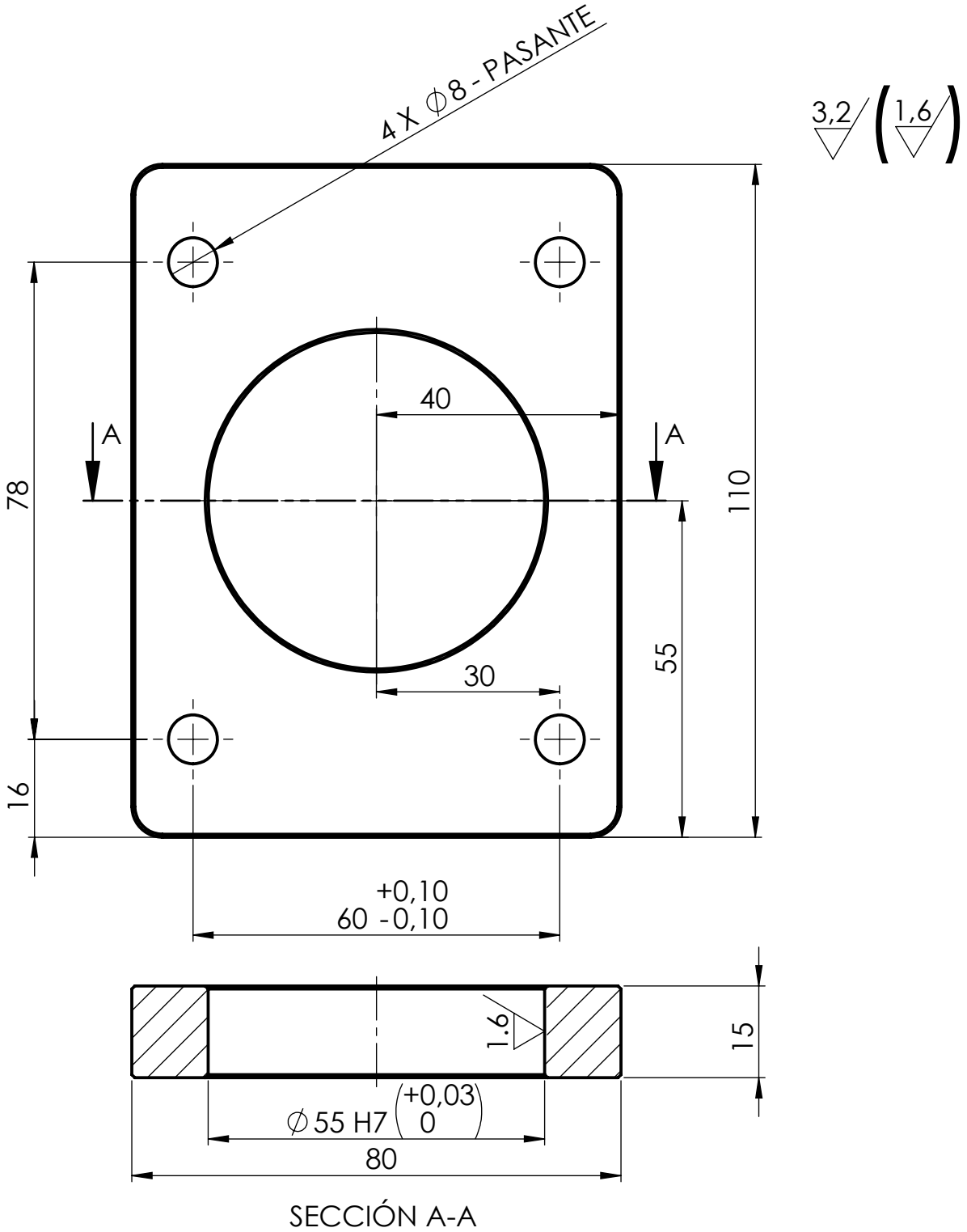
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 12
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	PLACA B SOPORTE PARED			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0012



