



Freno de accionamiento centrífugo para cabezal de bombeo PCP

Departamento de Ingeniería Mecánica

Proyecto final de carrera

Alumnos:

Rabsiun Aramburu, Carlos Esteban
Ratti, Emiliano Rafael

Tutor:

Ing. Nicolás Pontelli

Julio 2015

Freno de accionamiento centrífugo para cabezal de bombeo PCP

Abstract

El trabajo tiene como objetivo el diseño en detalle de un freno centrífugo para cabezal de bombeo de petróleo mediante bomba de cavidades progresivas (PCP) perteneciente a la compañía PCP Oil Tools. El mismo debe accionarse ante una falla, controlando el backspin del sistema de bombeo, utilizando para el frenado la fuerza centrífuga que genera la rotación del vástago, y no debe activarse en el sentido de rotación de trabajo. Se realizó un modelo dinámico, mediante un programa de cálculo, para estudiar la interacción entre el pozo y el freno, optimizando el diseño para una bomba en particular (PCM 60E2400). El diseño propuesto parte de la idea tambor-zapata, donde el elemento rotativo es el conjunto de las zapatas. Los requisitos solicitados por PCP Oil tools fueron alcanzados, y en el presente informe se incluyen el modelado del pozo, la memoria de diseño detallada y los planos para la fabricación del freno.

Índice

Abstract	1
Índice	2
Nomenclatura	4
1. Introducción	5
1.1. Historia	5
1.2. Principio de funcionamiento	5
1.3. Instalación	6
2. Objetivo	8
2.1. Problema	8
2.2. Solución	8
3. Método	10
3.1. Modelo freno centrífugo	10
3.1.1. Análisis distribución de presión	10
3.1.2. Modelado torque de frenado	12
3.2. Modelado de vaciado de pozo	15
3.2.1. Seized Pump	16
3.2.2. Normal Shutdown	18
4. Simulación y optimización del diseño	20
4.1. Comportamiento del freno	20
4.2. Comportamiento del pozo	22
4.2.1. Comportamiento de pozo con freno acoplado	25
5. Memoria de diseño y cálculo	30
5.1. Zapata	31
5.2. Eje	34
5.3. Disco y tope inferior	37
5.4. Soporte axial	39
5.5. Tambor y tapa	41
6. Conclusiones	44
6.1. Trabajo futuro	44

Referencias	46
A. Parámetros freno	A.I
A.1. Masa de zapata	A.III
A.2. Ancho de zapata	A.IV
A.3. Radio tambor	A.V
A.4. Radio del centro de gravedad	A.VI
A.5. Constante del resorte	A.VII
A.6. Distancia centro de rotación - pivote	A.VIII
A.7. Distancia centro de gravedad - pivote	A.IX
A.8. Distancia resorte - pivote	A.X
A.9. Deflexión estática	A.XI
A.10. Deflexión máxima	A.XII
A.11. Ángulo de contacto	A.XIII
A.12. Coeficiente de Roce	A.XIV
B. Códigos Matlab	B.I
B.1. Modo de falla Seized Pump	B.I
B.2. Modo de falla Normal Shutdown	B.III
B.3. Torque de frenado	B.VI
C. Planos	C.I

Nomenclatura

a	Distancia entre pivote y centro de rotación
PCP	Bomba de cavidades progresivas
A_{tub}	Sección anular del tubing
c	Distancia entre punto de aplicación de fuerza elástica y el pivote
CG	Centro de gravedad
d	Distancia entre centro de gravedad y pivote
δ_{max}	Distancia entre zapata y tambor
dN	Diferencial de fuerza normal
δ_s	Deflexión estática
$d\theta$	Diferencial de arco de superficie de contacto
δ_{tot}	Deflexión total
F_c	Fuerza centrífuga
F_e	Fuerza elástica
G	Módulo de corte
G_{thyd}	Gradiente de torque hidráulico
h_{pozo}	Profundidad del pozo
I_{bot}	Momento de inercia mitad inferior
I_{top}	Momento de inercia mitad superior
J	Momento de inercia polar
k	Constante elástica resorte
L_{fluid}	Nivel de columna de fluido
L	Largo de las varillas
M_{Fc}	Momento fuerza centrífuga
M_{Fe}	Momento fuerza elástica
m	Masa zapata
μ	Coefficiente de roce dinámico
θ_{bot}	Vueltas giradas en la bomba
$\theta_{shutdown}$	Torque inicial acumulado en las varillas
θ_{top}	Vueltas giradas en el cabezal
p	Presión en diferencial de área dado
R_{cg}	Posición de centro de gravedad en contacto con el tambor
r	Radio tambor

smg	Sumergencia
τ_{acbot}	Torque neto en la mitad inferior
τ_{acctop}	Torque neto en la mitad superior
τ_{BSR}	Torque de Frenado
τ_{ds}	Torque de torsión en varillas
τ_f	Torque resistivo de fricción en cabezal
τ_{hyd}	Torque hidráulico
τ_{drive}	Torque motriz
τ_{pf}	Torque de fricción en la bomba
$\tau_{shutdown}$	Torque inicial acumulado en las varillas
V_p	Desplazamiento volumétrico de la bomba
ω	Velocidad angular
ω_{in}	Velocidad angular de inicio de frenado
w	Ancho zapata

1. Introducción

1.1. Historia

El crecimiento de la economía petrolera del último siglo generó la necesidad de mejorar la eficiencia en la maquinaria de perforación y producción de petróleo. Este proceso llevó a la invención de nuevas tecnologías de bombeo; tal es el caso de la bomba de cavidades progresivas (PCP: Progressive Cavity Pump).

Mr René Moineau buscaba realizar un compresor de alta eficiencia para graduarse de doctor en la facultad de ciencia en la universidad de París. En su tesis final presenta un trabajo sobre “Las nuevas formas de confinar el fluido”. Esto llevó a su primer patente en el año 1930, un nuevo sistema que podía ser usado como motor, dispositivo de transmisión o como bomba. Para 1948 había mejorado el sistema para lograr un mayor caudal en caso de ser necesario, basado en el mismo principio pero aumentando la cantidad de cavidades. Este tipo de bomba mostró una gran capacidad al momento de transportar elementos espesos sin deteriorarse. Fue así como muchas industrias tales como alimentos, minería, textiles y otras hicieron uso de este producto como una bomba de superficie. Fue en la década del 50’ cuando “el principio Moineau” se utilizó por primera vez en la industria petrolera como motor, utilizando fluido a alta presión para generar trabajo mecánico, y así conducir las barrenas de perforación al fondo del pozo.

Hacia 1957 un estudio en Rusia mostró la oportunidad de utilizar este tipo de bomba para la producción de petróleo pesado, siendo bombeado del reservorio hasta la superficie. Fue así que para el año 1985 se aplicó por primera vez un sistema que, movido desde la superficie, lograba bombear el petróleo hasta la superficie, con la bomba ubicada en las profundidades del pozo, técnica utilizada en gran escala en la actualidad. Posteriormente se conoció este sistema como “bomba de cavidades progresivas” (Progressive Cavity Pump o PCP), demostrando mayor eficiencia para transportar el producto compuesto de petróleo, agua, arena, barros y gas desde el fondo del pozo a la superficie [1].

1.2. Principio de funcionamiento

El mecanismo de bombeo por cavidades progresivas está compuesto por un estator y rotor no concéntricos. La diferencia entre la geometría de ambos genera una serie de cavidades que, al momento de girar el rotor, se desplazan axialmente desde el fondo del estator (succión), hasta la parte superior del mismo. De esta forma, el fluido confinado es conducido de forma continua [Fig. 1].



Figura 1: Ciclo de bomba de cavidades progresivas [2]

La geometría helicoidal de ambas partes y la excentricidad de las mismas generan sitios donde el fluido se encuentra alojado [Fig. 2]. Al girar una vuelta completa el rotor, dicha cavidad se desplaza, dependiendo el paso, una distancia determinada. Así, es posible mover el fluido de un lugar a otro mientras el rotor se encuentre rotando constantemente.

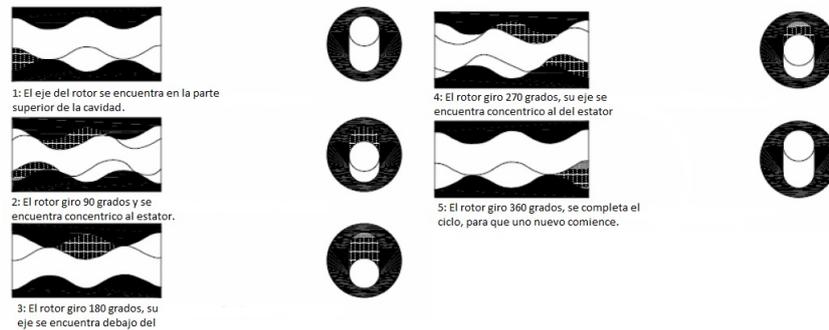


Figura 2: Ciclo de bomba PCP [2]

Es menester destacar la necesidad de que exista interferencia entre el rotor y estator, para evitar que el fluido se filtre aguas abajo. Cuanto mayor es la interferencia, mayor es la presión que resiste la bomba (se puede levantar una columna mayor de fluido), debido a que cada cavidad resiste una presión diferencial mayor [Fig. 3]. Es por esto que el material del estator es un elastómero que deforma elásticamente al entrar en contacto con el rotor, quedando así selladas las diferentes etapas de la bomba[2].

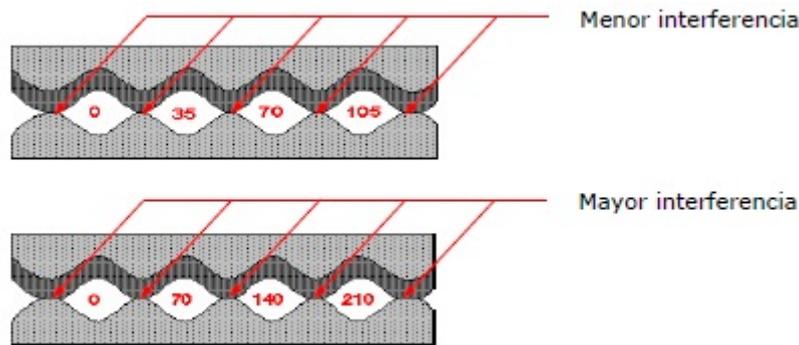


Figura 3: Diferencial de presión debido a interferencia [2].

1.3. Instalación

La instalación necesaria para extraer el petróleo mediante las bombas mencionadas anteriormente, consiste en una instalación de superficie (el cabezal), donde se entrega la fuerza motriz, y la conexión mediante varillas hacia la profundidad del yacimiento, lugar donde se encuentra la bomba. A continuación detallaremos los elementos de la instalación de mayor interés.

El cabezal está compuesto por el motor, el sistema de transmisión y el vástago. Mediante el sistema de transmisión, el movimiento rotacional del motor eléctrico dota de movimiento al vástago, con una relación reductora típicamente entre 4:1 y 6:1. Dicho vástago estará conectado a las varillas. Estas últimas son las encargadas de transferir el movimiento desde la superficie, a lo largo de todo el pozo hasta la bomba. Las varillas se encuentran en la cañería de producción (tubing), formando un volumen de sección anular por el cual ascenderá el petróleo al ser bombeado hacia la superficie [Fig. 4].

Esta es la configuración básica de cualquier pozo de producción de petróleo mediante el método de bombeo de cavidades progresivas. Un pozo de petróleo con instalación PCP se encuentra a una profundidad promedio de 2 kilómetros.

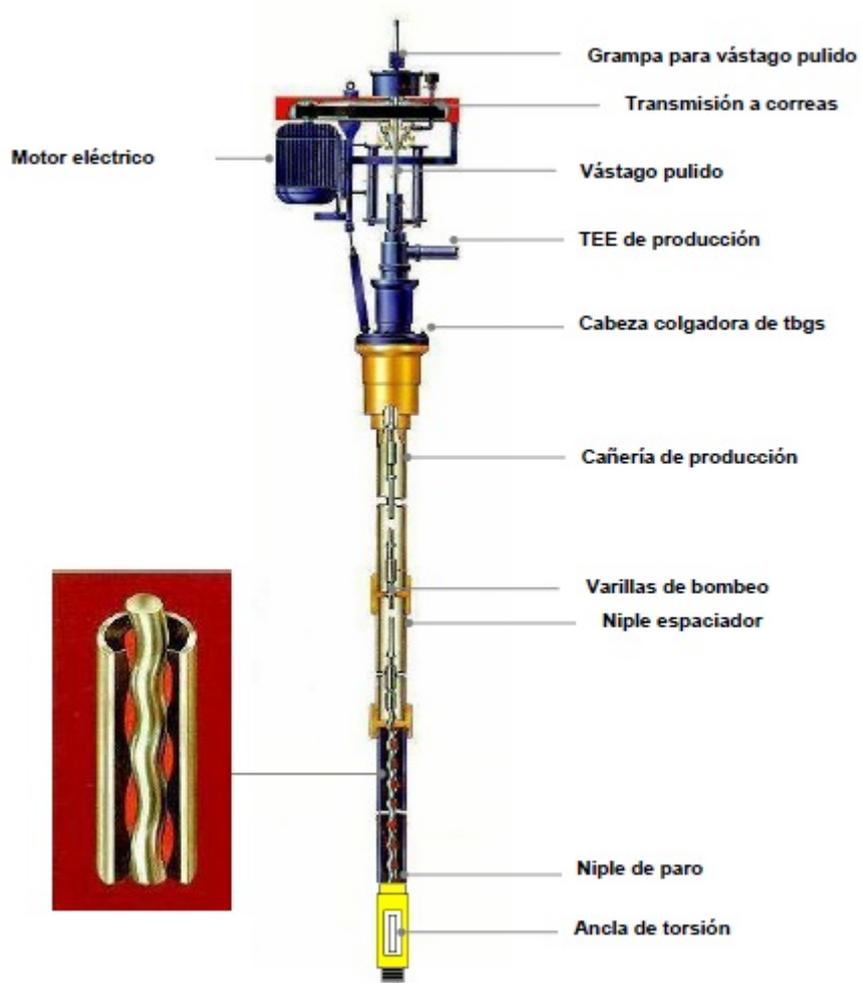


Figura 4: Instalación típica pozo de producción [2]

2. Objetivo

A continuación, se presenta un problema existente en estas instalaciones, a saber, frenar el backspin que ocurre ante una falla del sistema, y la solución pensada para el mismo: un freno accionado por fuerza centrífuga. Si bien este es un problema común a toda instalación de bombeo PCP, y que puede ser abordado desde distintas aristas, el proyecto de desarrollar un freno centrífugo con este fin fue acercado por PCP Oil Tools, una empresa argentina líder en el rubro y dedicada a la venta, instalación y provisión de servicios postventa de equipamiento para extracción artificial de petróleo por sistema PCP.