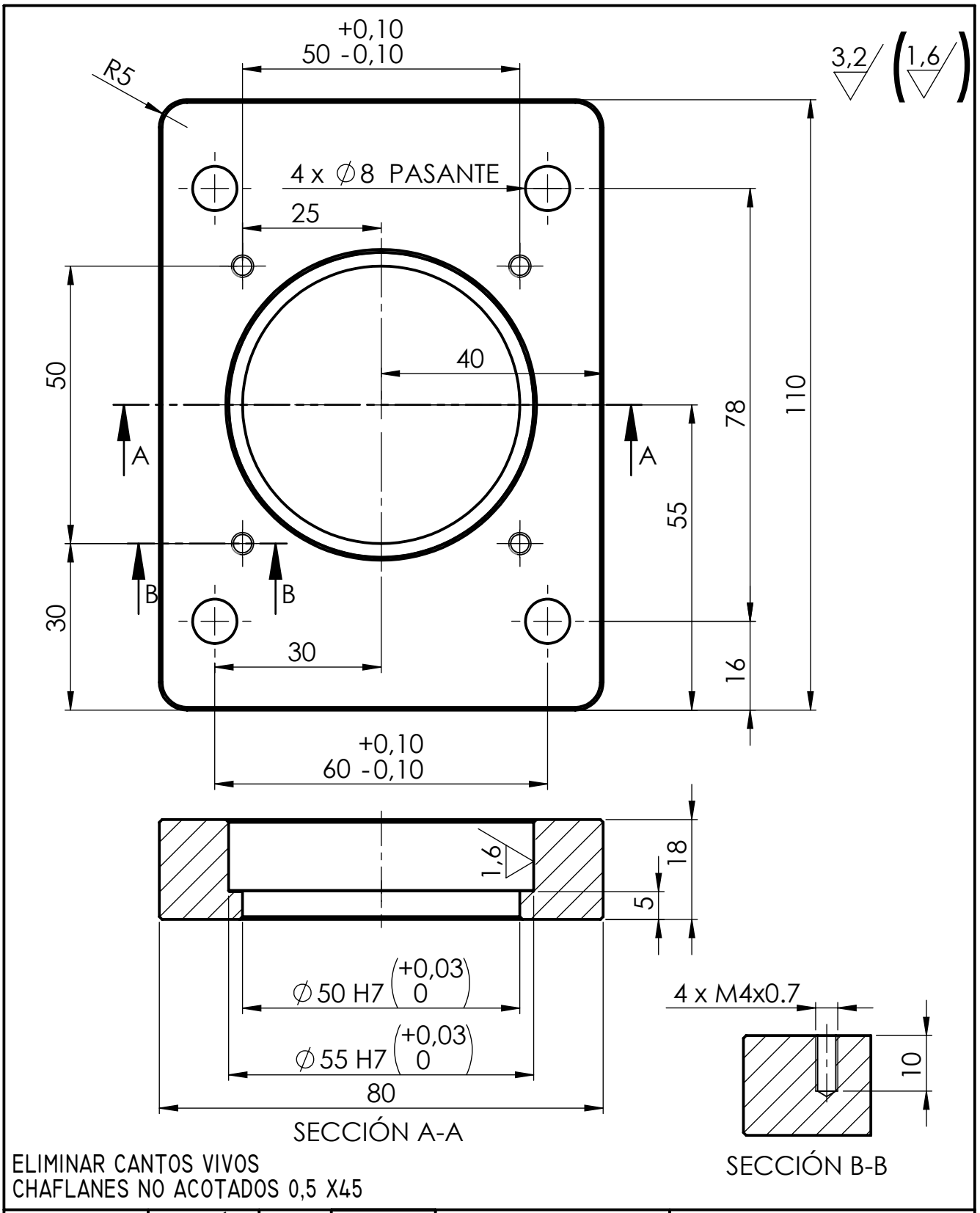
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5X45º

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 3
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	PLANCHUELA ROSCADA			MATERIAL PLANCHUELA 1/2"
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0013



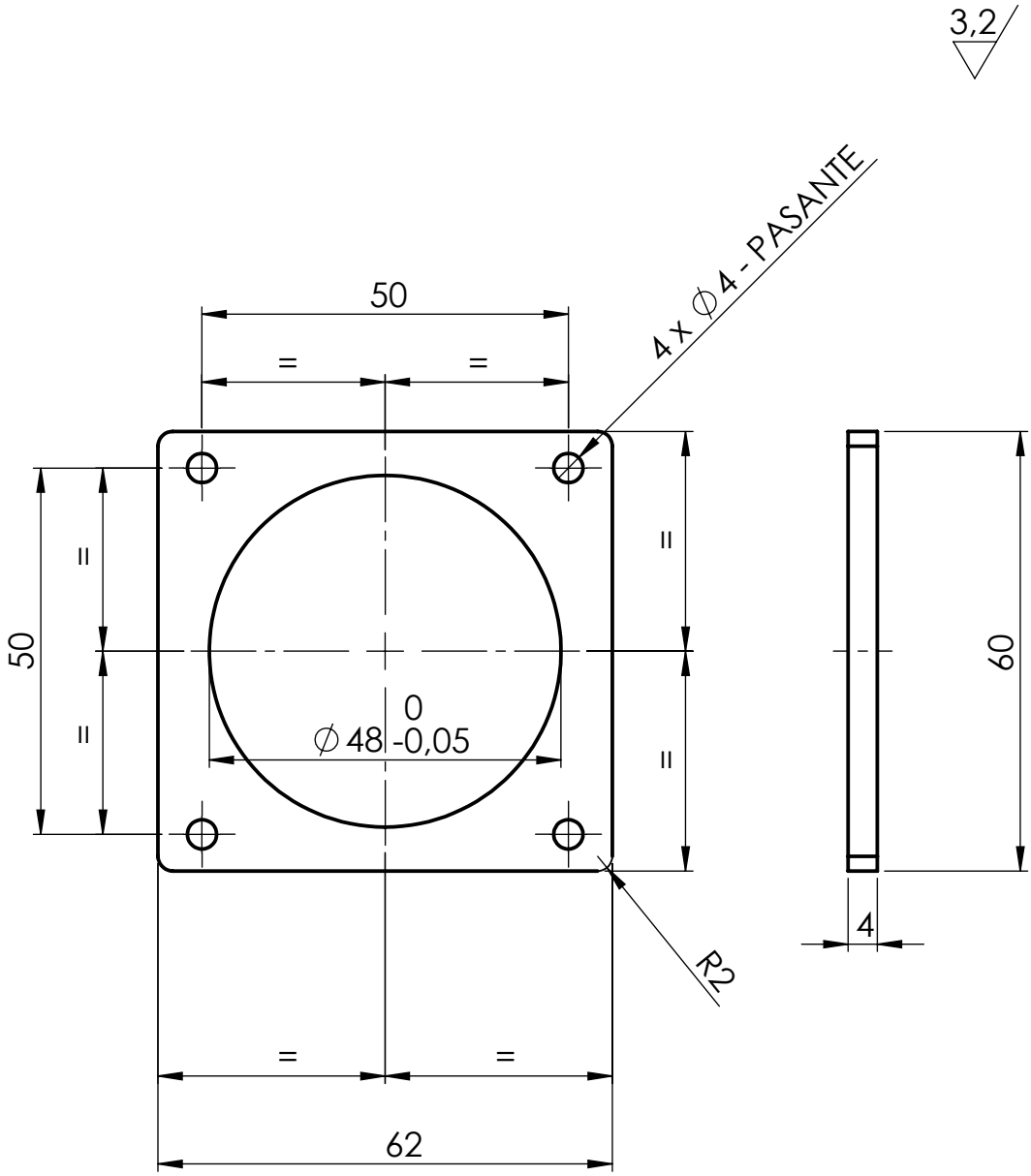
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES LONGITUDES: 0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8 ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	CANT. A FABRICAR = 3
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
	REVISÓ				
	APROBÓ				
	ESCALA 1:1	ALOJAMIENTO RODAMIENTO SUPERIOR			MATERIAL ACERO SAE 1020
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0014