2.1. Problema

El movimiento del motor es transmitido a las varillas, y por medio de estas a la bomba, por lo que se acumula energía potencial elástica en la varillas debido a su torsión. El torque entregado por la bomba al fluido más la fricción intrínseca de la bomba, genera que entre el cabezal y la bomba (a lo largo de la extensión de varillas) exista una diferencia de ángulo girado. En el caso en el que el motor deje de funcionar, es decir, no se aplica torque al sistema, esta energía potencial de torsión genera una rotación en sentido contrario al de trabajo (backspin) y con velocidades angulares muy superiores a las de trabajo.

Al fenómeno anteriormente detallado, se suma otra situación con similares consecuencias. Como la presión a la salida de la bomba es elevada (debido a la altura de la columna de fluido hasta superficie), al dejar de aplicar torque a las varillas, el sistema rotará en sentido contrario al de trabajo con el fin de relevar la presión acumulada, actuando la misma como un motor hidráulico (ver “1.1 Historia”) que aplica un torque en sentido contrario a la sarta de varillas, desde el extremo inferior.

El backspin, producido por ambas fuentes de acumulación de energía, cuando no es controlado genera grandes fuerzas inerciales, debido a que estas son proporcionales al cuadrado de la velocidad, fenómeno que puede causar la rotura de los mecanismos actuantes en la instalación del pozo de producción, la desintegración de las poleas o someter a una situación de alto riesgo al personal de servicio. Existen dos situaciones en las cuales se hacen presentes los fenómenos explicados. El primero de ellos es lo que denominamos “Seized Pump”, que radica en la imposibilidad de rotación de la bomba en el caso de que se traben el rotor respecto al estator. Aquí se observa que al estar imposibilitada la rotación de la bomba, la misma no puede funcionar como motor hidráulico, por lo tanto el único torque actuante es el que devuelve la energía potencial acumulado en las varillas. El segundo caso es el denominado “Normal Shutdown”, donde el motor deja de funcionar (como por ejemplo, por un corte en el suministro eléctrico), pero la bomba no se encuentra trabada. Por lo tanto, el pozo vacía la columna de petróleo en dirección al reservorio a través de la bomba. En este caso se superponen los dos fenómenos detallados: la bomba oficia de motor hidráulico, mientras que a su vez la varillas liberan su energía potencial elástica, entregando torque al sistema. Ambos torques actúan en sentido contrario al de trabajo, causa por la cual el evento de Normal Shutdown es considerado el evento crítico.

2.2. Solución

Es necesario idear una manera de controlar el backspin, logrando que el pozo pueda descargar su energía acumulada y detenerse, sin alcanzar valores críticos de velocidad angular que puedan dañar el sistema, pero evitando largos tiempos de frenado, para poder retomar la producción con celeridad. Es así que la idea de frenar el vástago es la solución más viable, factible y confiable. Esta consta en implementar un freno en el cabezal, el cual debe activarse cuando el sentido de giro es contrario al de trabajo.

Las primeras implementaciones constaban de un sistema básico de disco y caliper, donde el caliper era el encargado de generar la fuerza de fricción necesaria en el disco para lograr la detención controlada del mismo, mediante una reducción, como se aprecia en la Fig. 5. La forma de accionamiento del

caliper es mediante una bomba hidráulica, cuyo fluido a presión cierra las pastillas de freno abrazando el disco. El giro del eje acciona la bomba hidráulica que, proporcional a la velocidad, genera la presión necesaria para frenar el eje [Fig. 5].



Figura 5: Cabezal con sistema de freno de disco y caliper

Este mecanismo requiere de torques de frenado intermitentes para permitir que tanto el freno como el disco se refrigeren. Por esta razón, son necesarios largos tiempos de frenado. Por otro lado, someter al freno a dicha intermitencia genera un esfuerzo muy grande de las piezas, causando la eventual falla de alguna de las partes o la rotura de las mismas [3].

Una posible solución, ya desarrollada por PCP Oil Tools en conjunto con el ITBA [4], es utilizar un freno viscoso; otra opción es utilizar un freno centrífugo. A lo largo del presente informe, entonces, se analizará la posibilidad de implementar un freno accionado por fuerza centrífuga. Este será accionado por la velocidad de giro de Backspin e irá montado en el eje del motor, generando una fuerza centrífuga proporcional al cuadrado de la velocidad. Esta se aprovechará para incrementar la presión de un material de fricción rotativo contra un tambor fijo, disipando de esta manera la energía acumulada en el sistema.

La solución a implementar debe ser sencilla y robusta, para que el mantenimiento sea bajo y la estructura sea confiable. El diseño debe permitir un fácil armado y desarmado, y debe utilizar productos que se consigan en el mercado local. Además, debe ser acoplable al cabezal de bombeo desarrollado por PCP Oil Tools. La producción planificada es 5 unidades por mes.

3. Método

En esta sección se incluirá un repaso teórico de las fuerzas y torques actuantes en el sistema, con el fin de comprender cómo se modeló el vaciado del pozo. Por un lado, se explicarán las variables de influencia en el torque de frenado de un freno centrífugo, en la sección 3.1. Por otro lado, se explicará cómo se modeló el vaciado del pozo y cómo se calculan los torques actuantes en el sistema. El modelo numérico realizado en código MatLab se encuentra presentado en el Apéndice B.

3.1. Modelo freno centrífugo

HIPÓTESIS

- Análisis estático de torque de frenado.
- Material de fricción indeformable; teoría de fricción de Coulomb ($F_{roce} = \mu \times N$).
- Linealidad geométrica; teoría de pequeños desplazamientos.

En primera instancia, se consideraron dos modelos posibles de freno centrífugo. Por un lado, uno consistente en una zapata deslizante radial, y por otro lado una zapata pivotante. En ambos casos, la zapata, al ser excitada por la fuerza centrífuga, hará contacto contra el tambor, generando fricción entre ambas superficies de contacto, disipando de este modo la energía necesaria para detener la rotación del objeto en cuestión. El modelo de la zapata radial fue descartado, dado que puede disipar menor potencia de frenado [5]. Por lo tanto, el freno centrífugo estará compuesto por un sistema de zapata pivotante y tambor. A su vez, la zapata contendrá un resorte, que mantendrá a la misma retraída en una posición de equilibrio, mientras el sistema se encuentre operando en el sentido de giro de trabajo. De esta forma se garantiza que la zapata de freno se encuentre despegada del tambor, con el fin de evitar desgaste por rozamiento o vibraciones.

3.1.1. Análisis distribución de presión

En la Fig. 6 se observa un modelo de freno de zapata-tambor, accionado por una fuerza F y pivotando sobre el punto "A". Ante este giro, el tambor reacciona contra la zapata, con presión distribuida a lo largo de la superficie de contacto. Para dicho análisis se considera que la zapata está fija y sólo se le permite pivotar sobre el punto "A", mientras que el elemento rotativo es el tambor; si bien en el freno centrífugo se da la situación inversa (tambor fijo, y zapata rotativa), la distribución de presiones se calcula de forma idéntica.

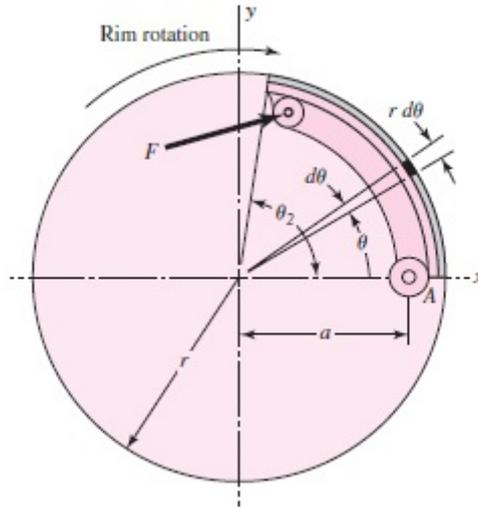


Figura 6: Modelo zapata-tambor [6]

Con el fin de interpretar cuál es la distribución de presiones, se analiza un punto arbitrario de la superficie tal como se esquematiza en la Fig. 7. Considérese una presión “ P ” actuando sobre un elemento de área que se encuentra a un ángulo θ del pivote, el cual será llamado punto B. Se designará a la presión máxima “ p_a ”, localizada a un ángulo θ_a .

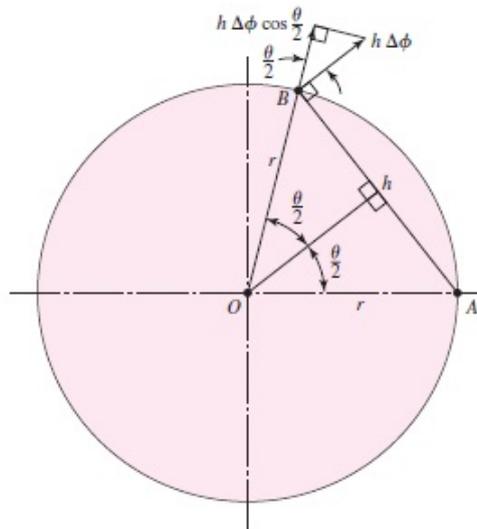


Figura 7: Geometría asociada a un punto arbitrario [6]

Si la zapata rota infinitesimalmente $\Delta\phi$ respecto al punto A, la deformación perpendicular a AB es $h \times \Delta\phi$. Del triángulo isósceles formado por AOB, $h = 2 \times r \times \sin(\theta/2)$. Por lo tanto

$$h \times \Delta\phi = 2 \times r \times \Delta\phi \times \sin(\theta/2)$$

La deformación perpendicular al tambor es $h \times \Delta\phi \times \cos(\theta/2)$, esto implica

$$h \times \Delta\phi \times \cos(\theta/2) = 2 \times r \times \Delta\phi \times \sin(\theta/2) \times \cos(\theta/2) = r \times \Delta\phi \times \sin \theta$$

Con esto se concluye que la deformación perpendicular, y por consecuencia la presión, son proporcionales a $\sin \theta$. Por lo tanto, en termino de la presión en el punto B y de la presión máxima, concluimos

$$\frac{p}{\sin \theta} = \frac{p_a}{\sin \theta_a}$$

Expresado de otra forma

$$p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \times \sin \theta \quad (1)$$

Analizando la distribución senoidal de presión podemos concluir que la presión máxima estará en $\theta = 90^\circ$ del pivote. Por lo tanto, tal como muestra la Fig. 8, los valores cercanos a $\theta = 0^\circ$ y $\theta = 180^\circ$, contribuyen cada vez en menor medida a la presión en comparación a los valores cercanos a $\theta = 90^\circ$ [6].

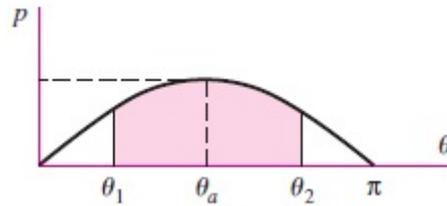


Figura 8: Distribución de presión en función de θ [6]

3.1.2. Modelado torque de frenado

El torque de frenado se analiza con la zapata haciendo contacto con el tambor de forma estática. El punto de pivote estará situado a una distancia determinada del centro de rotación (a).

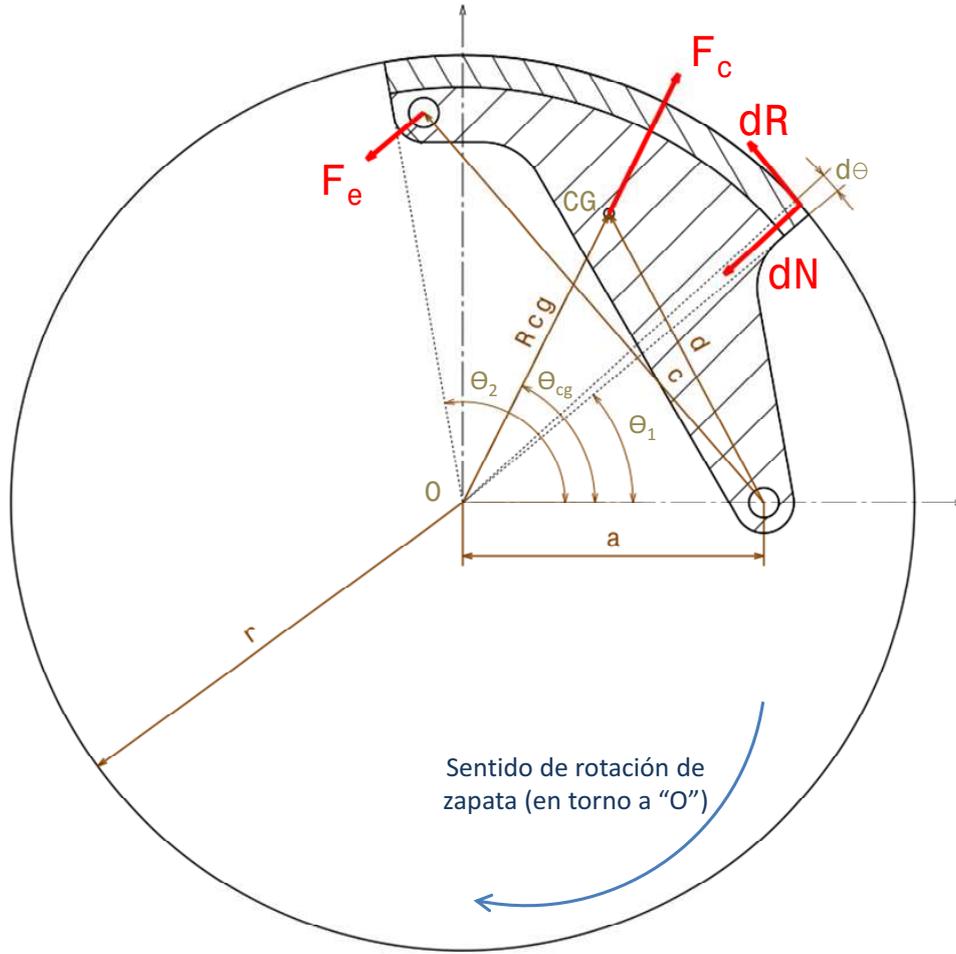


Figura 9: Diagrama de fuerzas actuantes en zapata de freno

La principal fuerza rectora de la evolución del sistema, moviendo la zapata y generando el contacto entre zapata y tambor, es la fuerza centrífuga (F_c). La misma depende de tres variables: masa (m), radio del centro de gravedad (CG) respecto al centro de rotación (R_{cg}) y velocidad angular (ω). Se modela la zapata como una masa puntual ubicada en su CG. La dirección de la fuerza centrífuga es radial en sentido positivo.