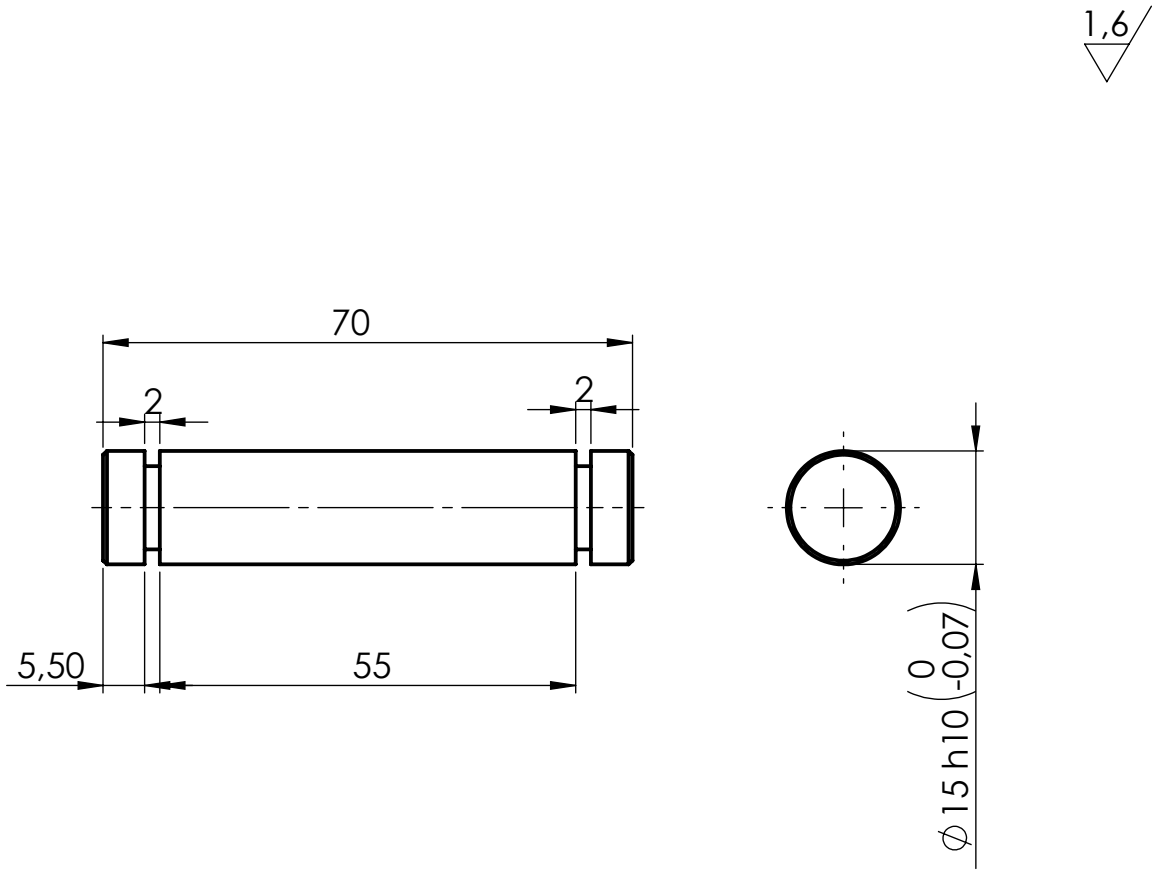
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 3
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	ALOJAMIENTO RODAMIENTO INFERIOR			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0015



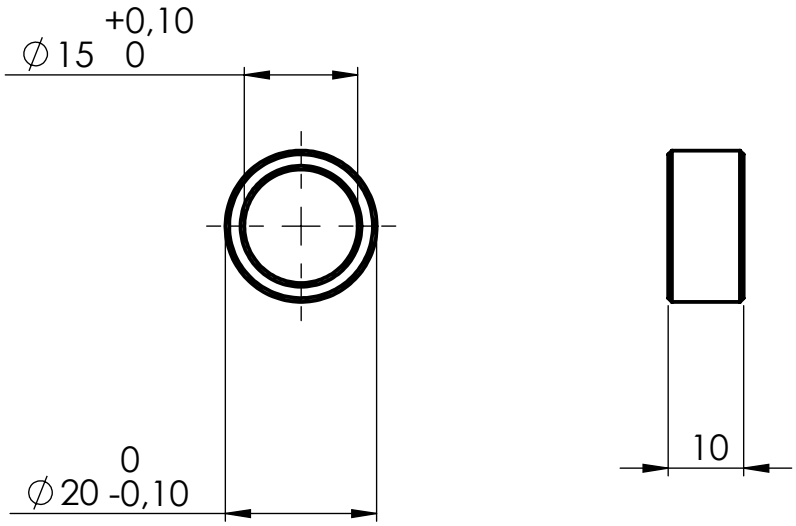
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 3
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	TAPA RODAMIENTO INFERIOR			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0016