$$F_c = m \times R_{cg} \times \omega^2$$

Conocidas a , R_{cg} y la distancia entre el pivote y el CG (d), por trigonometría (utilizando el teorema del coseno) se determina el ángulo θ_{cg} , comprendido entre el pivote y el CG, desde el centro de rotación [ver Fig. 9]. Para determinar el momento de la fuerza centrífuga respecto al pivote (M_{F_c}), se calcula el brazo palanca correspondiente a la distancia perpendicular a la fuerza F_c desde el pivote.

$$M_{F_c} = F_c \times a \times \sin \theta_{cg} \quad (2)$$

Por otro lado, la fuerza actuante del resorte (F_e) dependerá de la constante elástica (k) y la elongación del mismo. Cabe destacar que al resorte se le aplica una deflexión estática inicial (δ_s), con el fin de evitar el accionamiento del freno a bajas velocidades, es decir que en su posición de equilibrio el resorte se encuentra fuera de su longitud natural. Por lo tanto, la deflexión total cuando el freno esté accionado (δ_{tot}) será la distancia entre zapata y tambor (δ_{max}) sumada a la deflexión estática. Para hallar el momento de la fuerza elástica respecto al pivote (M_{F_e}) es necesario conocer la distancia entre el acople del resorte en la zapata y el pivote (c). Por diseño, la fuerza tiene una

dirección perpendicular a la recta comprendida entre el punto de pivote y el de la aplicación de la fuerza elástica.

$$F_e = k \times (\delta_s + \delta_{max}) = k \times \delta_{tot}$$

$$M_{Fe} = k \times \delta_{tot} \times c \quad (3)$$

Como ya se ha dicho, cuando el freno está en reposo, la zapata se encuentra retraída. A medida que crece la velocidad angular, el momento de la fuerza centrífuga se ve incrementado, llegando a vencer eventualmente al de la deflexión estática, con lo cual la deflexión del resorte se verá incrementada gradualmente, hasta llegar a su deflexión máxima. En ese momento, se considera que se inicia el frenado. Partiendo del equilibrio de momentos cuando la deflexión del resorte es δ_{tot} , pero sin considerar la reacción del tambor contra la zapata (es decir, igualando la Ec. 2 a la Ec. 3), se encuentra la velocidad de acople o inicio de frenado (ω_{in}).

$$\omega_{in} = \sqrt{\frac{k \times \delta_{tot} \times c}{m \times a \times \sin \theta_{cg} \times R_{cg}}} \quad (4)$$

Cuando la velocidad angular es superior a ω_{in} , la reacción del tambor genera una fuerza normal, y consecuentemente una fuerza de roce tangencial. El momento que aportan ambas fuerzas se calcula integrando a través de toda la superficie de contacto. En ambos casos definiremos un diferencial de fuerza que se aplica en un ángulo θ del pivote, que estará definida por el valor de presión (p) en ese diferencial de área de contacto (ver Sección 4.1.1 Análisis distribución de Presion). El diferencial de área está definido por el producto del ancho de la zapata (w), el radio del tambor (r) y un diferencial de arco ($d\theta$).

Primero analizaremos la componente normal (dN)

$$dN = p \times dArea = p \times w \times r \times d\theta$$

Al reemplazar el valor de presión según Eq. 1 se obtiene

$$dN = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \times \sin \theta \times w \times r \times d\theta \quad (5)$$

El momento correspondiente a dicha fuerza respecto al pivote actúa con un brazo de palanca $a \times \sin \theta$. Al incluir la Eq. 5, el momento se calcula como:

$$M_N = \int dN \times a \times \sin \theta \times d\theta = \frac{r \times w \times p_a \times a}{\sin \theta_a} \times \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \times d\theta \quad (6)$$

A continuación, se analizará el momento respecto al pivote generado por la fuerza de roce entre las superficies de contacto. Al considerar el material de fricción indeformable, y a partir del modelo de fricción de Coulomb, se sabe que el diferencial de fuerza de roce es $\mu \times dN$, siendo μ el coeficiente de roce dinámico (μ). Además, el brazo de palanca de dicha fuerza corresponde a $r - a \times \cos \theta$ [Fig. 9]. Incluyendo estos valores y la Eq. 5 se obtiene

$$M_R = \int \mu \times dN (r - a \cos \theta) d\theta = \frac{r \times w \times p_a \times \mu}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta \quad (7)$$

Existen dos posibles sentidos de giro: desenergizante y energizante. Llamamos sentido desenergizante cuando el signo del momento provocado por la fuerza de roce y la fuerza normal coinciden [como se observa en Fig. 9], y energizante cuando el signo de ambos momentos no coincide. Para este último caso, debido a que el momento de la fuerza de roce tiende a abrir la zapata, la fuerza normal sobre la zona de contacto se incrementa, aumentando consecuentemente el momento provocado por la fuerza de roce. Dependiendo de ciertos parámetros geométricos y del coeficiente de fricción, se puede dar la condición de autobloqueo, donde ambos momentos se incrementan de forma descontrolada, provocando el bloqueo y un esfuerzo muy grande en los materiales debido al aumento abrupto de la presión en la zapata [6].

Al realizar la sumatoria de momentos respecto al pivote de la zapata (A), el momento centrífugo (Eq. 2) es positivo mientras que el momento de la fuerza elástica (Eq. 3) y momento normal (Eq. 6) son negativos. El momento de la fuerza de roce (Eq. 7) varía su signo de acuerdo al sentido de giro: positivo si es energizante y negativo si es desenergizante.

$$M_{Fc} - M_{Fe} \mp M_R - M_N = 0$$

Es de aquí que se despeja el valor de presión máxima (p_a), que será de utilidad para hallar posteriormente el valor del torque de frenado

$$p_a = \frac{m \times R_{cg} \times \omega^2 \times a \times \sin \theta_{cg} - k \times \delta_{tot} \times c}{\frac{r \times w \times a}{\sin \theta_a} \times \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \times d\theta \pm \frac{r \times w \times \mu}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \times \cos \theta) d\theta} \quad (8)$$

Nótese en la Eq. 8 que la situación de autobloqueo se da, para el sentido energizante (signo negativo en el segundo término del denominador), cuando el denominador se anula. La condición para evitar que esto ocurra, para un arco de contacto simétrico respecto a 90° , lleva a la siguiente relación: $\frac{\frac{\pi}{2} - \theta_1 + \sin \theta_1 \times \cos \theta_1}{2 \times \cos \theta_1} \geq \frac{\mu \times r}{a}$. Se aprecia la dependencia de ciertos parámetros geométricos así como del coeficiente de fricción

El único factor que genera momento respecto al centro de rotación del sistema es el torque generado por la fuerza de roce, esto es el torque de frenado (τ_{BSR})

$$\tau_{BSR} = \int r \times \mu \times dN \times d\theta = \frac{r^2 \times w \times p_a \times \mu}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta = \frac{r^2 \times w \times p_a \times \mu}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

$$\tau_{BSR} = \frac{r^2 \times w \times p_a \times \mu}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad (9)$$

Reemplazando el valor de p_a según Eq. 8, se obtiene el valor del torque de frenado, dependiendo de las variables geométricas y la velocidad angular.

3.2. Modelado de vaciado de pozo

Se utilizó la norma ISO 15136-2 [7] para determinar los pasos a seguir para modelar el comportamiento de ambos casos de backspin.

HIPÓTESIS:

- Representación del modelo físico como sistema de dos grados de libertad que consisten en dos discos amortiguados unidos por un resorte de torsión.
- Torque hidráulico como función lineal de la columna de fluido, cuya constante de proporcionalidad es independiente del sentido de giro (es decir, ya sea que actúe como bomba o motor).
- El largo de las varillas (L) es igual a la profundidad del pozo (h_{pozo}). Se considerará inicialmente la columna de fluido igual a la altura del pozo, despreciando la sobrepresión generada por los mecanismos de superficie.
- Se desprecia la fricción en el sistema de transmisión del cabezal .
- Se utiliza modelo iterativo de diferencias finitas en el tiempo.
- Nivel estático del reservorio igual al nivel dinámico.

La bomba de cavidades progresivas estará sumergida un cierto valor respecto al nivel dinámico del reservorio, para evitar la cavitación. A este valor se lo conoce como sumergencia (smg), y será determinante en el cálculo del torque que realiza el fluido, ya que la presión diferencial a través de la bomba estará regida por la altura del nivel del fluido por sobre el reservorio [Fig. 10].

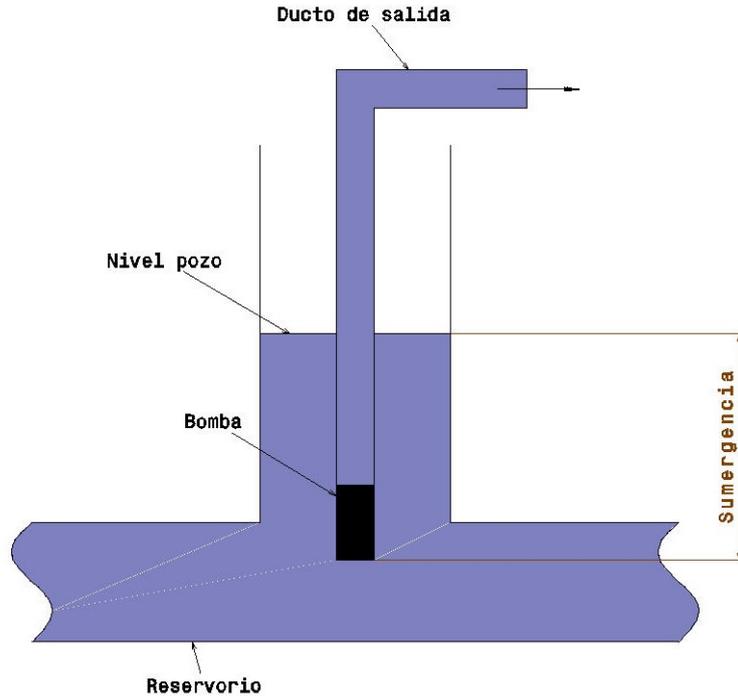


Figura 10: Sumergencia

Por otro lado, la constante de proporcionalidad para el cálculo del torque viene dada por el fabricante y se denomina gradiente de torque hidráulico (G_{thyd}). De esta forma, se calcula el torque hidráulico (τ_{hyd}) conociendo G_{thyd} , smg y el nivel de fluido (L_{fluid}) según

$$\tau_{hyd} = (L_{fluid} - smg) \times G_{thyd} \quad (10)$$

Durante el funcionamiento normal del pozo, el nivel del fluido es igual a la altura del pozo, con lo que se puede conocer el torque hidráulico de trabajo, o lo que es lo mismo, el torque hidráulico inicial al comenzar el fenómeno de backspin. El torque motriz entregado, evaluado en el eje de las varillas y bomba (τ_{drive}), es en parte disipado por la fricción entre rotor y estator de la bomba (τ_{pf}), por lo que es igual a $\tau_{drive} = \tau_{hyd_{inicial}} + \tau_{pf}$. Al despreciar la fricción en el sistema de transmisión, es que el torque inicial acumulado en las varillas ($\tau_{shutdown}$) es igual al torque motriz. Como consecuencia de la torsión inicial en las varillas, existe una diferencia de vueltas giradas entre la parte superior e inferior, denominada $\theta_{shutdown}$. Conociendo el largo, el módulo de corte (G) y momento de inercia polar (J) de las varillas, se calcula según $\theta_{shutdown} = \frac{\tau_{shutdown} \times L}{G \times J}$.

3.2.1. Seized Pump

Existe la posibilidad de que el par rotor-estator se traben. Esto causa el cese de rotación de trabajo, pero a su vez la imposibilidad de vaciado, por lo tanto el tubing contiene aun la columna y la única fuerza impulsora para el backspin corresponde a la torsión en las varillas. Por ende se simula el sistema como un modelo de un grado de libertad con un momento de inercia (I_{top}) que incluye al motor, sistema rotativos del cabezal y mitad superior de las varillas [Fig. 11]. El sistema se comporta como un resorte de torsión amortiguado, debido al roce viscoso por el fluido confinado entre varillas y tubing.

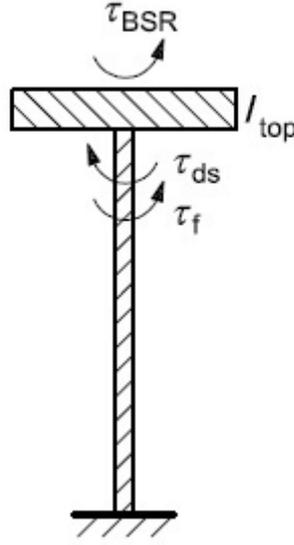


Figura 11: Modelado pozo Seized Pump [7]

El torque generado por la torsión en las varillas τ_{ds} , es resistido por el torque del freno τ_{BSR} , y el torque resistivo del sistema τ_f . Este último consta de dos términos: el torque generado por la fricción en el sistema de transmisión del cabezal (despreciable según hipótesis), y el torque de fricción viscosa entre las varillas y el tubing, debido al fluido confinado en la sección anular, el cual depende de la viscosidad del fluido, los radios de varillas y tubing, la velocidad angular y el nivel de llenado. El torque neto en el cabezal, τ_{acctop} , puede ser calculado fácilmente

$$\tau_{acctop} = \tau_{ds} - \tau_{BSR} - \tau_f \quad (11)$$

Al producirse el backspin, la torsión en el sistema varía de acuerdo a las vueltas giradas en la parte superior del sistema (θ_{top}). Por lo tanto el valor τ_{ds} se calcula como

$$\tau_{ds} = \frac{G \times J}{L} (\theta_{shutdown} - \theta_{top}) \quad (12)$$

Por lo tanto, el valor del torque neto en la parte superior irá variando a lo largo del tiempo, como así también la aceleración angular neta

$$\ddot{\theta}_{acctop} = \frac{\tau_{acctop}}{I_{top}} \quad (13)$$

Con estas variables se puede calcular la velocidad angular (variable que determina a τ_{BSR}) y cantidad de vueltas giradas.

Dado un paso de tiempo Δt , y calculando la aceleración angular superior a raíz de las condiciones iniciales ($\theta_{top} = 0$, $\dot{\theta}_{top} = 0$), se calcula en cada instante de tiempo i , la velocidad angular y la cantidad de vueltas giradas superior según

$$\dot{\theta}_{top,i} = \dot{\theta}_{top,i-1} + \ddot{\theta}_{acctop,i} \times \Delta t \quad (14)$$

$$\theta_{top,i} = \theta_{top,i-1} + \dot{\theta}_{top,i-1} \times \Delta t + \frac{1}{2} \ddot{\theta}_{acctop,i} \times \Delta t^2 \quad (15)$$

Por lo tanto se utiliza la Eq. 14 para recalculer τ_{BSR} según la Eq. 9 y la Eq. 15 para recalculer τ_{ds} según la Eq. 12. A continuación, se prosigue con el instante de tiempo $i+1$, recalculando el valor del torque neto superior según Eq. 11.

3.2.2. Normal Shutdown

En este caso de falla, la bomba está capacitada para su rotación. Para los cálculos, es necesario tener en cuenta que al backspin contribuyen tanto el torque de torsión de las varillas como el torque que le aporta la columna de fluido al sistema. La diferencia de presión a través de la bomba genera un torque, permitiendo el vaciado del pozo y actuando como motor hidráulico. El sistema físico se plantea como un modelo de dos grados de libertad, con dos discos unidos por medio de un resorte. El momento de inercia de la mitad inferior (I_{bot}) incluye a la bomba y la mitad inferior de las varillas, mientras que la mitad superior considera a las mismas variables que fueron explicadas en la Sección 3.2.1.

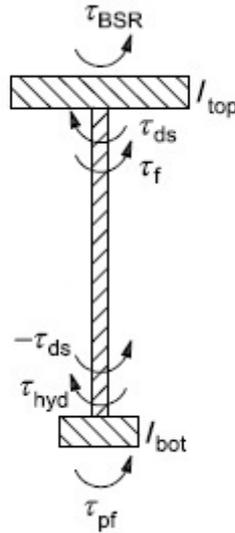


Figura 12: Modelado pozo Normal Shutdown [7]

El torque neto superior se define al igual que para el caso Seized Pump, según la Eq. 11. En la parte inferior, el torque hidráulico actúa acelerando el sistema, contrapuesto por el torque de roce de la bomba (τ_{pf}) y el torque de las varillas, τ_{ds} , que tal como se observa en la Fig. 12, tiene sentido contrario e igual módulo que en la parte superior. De este modo, el torque actuando en la parte inferior del sistema (τ_{accbot}) se define así

$$\tau_{accbot} = \tau_{hyd} - \tau_{ds} - \tau_{pf} \quad (16)$$

El torque hidráulico, τ_{hyd} , se calcula según la Eq. 10, e inicialmente su valor está dado por un nivel de fluido igual a la profundidad del pozo, aunque el mismo irá decayendo conforme se reduzca la columna de fluido sobre la bomba. En cuanto al torque acumulado en las varillas, su cálculo difiere del caso Seized Pump (Sección 3.2.1). El ángulo girado en la parte superior (θ_{top}) y en la parte inferior del sistema (θ_{bot}) afectan a la torsión inicial de las varillas, marcando su evolución hacia el equilibrio de la siguiente manera

$$\tau_{ds} = \frac{G \times J}{L} (\theta_{shutdown} - \theta_{top} + \theta_{bot}) \quad (17)$$

Conociendo los torques actuantes en el sistema, se puede proceder a calcular las aceleraciones netas en ambas partes. Para la parte superior, se aplicará la ecuación Eq. 13, mientras que para la parte inferior, se aplica la siguiente ecuación para la aceleración angular

$$\ddot{\theta}_{accbot} = \frac{\tau_{accbot}}{I_{bot}} \quad (18)$$

Como condición inicial, $\theta_{top} = \theta_{bot} = 0$, $\dot{\theta}_{top} = \dot{\theta}_{bot} = 0$ y $L_{fluid} = h_{pozo}$. Fijando un paso de tiempo Δt , se calculan en el instante i la velocidad angular y ángulo girado, a partir de los parámetros calculados anteriormente. En la mitad superior, se utilizan las ecuaciones Eq. 14 y Eq. 15, y en la mitad inferior se definen de manera análoga

$$\dot{\theta}_{bot,i} = \dot{\theta}_{bot,i-1} + \ddot{\theta}_{accbot,i} \times \Delta t \quad (19)$$

$$\theta_{bot,i} = \theta_{bot,i-1} + \dot{\theta}_{bot,i-1} \times \Delta t + \frac{1}{2} \ddot{\theta}_{accbot,i} \times \Delta t^2 \quad (20)$$

Como antes, la velocidad angular superior es el parámetro de entrada para el cálculo del torque de freno, τ_{BSR} , mientras que el ángulo girado arriba y abajo definen el par torsor de las varillas, τ_{ds} . Para el cálculo del torque hidráulico, τ_{hyd} , se supone que la sumergencia se mantiene constante (hipótesis de que el nivel estático del reservorio es igual al nivel dinámico), si bien se sabe que el nivel del reservorio tiende a subir, lo que aligeraría la diferencia de presión a través de la bomba, por lo que dicha hipótesis es conservativa. El valor de velocidad angular en la parte inferior permite conocer cuánto se vació el pozo en el paso de tiempo, lo que afecta al torque hidráulico. El fabricante de la bomba otorga el desplazamiento volumétrico respecto a la velocidad angular (V_p , dado en $[m^3/día - rpm]$) por lo que, conociendo este valor, la sección anular del tubing (A_{tub}) y la velocidad angular inferior, se puede encontrar cuánto disminuyó la columna de fluido.

$$\Delta L_{fluid} = \frac{V_p \times \omega_{bot}}{A_{tub}} \Delta t \quad (21)$$

Al pasar al siguiente instante, $i+1$, se recalcula τ_{acctop} y τ_{accbot} según las ecuaciones Eq. 13 y Eq. 18 respectivamente, hasta el momento en que la bomba y el cabezal se encuentren detenidos.

4. Simulación y optimización del diseño

Como primer paso para la simulación, se planteó un diseño preliminar. Para definir el diseño, se buscó cumplir los requisitos pedidos por PCP Oil Tools. Estos fueron limitar la velocidad angular máxima en el eje de la bomba a 600 rpm, que el freno pueda ser instalado en el cabezal utilizado por ellos (con 12 bulones ubicados a una distancia respecto al eje de 200 mm), y que el tiempo de frenado sea el menor posible. Por otro lado, también fue requisito que el freno sea accionado en un único sentido de rotación.

4.1. Comportamiento del freno

Con el fin de comprender la influencia de los parámetros de diseño del freno respecto al torque de frenado, presión máxima e inicio de frenado, se utilizó el concepto de *ceteris paribus*. Si bien se sabe que este concepto no representa de forma real el modelo, es de gran utilidad con el fin de determinar de qué forma evolucionan las variables, al modificar individualmente cada parámetro. El desarrollo detallado del método se encuentra presente en el Apéndice A.

La primer decisión, tal como se explica en el punto 3.1.1, remite al centro del área de contacto ubicado a $\theta = 90^\circ$ del pivote. Con θ_2 mayor a 90° , se garantiza un torque de frenado alto, y al ser el arco de contacto simétrico respecto a θ_a , se obtendrá un desgaste parejo a lo largo del área de fricción. A su vez, como ya se dijo, el freno es acoplable a un cabezal ya existente, conéctandose al eje del motor, ya que gira a mayor velocidad que el eje de la bomba y permite obtener torques más elevados. Por esto, y de acuerdo a la información brindada por PCP Oil Tools, se impuso como condición de diseño un radio de tambor máximo de 180 mm. Con esta información, sumado a criterios ingenieriles y recomendaciones de la bibliografía especializada [5], se realizó un diseño preliminar de la zapata [Fig. 13], con el fin de establecer los valores aproximados de las variables que serán sometidas al criterio detallado en el párrafo anterior. Se decidió que la cantidad de zapatas sea 3, las cuales estarán montadas sobre un disco conectado al eje. Este eje, a su vez, se acoplará al eje del motor por medio de un rodamiento unidireccional, para evitar que se transmita torque durante el sentido de giro de trabajo.

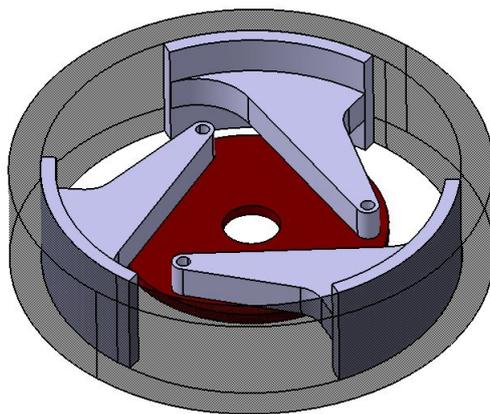


Figura 13: Diseño preliminar de zapata

Los valores de los parámetros detallados en el Cuadro 1 fueron variados de a uno por vez desde la mitad del valor, hasta el doble del mismo. Una vez obtenidas las curvas de torque de frenado, presión máxima e inicio de frenado, se realizó un cuadro comparativo para evaluar de forma cualitativa la influencia del parámetro en cuestión sobre las variables estudiadas [Cuadro 2].

Variable	Símbolo	Valor	Unidad
Masa	m	4,26	kg
Distancia Pivote - Centro de rotación	a	100	mm
Distancia fuerza elástica - pivote	c	200	mm
Distancia Pivote - CG	d	150,8	mm
Deflexión máxima	δ_{\max}	3	mm
Deflexión estática	δ_s	2	mm
Ángulo de contacto	$\Delta\theta$	60	deg
Coefficiente de roce	μ	0,35	-
Radio del CG	r_{cg}	131,8	mm
Radio del tambor	r	180	mm
Constante elástica	k	40	N/mm
Ancho de zapata	w	100	mm

Cuadro 1: Valores asignados a los parámetros

Se observó que el aumento del valor de los parámetros, genera un aumento o un descenso del valor de las variables estudiadas. Este comportamiento lo llamaremos directa o inversamente proporcional, respectivamente, más allá de no haber linealidad en el comportamiento. A su vez, existen variables que no generan modificación alguna, como así también ciertos parámetros geométricos que desarrollan un comportamiento anómalo. Esto último ocurre particularmente con el parámetro Distancia Pivote-CG (d), que al evaluarlo manteniendo el resto constante, la geometría de la zapata varía de forma irregular, haciendo que el comportamiento de la misma también sea irregular: Al aumentar d, las variables tienen un máximo y luego comienzan a decaer. Esta limitación surge al utilizar el criterio *ceteris paribus* para evaluar todos los parámetros con la misma rigurosidad.

Variable	Presión máxima		Torque		Inicio de frenado	
	Influencia	Prop.	Influencia	Prop.	Influencia	Prop.
m	Elevada	Directa	Elevada	Directa	Elevada	Inversa
a	Moderada	Directa	Moderada	Directa	Elevada	Inversa
c	Pequeña	Inversa	Pequeña	Inversa	Elevada	Directa
d	Comportamiento irregular		Comportamiento irregular		Comportamiento irregular	
δ_{\max}	Pequeña	Inversa	Pequeña	Inversa	Elevada	Directa
δ_s	Pequeña	Inversa	Pequeña	Inversa	Elevada	Directa
$\Delta\theta$	Elevada	Inversa	Pequeña	Directa	No influyente	
μ	Elevada	Directa	Elevada	Directa	No influyente	
r_{cg}	Elevada	Directa	Elevada	Directa	Elevada	Inversa
r	Elevada	Inversa	Elevada	Directa	No influyente	
k	Pequeña	Inversa	Pequeña	Inversa	Elevada	Directa
w	Elevada	Inversa	No influyente		No influyente	

Cuadro 2: Análisis cualitativo evaluando influencia de las variables y tipo de proporcionalidad

Por lo tanto, al momento de evaluar el comportamiento del sistema a lo largo del proceso de frenado, las decisiones de diseño tomadas constaron en modificar aquellos parámetros más influyentes, con el fin de encontrar el diseño óptimo. Estos parámetros fueron el radio del CG (R_{cg}), la masa de la zapata (m), la distancia entre el pivote y el centro de rotación (a), y el radio del tambor (r). Para optimizar el inicio de frenado los parámetros a modificar fueron las deflexiones estática (δ_s) y máxima (δ_{\max}) y la constante del resorte (k). La presión máxima es un parámetro para la selección del material de fricción, y no informa sobre el comportamiento dinámico del freno.

4.2. Comportamiento del pozo

Para modelar el comportamiento del pozo y su interacción con el freno, la principal fuente de información fue la empresa, PCP Oil Tools, brindando su experiencia de campo y cálculo. No sólo el diseño se optimizó para ser integrado en su cabezal, sino que además los datos de pozos necesarios para el modelado fueron facilitados por la empresa, incluyendo, para las distintas variables, valores promedio y valores extremos, dependiendo de los distintos modelos de bomba utilizados. Parte de esta información se resume en Cuadro 4. A su vez se utilizaron datos aportados por la empresa sobre densidad y viscosidad del fluido de trabajo [Cuadro 3]. La eficiencia volumétrica considerada para todos los modelos de bomba corresponde a 75 %. Además, el modelo de simulación del pozo realizado, se contrastó contra un programa de cálculo aportado por PCP Oil Tools.