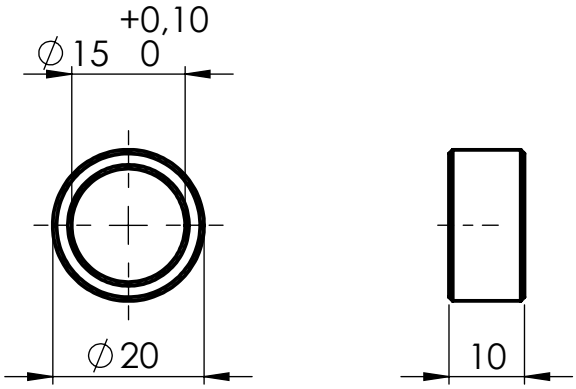
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 6
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	EJE PIVOT			MATERIAL ACERO SAE 1045
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0017



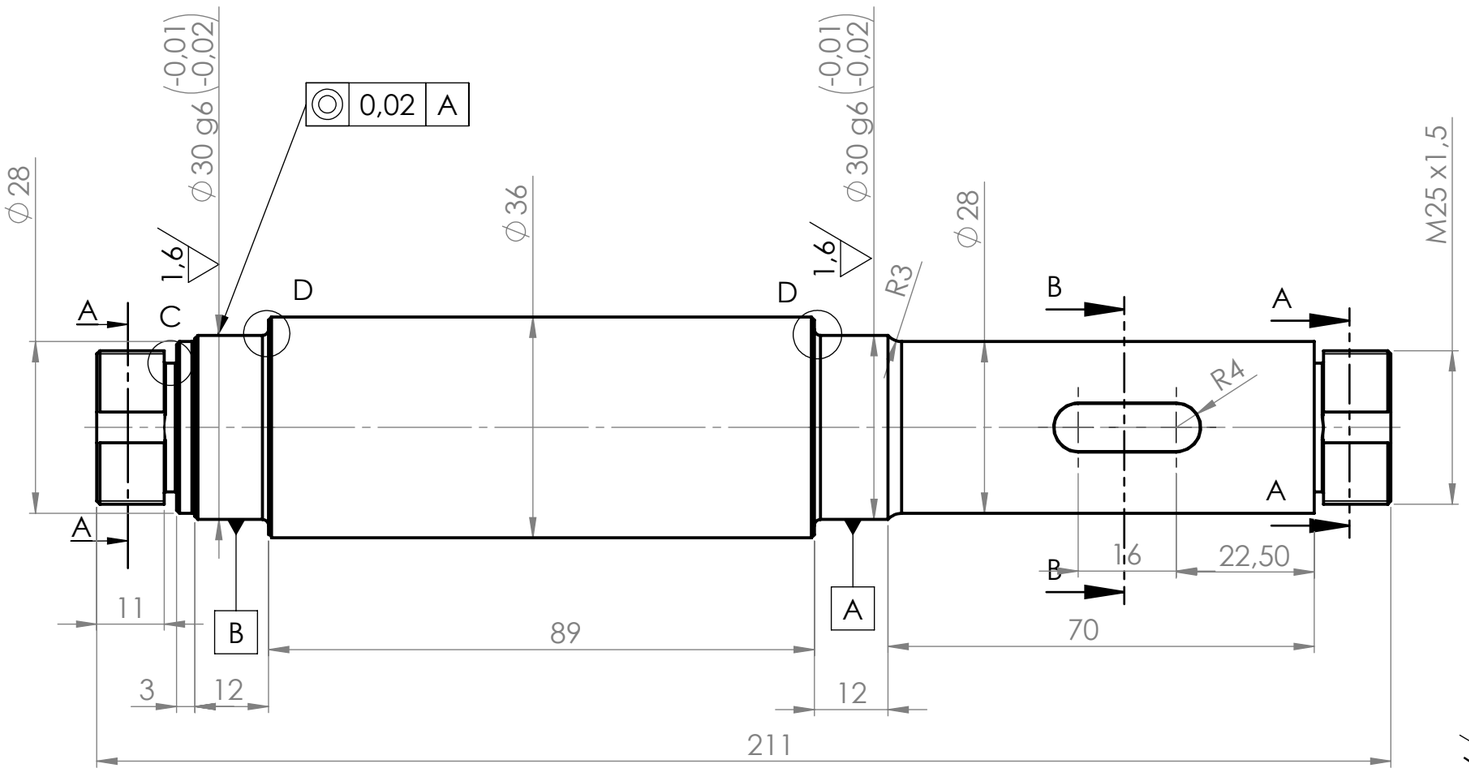
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