Densidad del petróleo [Kg/m^3]	Viscosidad del petróleo [cp]	Porcentaje de petróleo extraído [%]
800	500	5

Cuadro 3: Datos sobre fluido de trabajo

Bomba	Desplazamiento [$m^3/d/100rpm$]	Torque estático [N-m]	G_{thyd} [N-m/m]	Caso normal		Caso límite		Diámetro del Tubing [in.]	Diámetro de Varilla [in.]
				Prof. [m]	Smg [m]	Prof. [m]	Smg. [m]		
6E2600	6	260	0,058	1800	50	2200	0	2 3/8	7/8
13E2600	13	140	0,169	1800	50	2200	0	2 7/8	1
45E2400	45	200	0,496	1700	50	2200	0	3 1/2	1 1/8
60E2400	60	200	0,679	1800	50	2200	0	3 1/2	1 1/8
80E1800	80	300	1,000	1300	50	1700	0	3 1/2	1 1/8
100E1600	100	200	1,281	1200	50	1500	0	3 1/2	1 1/8
120E1200	120	300	1,383	900	50	1100	0	3 1/2	1 1/8

Cuadro 4: Principales parámetros del pozo para distintos modelos de bomba

El cabezal tiene dos variantes: relación de transmisión $i = 4$, utilizando un motor de 1000 rpm, o relación de transmisión $i = 6$, con motor de 1500 rpm. La potencia nominal de los motores de ambos cabezales es 75 HP, por lo que su torque (nominal) en el eje de la bomba es 2136 Nm.

Ante la cantidad de combinaciones de distintas configuraciones posibles, se decidió optimizar para una en particular, dejando un diseño adaptable para las demás configuraciones. Como ya se ha mencionado, se busca limitar la velocidad angular máxima a 600 rpm, reduciendo lo más posible el tiempo de frenado. Además, tras consultar el catálogo de rodamientos unidireccionales disponibles, se observó que el de máxima transmisión de torque corresponde a 325 Nm, por lo que el torque de frenado no podrá superar este valor. A partir de lo visto en la Cuadro 4, las bombas de alto caudal (100E1600 y 120E1200) representan un desafío por el alto torque hidráulico con el que trabajan, que se traduce en un alto torque de cierre, $\tau_{shutdown}$. Por otro lado, en las bombas de bajo caudal (6E2600 y 13E2600), el torque hidráulico es relativamente bajo, por lo que la velocidad alcanzada y el torque de frenado no serán tan elevados como para las otras bombas. Sin embargo, al ser de bajo desplazamiento y gran profundidad, y de acuerdo a la experiencia previa de PCP Oil Tools, son las que demandan mayor tiempo hasta vaciarse en Normal Shutdown. Se optimizará el diseño para la bomba 60E2400 en un pozo estándar (datos color azul en Cuadro 4), que al ser una bomba intermedia combina ambas problemáticas

La velocidad en el eje de las varillas es multiplicada a través del sistema de transmisión para obtener la velocidad en el eje del freno. Asimismo, el torque entregado por el freno en su eje es multiplicado por el sistema de transmisión para ser entregado en las varillas. De este modo, se deduce que a mayor relación de transmisión, mayor será la capacidad de frenado (recordar que el torque de

frenado crece con la velocidad) y las velocidades alcanzadas serán menores. Además, como en el eje de la bomba el torque entregado por el motor es el mismo para ambas transmisiones, esto implica que cuando $i = 6$, el torque de cierre en el eje del freno es un 33 % menor que para $i = 4$, por lo que se estará más lejos de alcanzar el torque límite del rodamiento unidireccional. Por estas razones, se optimizará para el cabezal de relación de transmisión $i = 4$, ya que es la más crítica en cuanto a velocidad y torques de frenado.

En primer lugar, se simularon ambos casos de cierre, pero con el freno desacoplado, para entender mejor el fenómeno que se debe frenar. El comportamiento de cierre del pozo en vacío puede observarse en la Fig.14, para el caso de Seized Pump, y en la Fig. 15, para Normal Shutdown.

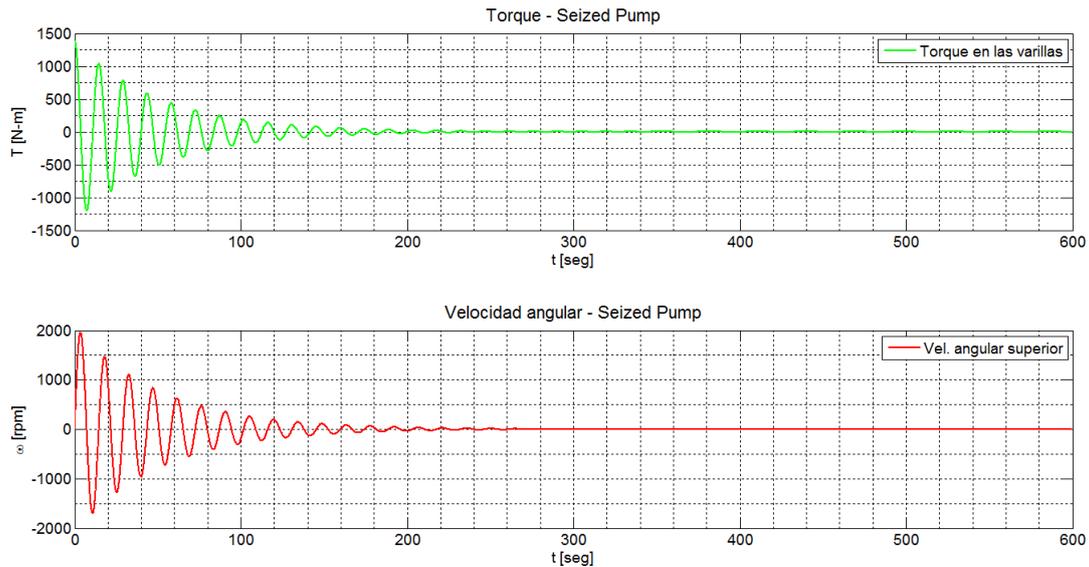
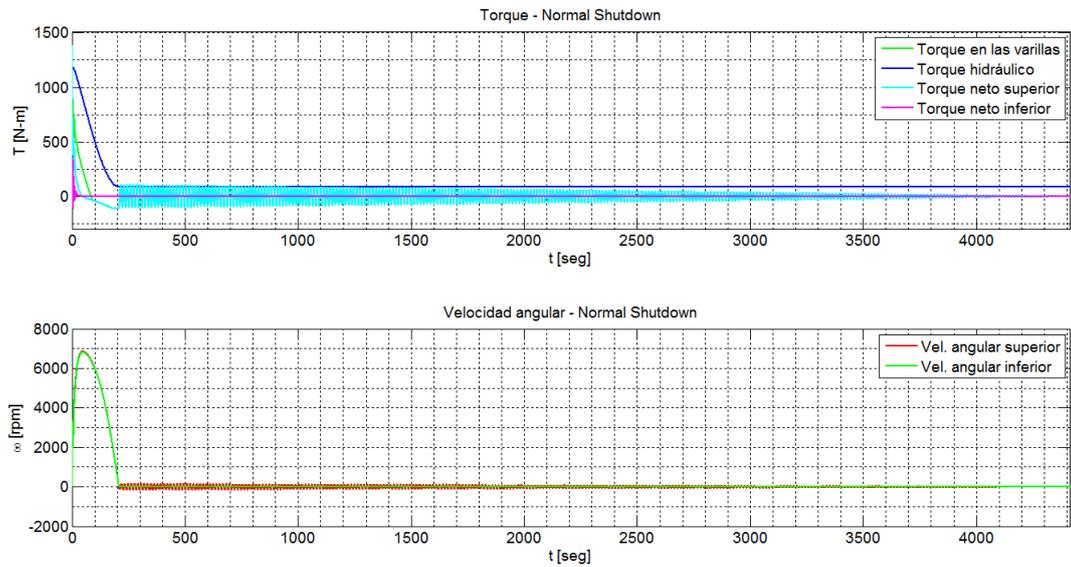
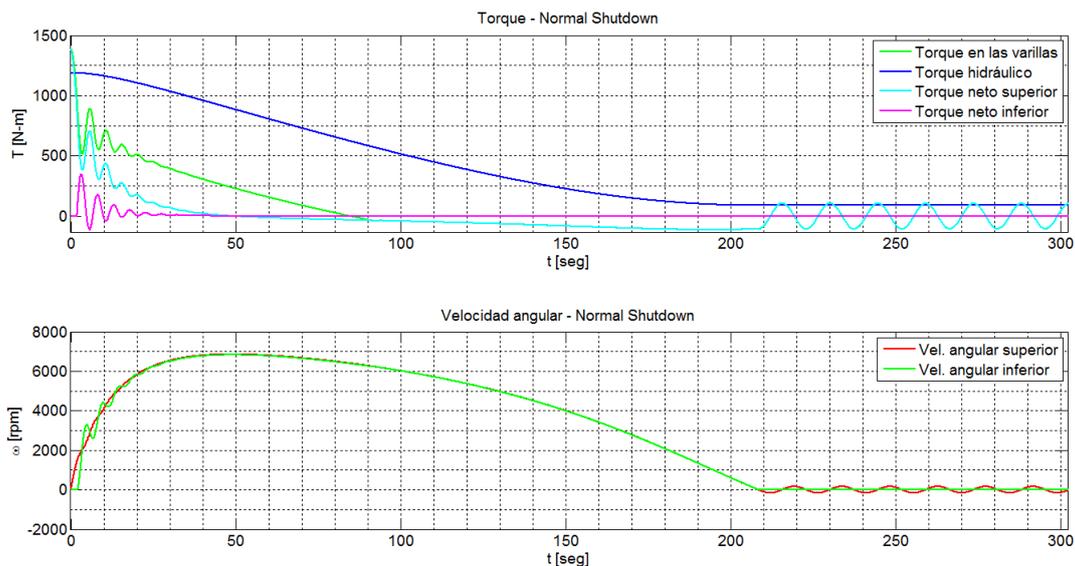


Figura 14: Simulación de pozo en vacío - Caso Seized Pump

En Seized Pump, el comportamiento es el esperado para un sistema oscilatorio amortiguado, según se observa en la Fig. 14. Al comenzar el backspin, el torque acumulado en las varillas es igual al torque de cierre, y la velocidad angular es nula. A medida que la velocidad angular aumenta, la torsión de las varillas disminuye, por lo que el torque cae. Cuando este se anula, la velocidad alcanza un máximo, y a medida que la torsión se vuelve negativa, la velocidad cae, anulándose en el momento en que el torque alcanza su mínimo. Este ciclo se repite, siendo cada máximo y mínimo de torque y velocidad menor en módulo que el anterior, debido al efecto amortiguador de la fricción viscosa entre varillas y tubing. Se observa que, en vacío, la velocidad máxima es 1966 rpm, y pasan 4 minutos para que estas oscilaciones se detengan (se considera que el sistema se detuvo cuando el pico de las oscilaciones de velocidad alcanza el 1 % del máximo).



(a) Descarga completa en vacío - Normal Shutdown



(b) Transitorio inicial en vacío - Normal Shutdown

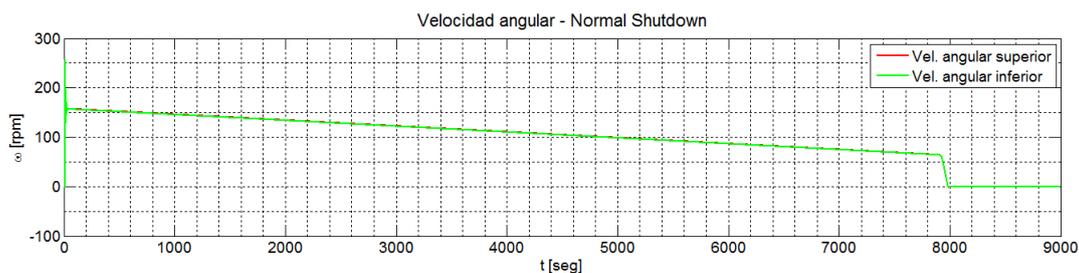
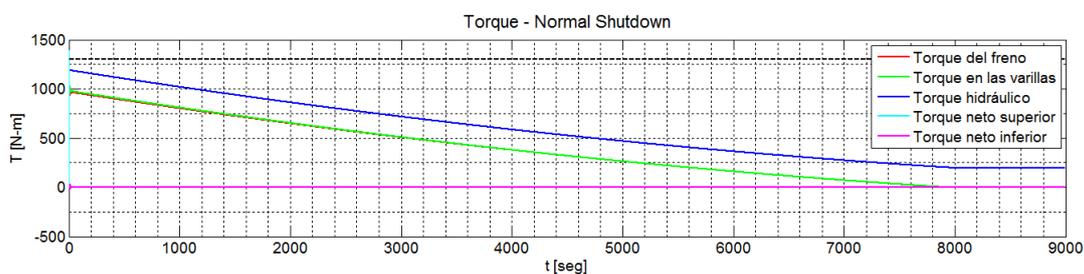
Figura 15: Simulación de pozo en vacío - Caso Normal Shutdown

Para el caso Normal Shutdown, el comportamiento se presenta más complejo, como se puede observar en la Fig. 15a. Al comenzar el backspin [Fig. 15b], el torque en las varillas es mayor al torque hidráulico, ya que la diferencia entre ambos está comprendida por el torque estático de la bomba. En los primeros segundos, la parte superior se acelera debido a la torsión en las varillas, mientras que en la parte inferior no se vence el torque estático, por lo que la bomba permanece detenida. Cuando el torque de torsión cae lo suficiente, como para que la diferencia entre torque hidráulico y de las varillas supere al torque estático, este es vencido y la bomba comienza a girar, permitiendo que la columna de fluido caiga. Las oscilaciones observadas en esta primera etapa son debido a la superposición de la torsión oscilatoria de las varillas con el fenómeno de vaciado de pozo, observándose que el efecto torsional es comparativamente menor. De hecho, la velocidad máxima alcanzada es 6830 rpm en la parte inferior y 6860 rpm en la superior, un 250 % más que en el caso de Seized Pump. Transcurridos 210 segundos, el pozo se vacía y la parte inferior se detiene. Sin embargo, la parte superior continúa oscilando, con picos de 170 N-m de torque en las varillas, y como la columna