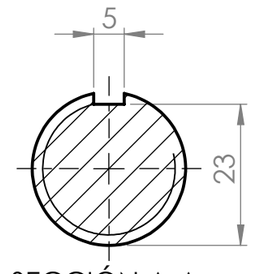
TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 24
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
	APROBÓ				
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	BUJE EJE PIVOT			MATERIAL LATÓN
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0018



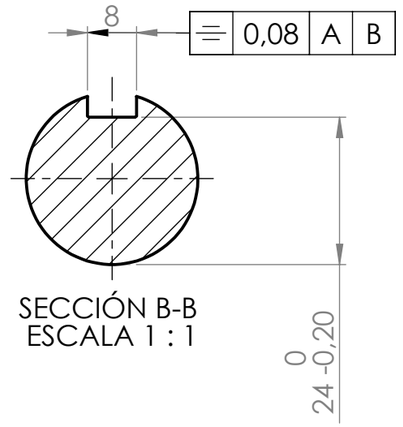
ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 12
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	ARANDELA EJE PIVOT			MATERIAL LATÓN
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					
	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0019

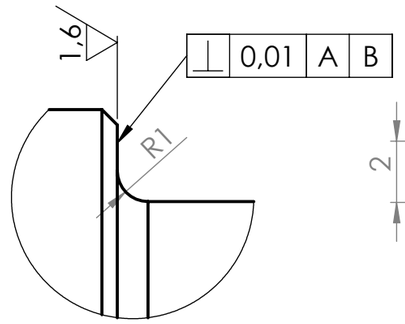




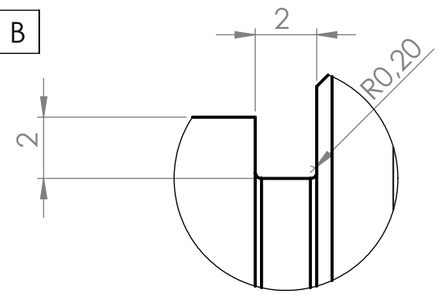
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



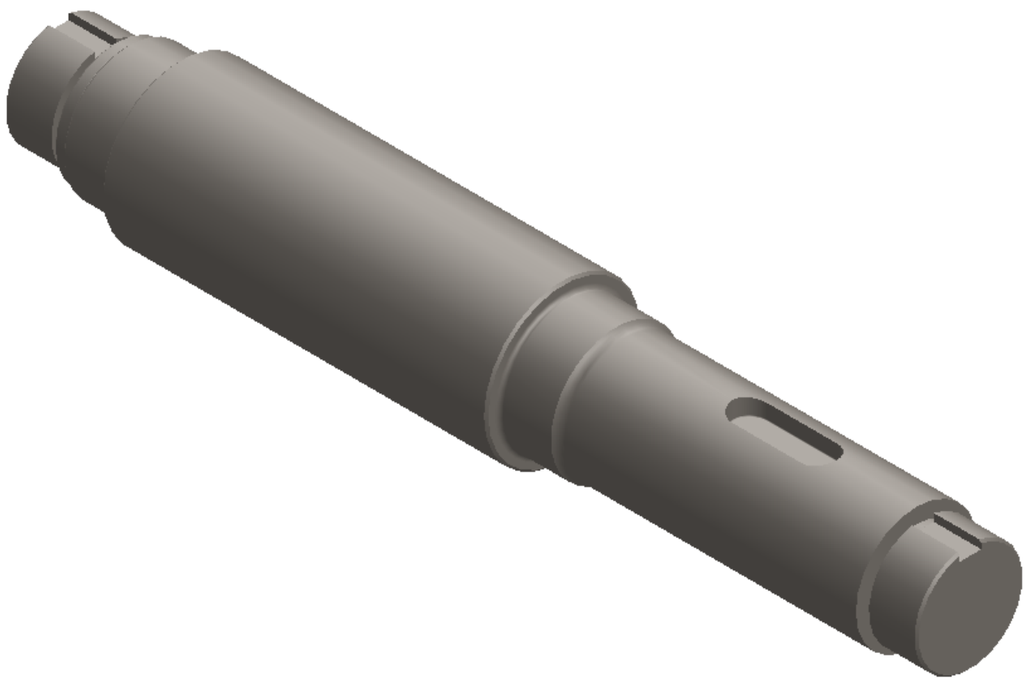
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1