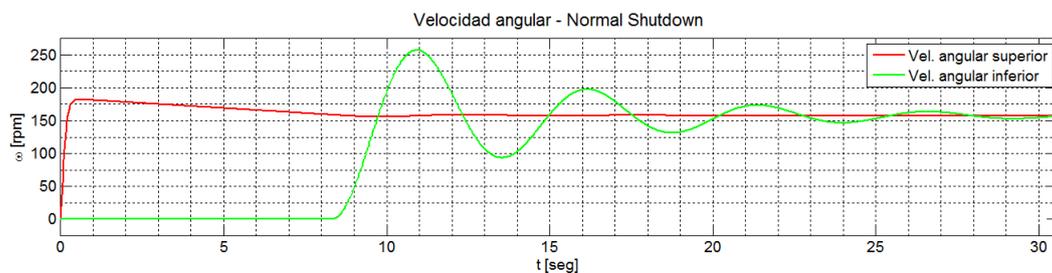
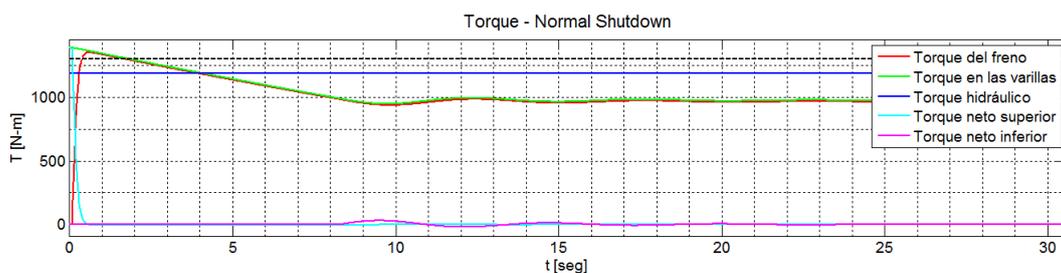
de fluido se ha vaciado, no hay disipación viscosa. La disipación observada corresponde a la fricción entre elementos de transmisión en el cabezal, y luego de 45 minutos, las oscilaciones tienen un pico de 1 % de la velocidad máxima.

4.2.1. Comportamiento de pozo con freno acoplado

Habiendo entendido la dinámica de los torques actuantes, se simulará la interacción entre el pozo y el freno. Los resultados obtenidos a partir de la simulación con el diseño preliminar del freno, en sentido desenergizante, se utilizarán para tomar las decisiones de diseño acordes a la optimización del proceso de frenado. Dado que el caso más severo es Normal Shutdown, sólo se mostrará la evolución del pozo para este caso, como se observa en la Fig.16.



(a) Descarga completa con diseño preliminar de freno - Normal Shutdown



(b) Transitorio inicial con diseño preliminar de freno - Normal Shutdown

Figura 16: Simulación de pozo con diseño preliminar de freno - Normal Shutdown

Antes de explicar el comportamiento observado en la Fig. 16, es menester aclarar que todos los torques y las velocidades están referidos al eje de las varillas y la bomba. Para conocer el torque de freno actuando en el eje del mismo, entonces, se debe dividir al mismo por la relación de transmisión (recordar que se adoptó $i = 4$), y asimismo para conocer la velocidad en el eje del freno se debe multiplicar por este mismo valor (es decir, cuatro). Al comenzar el backspin [Fig. 16b], se observa lo ya explicado: la parte superior incrementa su velocidad rápidamente, mientras que la inferior permanece detenida. Al poco tiempo de iniciarse el backspin (cuando la velocidad en las varillas alcanza 64 rpm, es decir 256 rpm en el eje del freno), se activa el freno, con lo que el torque de frenado crece junto a la velocidad, hasta que el torque de frenado se equilibra con el torque tursor de las varillas y la velocidad comienza a descender. De este modo, antes de los dos segundos ya se alcanzó el pico de velocidad superior. Con la velocidad ya controlada, y a medida que la torsión se relaja por el giro de la parte superior, el torque de las varillas cae de manera prácticamente uniforme, hasta que está lo suficientemente por debajo del torque hidráulico como para vencer al torque estático de la bomba. Al destrabarse la bomba, la velocidad inferior se incrementa rápidamente, y al ser mayor que la velocidad superior, el torque en las varillas vuelve a crecer, con lo que el torque neto inferior cae. Esto produce una oscilación que luego de un minuto es amortiguada, vaciándose el pozo de modo controlado. Durante el vaciado, y luego del transitorio inicial, la velocidad angular inferior se mantiene ligeramente menor a la superior, por lo que el torque en las varillas se descarga lentamente. Además, el torque hidráulico se mantiene mayor al torque en las varillas, y este ligeramente mayor al torque de frenado. Como la velocidad está controlada, el tiempo de vaciado del pozo es largo, como se observa en la Fig. 16a. Cuando la velocidad superior cae hasta 64 rpm, el freno se desactiva. Como el torque de frenado decae junto al torque en las varillas, ambos se anulan prácticamente al mismo tiempo (menos de un segundo de diferencia), con la salvedad de que, por la inercia propia del sistema, el torque de torsión pasa a ser negativo mientras el torque del freno permanece anulado, acelerando el proceso de frenado en la etapa final del mismo [Fig. 17].

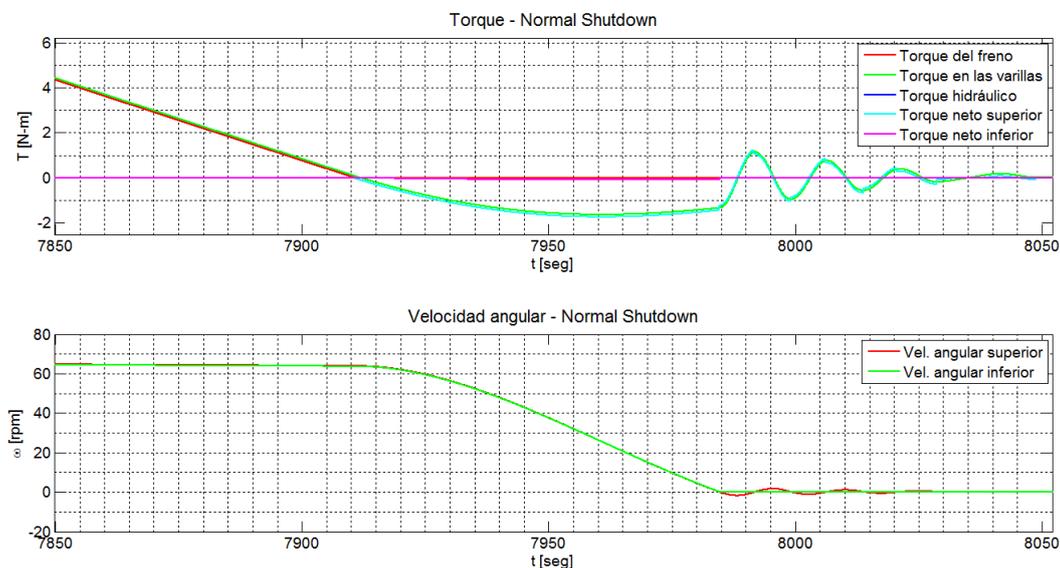


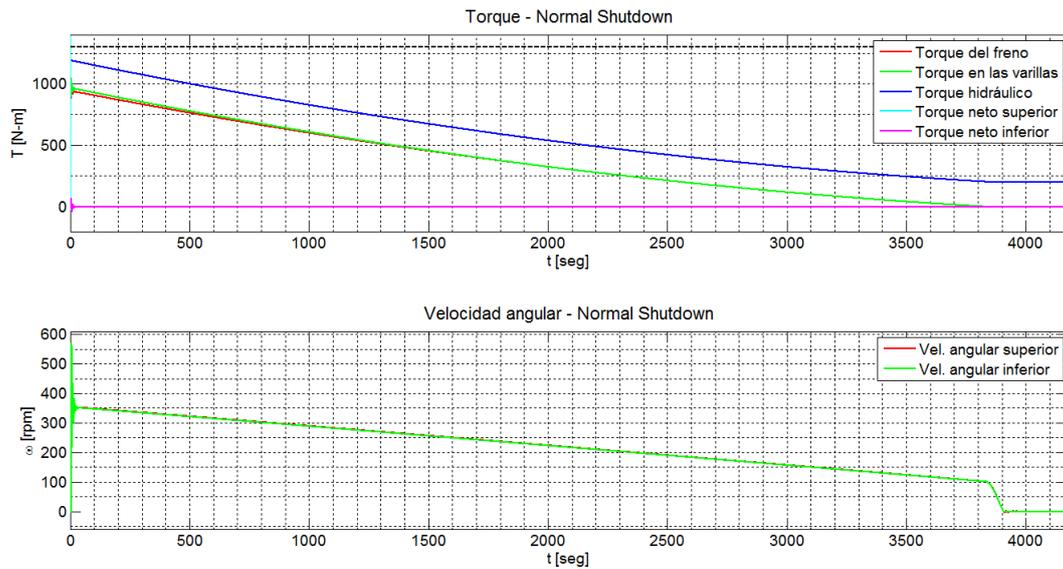
Figura 17: Final de frenado con diseño preliminar de freno - Normal Shutdown

Habiendo comprendido la dinámica del backspin con freno, se procedió a analizar los resultados para optimizar el diseño. Las variables de importancia son tres: torque máximo de frenado, velocidad máxima alcanzada, y tiempo de frenado. Con el primer diseño, el torque máximo del freno (evaluado en el eje de las varillas) es 1352 Nm, superior al límite del rodamiento unidireccional, indicado a modo de referencia en la línea punteada negra de la Fig. 16a. La velocidad máxima es 182 rpm arriba

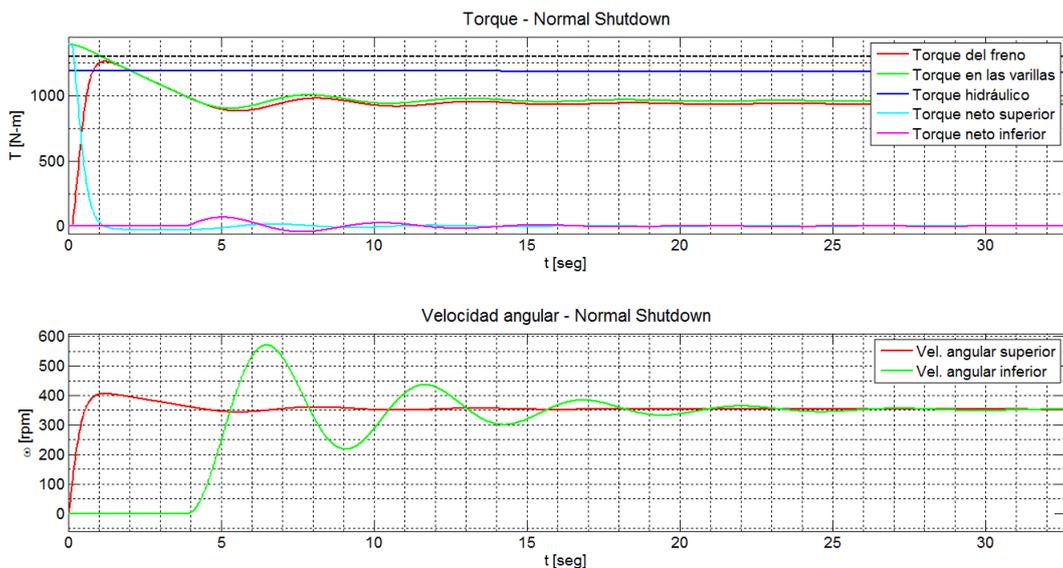
y 257 rpm abajo, inferior al límite permitido de 600 rpm. En cuanto al tiempo de frenado, este es 135 minutos hasta la detención de la bomba. Analizando estos resultados, se deduce que el torque de frenado debe ser disminuido. Por ende, se decidió descartar la opción de giro en sentido energizante.

Como los principales parámetros que lo afectan son la masa de la zapata y el radio de su CG (ver Sección 4.1), se decidió disminuir el radio del tambor, para así achicar la zapata y lograr lo antes dicho. Además, para reducir más la masa, el ancho de la zapata fue disminuido. Por otro lado, y como parámetros secundarios, se redujo la distancia entre el pivote de la zapata y el centro de giro, y se aumentaron las deflexiones estática y máxima. Luego de repetidas iteraciones hasta encontrar un comportamiento ideal, se avanzó en el diseño de detalle buscando alcanzar los parámetros simulados. Los cambios surgidos fueron introducidos en la simulación, continuando la iteración hasta encontrar el resultado más satisfactorio. Para ello, si bien el límite de velocidad fijado es 600 rpm, se buscó que la velocidad máxima alcance 500 rpm, por recomendación de PCP Oil Tools para mantener un diseño conservativo.

En la Fig. 18, se observa la simulación de vaciado de pozo Normal Shutdown con el diseño final. En el Cuadro 5, se presenta una tabla comparativa ente los parámetros del diseño preliminar y el final.



(a) Descarga completa con diseño final de freno - Normal Shutdown



(b) Transitorio inicial con diseño final de freno - Normal Shutdown

Figura 18: Simulación de pozo con diseño final de freno - Normal Shutdown

Como se observa en la Fig. 18b, la velocidad de acople es 99 rpm, y la máxima velocidad alcanzada, en la parte inferior, es 570 rpm, por debajo del límite de 600 rpm. El máximo torque de frenado, evaluado en el eje de la bomba, es 1259 Nm, estando este valor por debajo del límite impuesto por el rodamiento unidireccional usado, que es 1300 Nm. En cuanto al tiempo de frenado, se observa que luego de 70 minutos, la bomba se detiene [Fig. 18a].

Variable	Diseño preliminar	Diseño final	Diferencia Relativa [%]
Masa [kg]	4,26	0,988	-76,8
Distancia Pivote - Centro de rotación [mm]	100	80	-20
Distancia fuerza elástica - pivote [mm]	200	130	-35
Distancia Pivote - CG [mm]	150,8	126,8	-15,9
Deflexión máxima [mm]	3	5	66,7
Deflexión estática [mm]	2	3	50
Ángulo de contacto [deg]	60	60	0
Coefficiente de roce	0,35	0,362	3,4
Radio del CG [mm]	131,8	113,8	-13,7
Radio del tambor [mm]	180	160	-11,1
Constante elástica [N/mm]	40	15	-62,5
Ancho de zapata [mm]	100	60	-40
Comportamiento del pozo			
Velocidad de acople del freno [rpm]	64	99	54,7
Velocidad máxima superior [rpm]	182	405	122,5
Velocidad máxima inferior [rpm]	257	570	121,8
Torque máximo de frenado [N-m]	1352	1259	-6,9
Tiempo de frenado [min]	135	70	-48,1

Cuadro 5: Comparación entre diseños preliminar y final

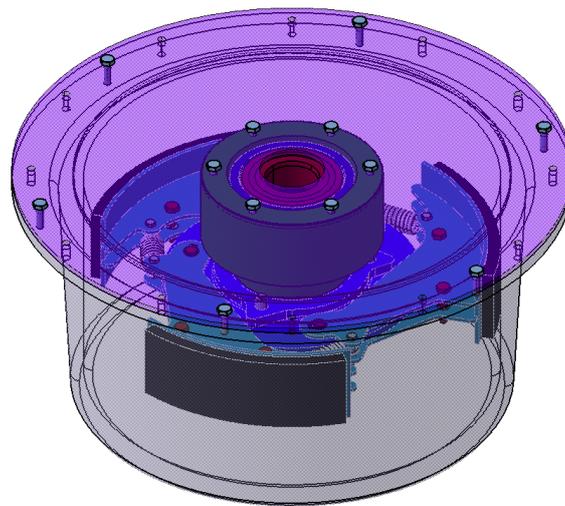
En el Cuadro 5 se puede observar cómo variaron todos los parámetros de diseño para optimizar el frenado. La aproximación más gruesa se hizo reduciendo el radio del tambor y el ancho de la zapata, con lo que se redujo la masa y el radio del CG. Las otras variables se variaron para lograr una optimización más fina. Como se ve, el torque máximo de frenado se redujo para que esté por debajo del límite del rodamiento unidireccional (1300 rpm evaluado en el eje de la bomba). Asimismo, se redujo el tiempo de vaciado en un 53 %, a desmedro de un aumento de la velocidad angular máxima alcanzada, que no obstante se mantuvo por debajo del límite de 600 rpm.

5. Memoria de diseño y cálculo

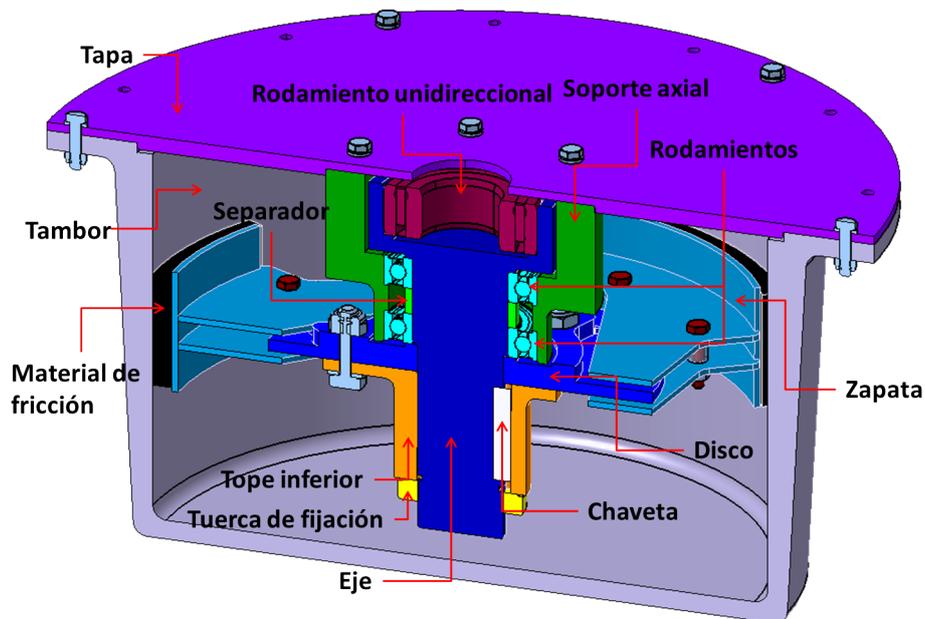
HIPÓTESIS

- Comportamiento isotrópico de materiales.
- Deformación elástica de materiales: Ley de Hooke.
- Criterio de Tresca al dimensionar por corte.

En esta sección se presentarán los principios de diseño seguidos en el desarrollo del freno, así como los cálculos realizados para verificar sus dimensiones. En la Fig. 19, se observa el freno y un corte transversal del mismo, indicando sus partes y su nombre. Para observar los planos de las distintas piezas y de los conjuntos, referirse al apéndice C.



(a) Modelo 3D del freno



(b) Corte en el modelo del freno

Figura 19: Modelo completo del freno con corte

El ensamblado del freno se realizará de forma modular, para permitir un armado y desarmado sencillo y rápido. Para ello, el disco se ensamblará con las tres zapatas previo al montado en el eje (plano FC-03-00).

5.1. Zapata

El elemento principal en la generación del torque de frenado radica en la zapata de freno. Esta pieza, al desplazarse, genera contacto con el tambor. Al estar rotando respecto al eje, dicho contacto entre una pieza móvil y otra estática, generará el roce necesario para desacelerar el sistema.

Tal como se explica en la sección 4.1, la zona de contacto de la zapata será simétrica respecto a $\theta = 90^\circ$ [Fig. 8], y como decisión de diseño, el arco de contacto será de 60° .

Para incrementar el torque de frenado, se colocaron 3 zapatas [Fig.20], donde cada una aporta exactamente el mismo torque. De esta forma no sólo se multiplica el torque de frenado de cada zapata por un factor de 3, sino que a su vez, al estar separadas por 120° , la estructura posee axisimetría y está balanceada. Esto aporta estabilidad, tratándose de un sistema rotacional.

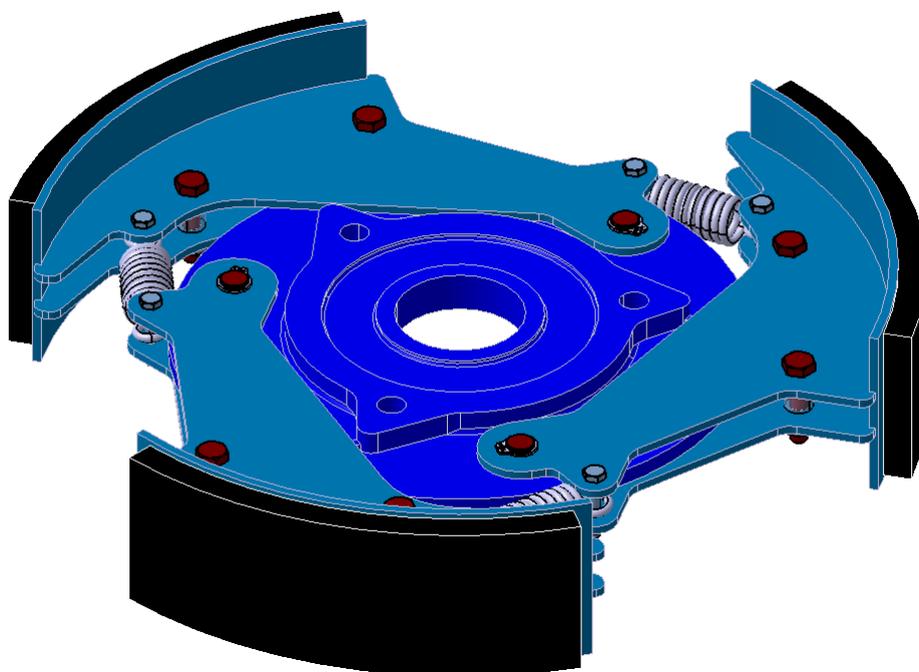
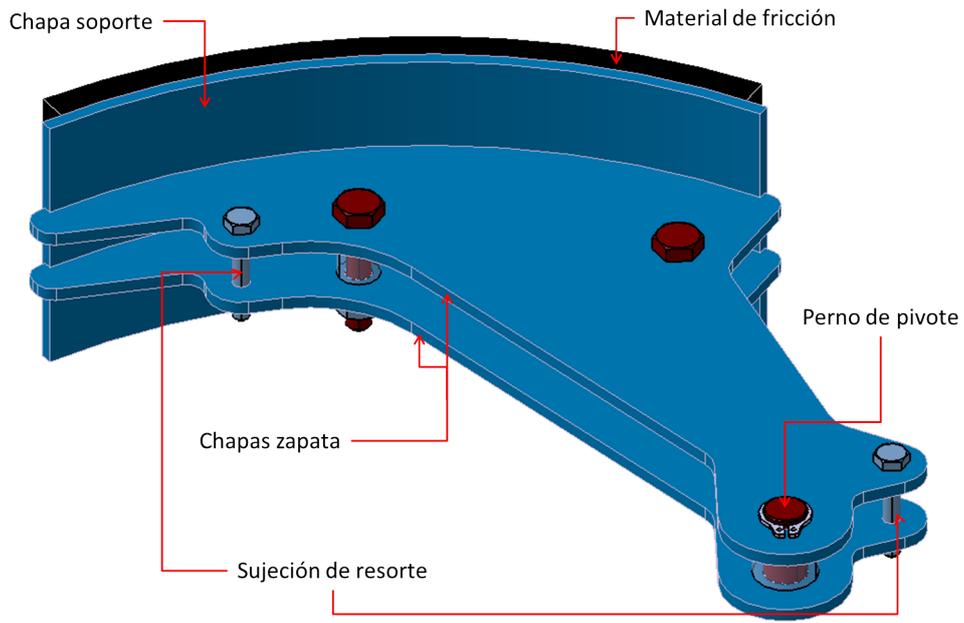


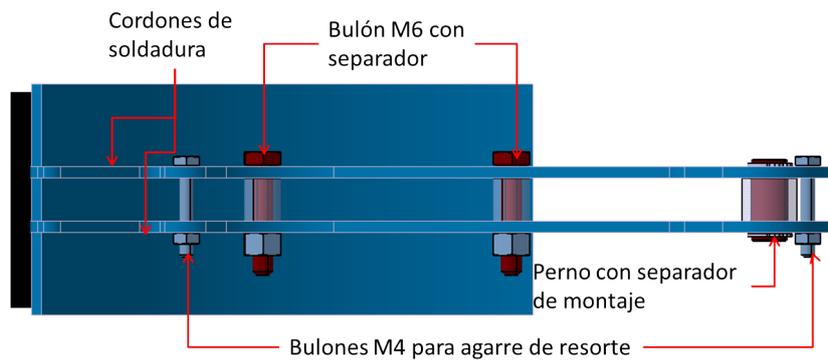
Figura 20: Distribución de zapatas

Para la manufactura de la zapata, se parte de 3 chapas de acero SAE 1010 (tensión de fluencia 180MPa) de espesor $1/8''$. Dos de las mismas (en adelante, las chapas zapata -plano FC-02-01) estarán cortadas con láser para lograr la geometría requerida, y la última será una chapa rolada (en adelante, chapa soporte -plano FC-02-02). La unión entre las chapas zapata y la chapa soporte será mediante dos cordones de soldadura. Sobre la chapa soporte va adherido el material de fricción, de espesor 10 mm, siendo el radio exterior del mismo igual al radio interno del tambor, 320 mm. El material de fricción seleccionado es el FU-093, provisto por Fricciones Universales S.A., de coeficiente de fricción en frío 0,362. El proceso para adherirlo se realiza en un horno con temperatura controlada.

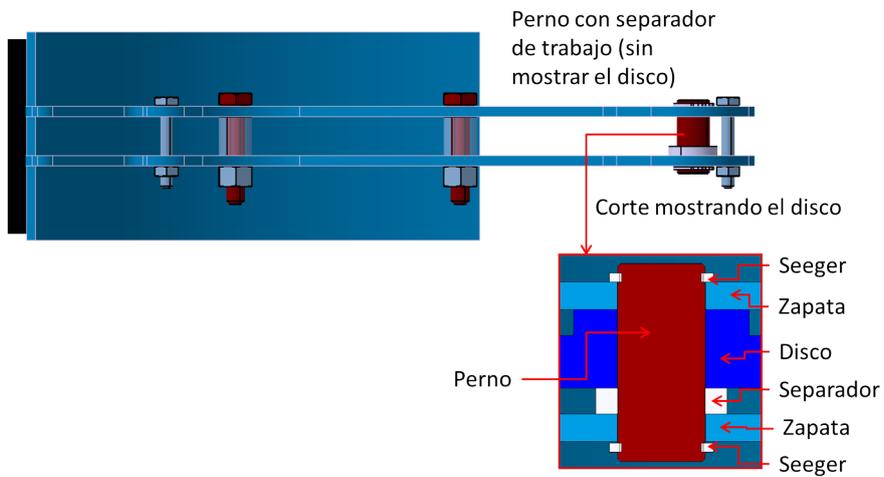
Se decidió la colocación de dos chapas zapata en lugar de una, separadas entre sí 12 mm, con el fin de aumentar la rigidez a la flexión de la zapata en la dirección axial. En la Fig. 21a se puede observar la geometría principal de la zapata, que estará compuesta por un punto pivote, y dos ojales donde se colocará un perno para la conexión de los resortes. Cada resorte tendrá una constante elástica de 15 N/mm.



(a) Zapata - Modelo 3D



(b) Zapata - Vista lateral para armado



(c) Zapata - Vista lateral para montaje

Figura 21: Modelo de zapata

Es necesario escuadrar de forma correcta las chapas al momento de realizar la soldadura para que las tensiones residuales en el material no deformen la geometría final de la zapata. Para esto se coloca un separador de 12 mm en la zona del pivote, y asimismo se realizan dos agujeros para poder colocar separadores en una zona cercana a la chapa soporte [Fig. 21b]. Al montar la zapata al disco, se quita el separador del perno pivote, reemplazándolo por uno de 3 mm de espesor, debido a que el espesor del disco en esa zona es 9 mm [Fig. 21c].