DETALLE D
ESCALA 5 : 1



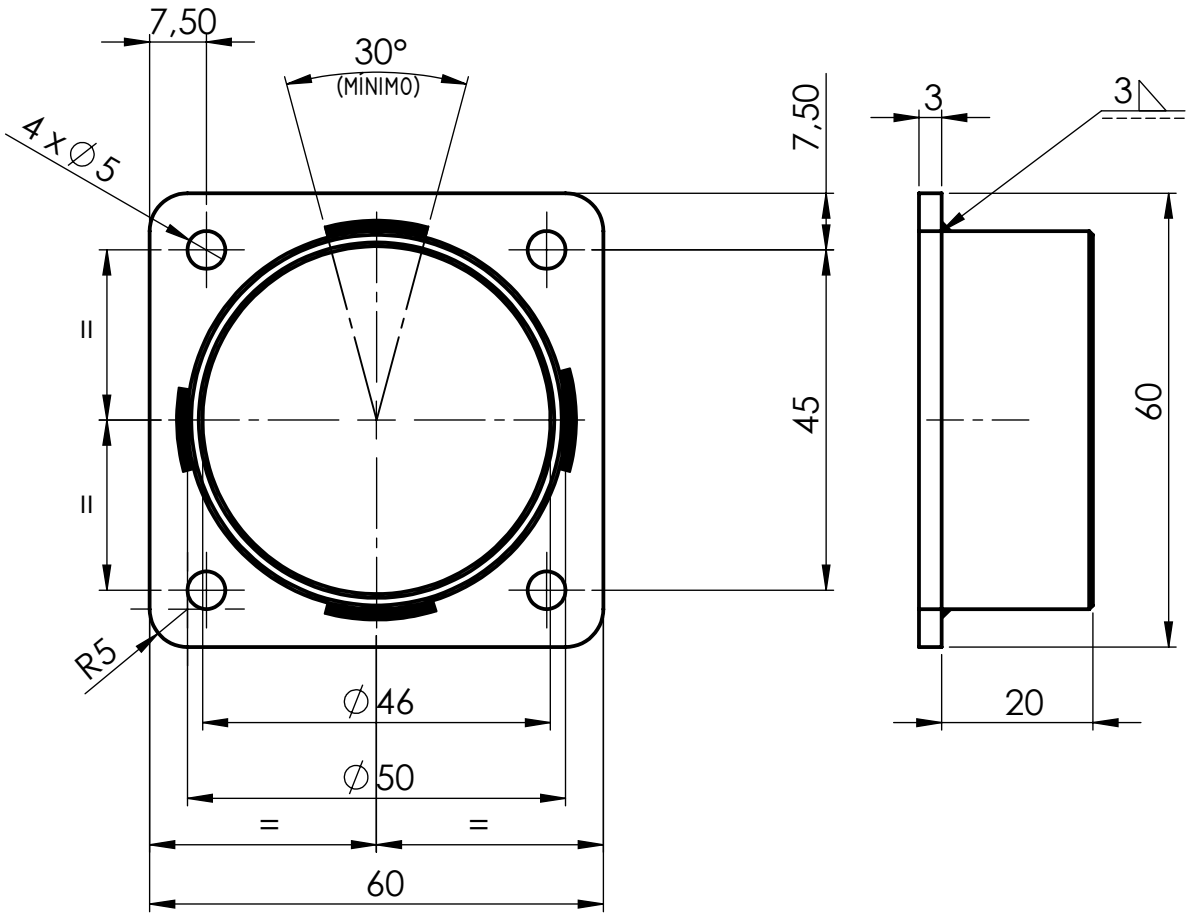
DETALLE C
ESCALA 5 : 1



NOTAS:

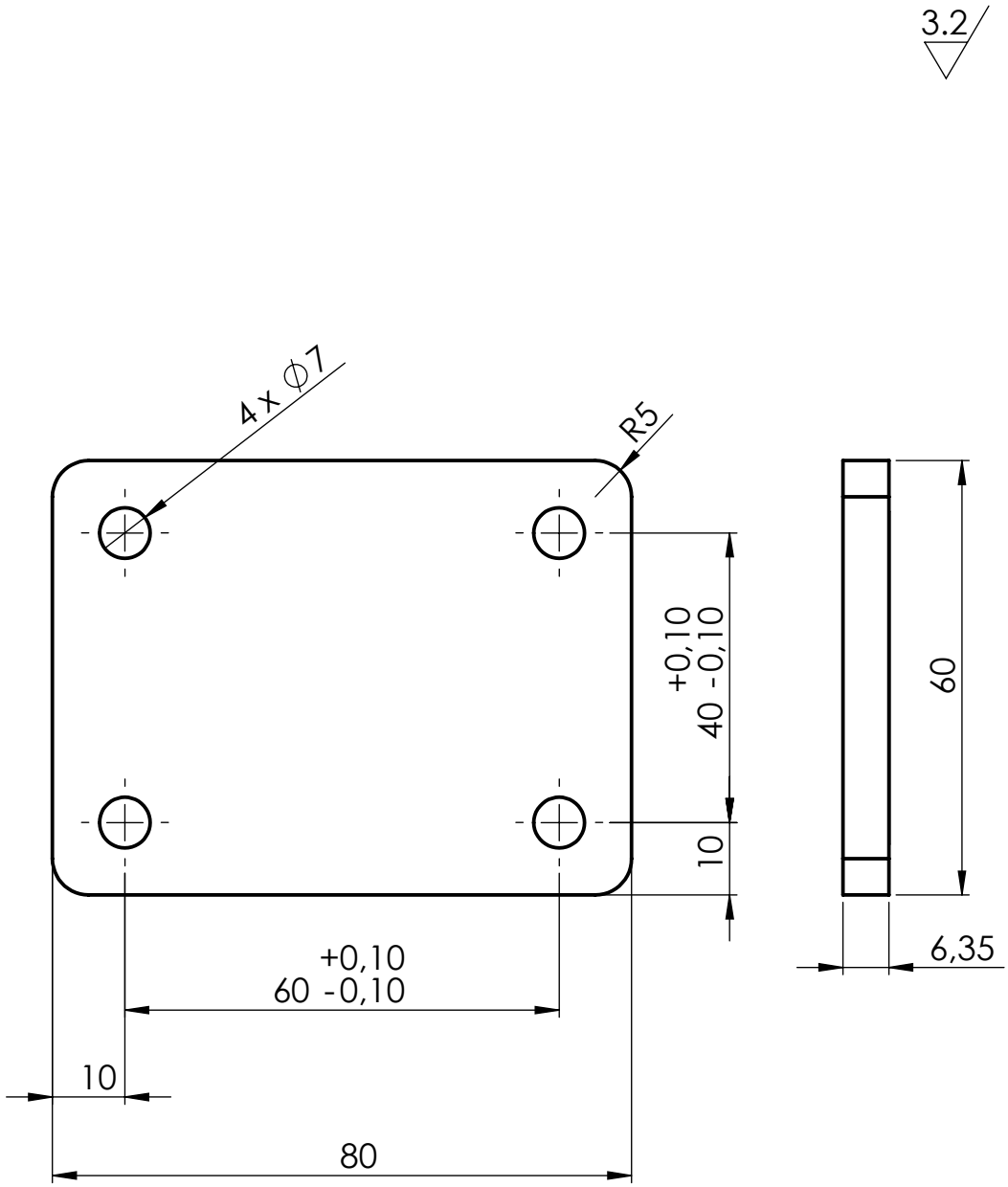
- ELIMINAR CANTOS VIVOS
  CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5 X45
- SALIDA DE ROSCA SEGÚN DETALLE C.
- APOYO DEL RODAMIENTO SEGÚN DETALLE D.

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 2
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	EJE CONDUCIDO			MATERIAL: ACERO SAE 1045
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO					Nº DE PLANO DEL CLIENTE
	FORMATO A3				Nº DE PLANO TP-0021 PÁG.



ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5X45º

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 6
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
	APROBÓ				
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	PLACA RESORTE APOYO PARED			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0022



ELIMINAR CANTOS VIVOS
CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5X45º

TOLERANCIAS GENERALES	PROYECTÓ		A. BARRERA	FACULTAD DE INGENIERÍA	CANT. A FABRICAR = 6
	DIBUJÓ		A. BARRERA		
LONGITUDES:	REVISÓ				
	APROBÓ			UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES	
0,5 A 6= ± 0,1 6 A 30 = ± 0,15 30 A 120= ± 0,2 120 A 315 =± 0,3 315 A 1000 = ± 0,5 1000 A 2000=± 0,8	ESCALA 1:1	PLACA REGULADOR RESORTE			MATERIAL ACERO SAE 1020
ANGULARES: DIN 7168 MEDIO	FORMATO A4				Nº DE PLANO TP-0023