Se realizarán dos cordones de soldadura, en la zona indicada en la Fig. 21b, de un ancho (b) igual a 3 mm. Tanto la reacción normal del tambor a la zapata, como la reacción tangencial, provocan tensiones de cizalladura, ortogonales entre sí. Estos esfuerzos resultan de la integral de las presiones presentadas en la sección 3.1.1, y se calculan para una velocidad de 2400 rpm (correspondiente a la velocidad máxima tolerable en la sarta de varillas). La fuerza normal resultante (F_N) es 3940 N, y la tangencial (F_T) 1490 N. De este modo, se verifica que la tensión cortante máxima sea menor a la tensión última según el criterio de Tresca:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{F_N}{2b \times \cos 45 \times L}\right)^2 + \left(\frac{F_T}{2b \times \cos 45 \times L}\right)^2} = 17MPa = 0,19 \times \frac{\sigma_{fl}}{2} \quad (22)$$

Conociendo las fuerzas actuantes en el sistema, descritas en la sección 3.1.2, se calculó la reacción en el perno para la máxima velocidad tolerable, siendo 2980 N. Por diseño, se utiliza un perno (plano FC-02-03) de material SAE 1045 estirado en frío (tensión de fluencia 515 MPa), de diámetro 10 mm, por lo que se verificó que con dicho diámetro no se superen las tensiones admisibles de corte en el perno y de aplastamiento en zapata (elemento más débil por tener menor espesor).

$$\tau = \frac{R_{perno}}{\frac{\pi \times D_{perno}^2}{4}} = 23,8MPa = 0,09 \times \frac{\sigma_{fl}}{2} \quad (23)$$

$$\sigma_{apl} = \frac{R_{perno}}{A_{apl}} = \frac{R_{perno}}{D_{perno} \times t_{zapata}} = 48MPa = 0,26 \times \sigma_{fl} \quad (24)$$

En el perno se practican dos ranuras con el fin de colocar dos seguros Seeger DIN 471, para evitar su desplazamiento axial. El ajuste entre el perno y las chapas zapata será deslizante, para lo cual el agujero en las chapas se deberá fresar.

Una verificación importante que se realizó fue el cálculo de la frecuencia natural de la zapata, para asegurarse que dicho modo no se vea excitado ante la rotación del freno. En el diseño original, se utilizaba una única chapa cortada central, de 1/4" de espesor. Sin embargo, como su frecuencia natural era cercana a 40 Hz (correspondiente a la máxima velocidad tolerable), e involucraba deformación de flexión, se decidió utilizar dos chapas de 1/8", como fue explicado. En la Fig. 22 se observa la deformada del primer modo de la zapata, el cual es principalmente de deflexión axial.

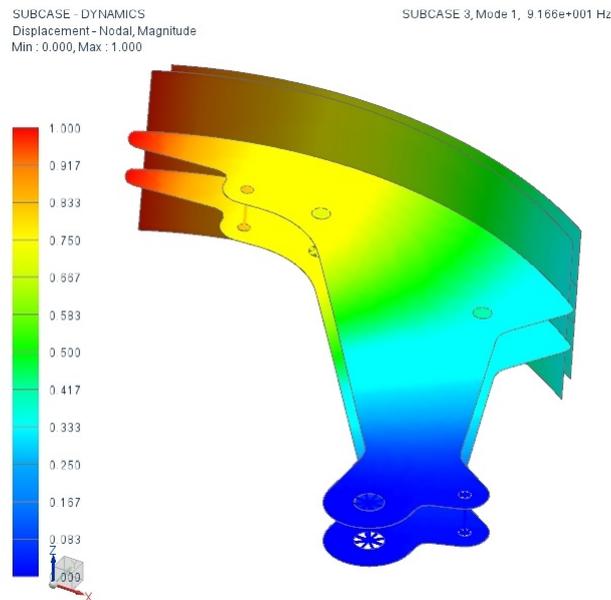


Figura 22: Primer modo de resonancia de zapata - 92 Hz

El primer modo de la zapata está en 92 Hz, con lo que no será excitado por la rotación, al ser un 150 % mayor que la máxima frecuencia de rotación aceptable (40 Hz).

5.2. Eje

El eje (plano FC-01-02) debe transmitir el torque de frenado ejercido por las zapatas durante el backspin al sistema de transmisión del cabezal. Asimismo, no debe girar en el sentido de trabajo, por lo que se utiliza un rodamiento unidireccional como interfaz entre el cubo del freno y el eje del cabezal. Con ese fin, el rodamiento irá alojado con interferencia (forzado duro) en un cubo realizado en el eje del freno, y se acoplará con el eje del cabezal al ensamblar el freno con el cabezal. El rodamiento unidireccional utilizado es a bolas, y es el de mayor capacidad de torque del catálogo de Stieber: el CSK40-2RS, de diámetro interno 40 mm y externo 80 mm. Para tener un diseño robusto, el diámetro exterior del eje en la zona del cubo será entonces 96 mm (ver Fig. 23).

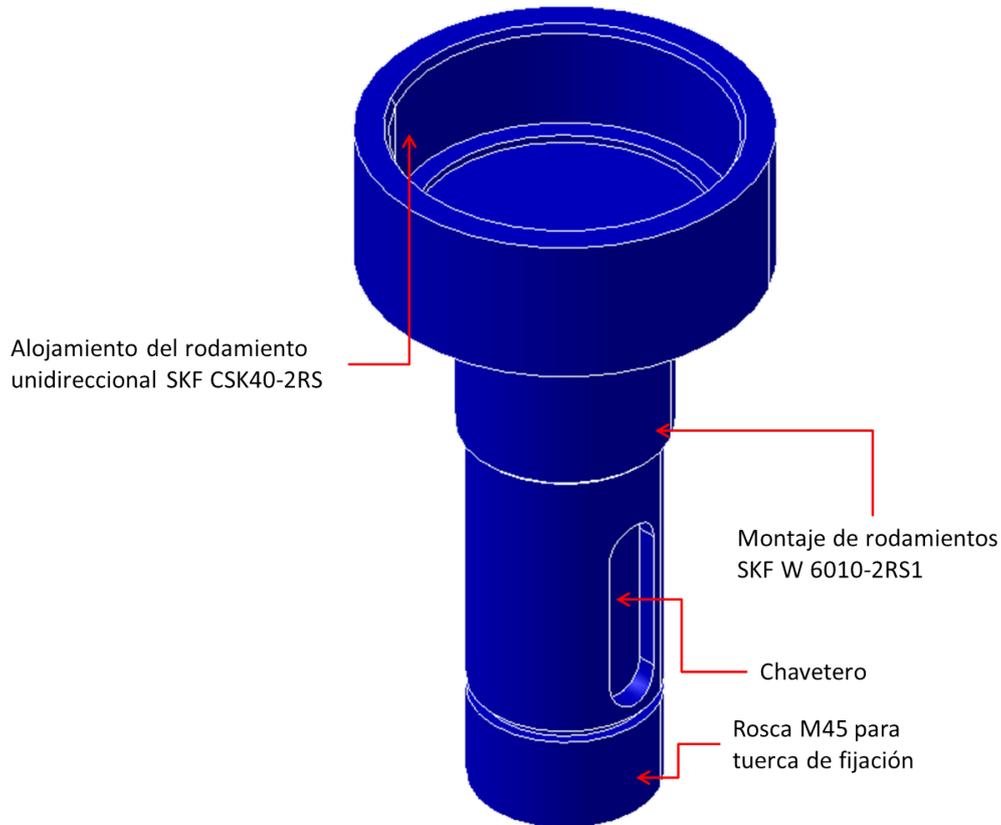


Figura 23: Eje - Geometría

Por otro lado, para transmitir el torque desde el tope inferior hacia el eje, se utilizará una chaveta DIN 6885A, la cual es plana de cabezas cilíndricas. A continuación, se calcula el diámetro de eje necesario para la transmisión de torque, teniendo en cuenta que, debido a la distribución de carga axisimétricas, no hay esfuerzos de flexión. El material utilizado es Acero SAE 4140 recocido, cuyo límite elástico es 417 MPa. Como el eje estará sometido a torsión, sin flexión, el diámetro mínimo se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación, considerando que la tensión de corte última está dada por el criterio de Tresca:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \times T \times FS \times K_t}{\pi \times (\sigma_{fl}/2)}} = 34mm \quad (25)$$

T es el torque transmitido (325 N-m máximo), FS el factor de seguridad (se utiliza factor 2) y K_t un factor por concentración de tensión. Este tiene en cuenta el chavetero de perfil utilizado, y como la carga es de torsión, el factor correspondiente es 1,6. Además, se considera el factor concentrador por el rebaje en el eje, estimando $D/d = 1,2$ y $r/d = 0,05$, por lo que corresponde un factor de 1,6 [Fig. 24]. El K_t resultante es, entonces, 2,56.

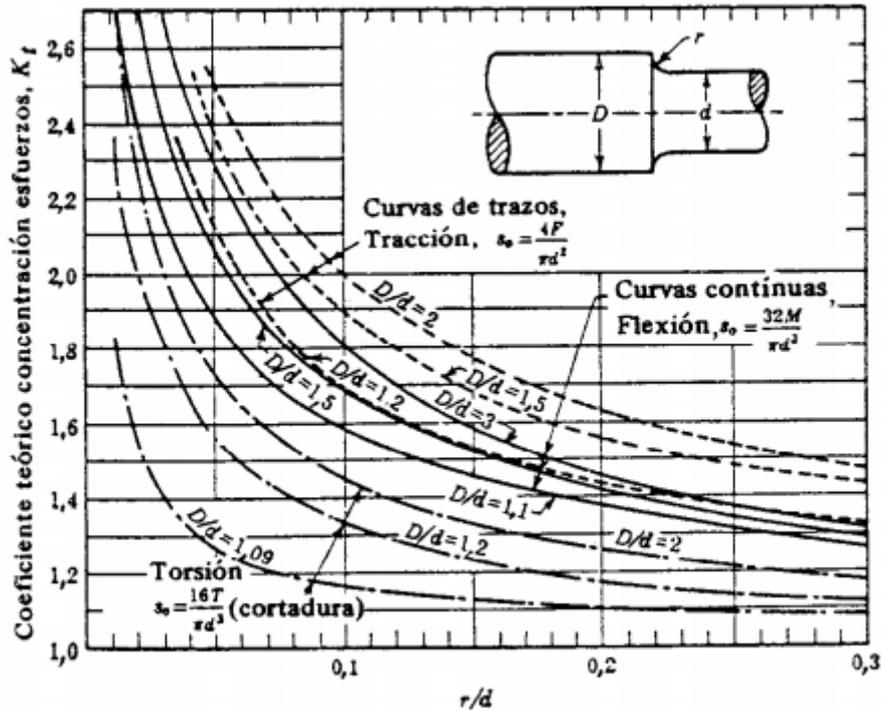


Figura 24: Coeficiente de concentración de tensiones para eje con acuerdo de enlace en el resalte [8]

Se adopta un diámetro mínimo del eje, en la zona donde van montado el disco y el tope inferior (por ende donde está el chavetero), de 45 mm, para evitar un proceso de torneado costoso e innecesario, ya que se parte de un tocho de diámetro mayor a 96 mm (alojamiento del rodamiento unidireccional, ver Fig. 23). La chaveta correspondiente tiene un ancho $b = 14$ mm con tolerancia $h9$, y altura $h = 9$ mm, y se debe fresar un chavetero de 5,5 mm de profundidad en el eje, y de 3,8 mm de profundidad a lo largo del tope inferior (según norma DIN 6885), con tolerancia según norma. El largo de la chaveta se calcula según las tensiones de corte en la misma (de acero AISI 1045 acabado en frío, cuya tensión de fluencia es 515 MPa), y el aplastamiento en el elemento más débil (el tope inferior), adoptando el mayor valor resultante.

$$L_{ap} = \frac{FS \times 2 \times T}{D \times t_1 \times \sigma_{fl}} = 34,4 \text{ mm} \quad (26)$$

$$L_{corte} = \frac{FS \times 4 \times T}{D \times b \times (\sigma_{fl}/2)} = 12 \text{ mm} \quad (27)$$

En este caso, debido a que las cargas son uniformes, el factor de seguridad (FS) adoptado es 1,5 [8]. Además, t es la profundidad del chavetero menos el huelgo entre chaveta y chavetero, siendo t_1 la medida correspondiente al tope inferior y t_2 al eje. El largo máximo resulta del dimensionamiento por aplastamiento en el tope inferior (material SAE 1010, ver sección 5.3). Incluyendo las cabezas, el largo necesario de chaveta es 48,4 mm. Se utilizará una chaveta de 50 mm de largo según valores comerciales disponibles.

Entre la zona donde está el cubo de alojamiento para el rodamiento unidireccional (diámetro externo 96 mm) y la zona del chavetero (diámetro externo 45 mm), hay un rebaje intermedio, y es donde se montan los rodamientos que dan soporte a todo el conjunto [Fig. 23]. El diámetro externo en esta sección es 50 mm con ajuste $j6$ de acuerdo a las recomendaciones del fabricante (SKF), dado por el diámetro de los rodamientos utilizados (SKF W 6010-2RS1).

En la punta del eje, se coloca una tuerca de fijación para apretar todo el conjunto, haciendo presión sobre el tope inferior. La tuerca a utilizar es de SKF, de rosca $M45 \times 1,5$, y su código es KMK 9. El largo resultante del eje es 174 mm.

5.3. Disco y tope inferior

Con el fin de transmitir al eje el torque de frenado originado por la fricción entre zapatas y tambor, se cuenta con el disco (plano FC-01-01), pieza a la cual están tomadas las zapatas, y el tope inferior (plano FC-01-03), pieza que hace de interfaz entre disco y eje.

En la Fig.25 se observa la geometría del disco. Para su construcción se parte de un disco de 200 mm de diámetro de 9/16" de espesor. Se someterá al proceso de fresado, en una fresadora de tres ejes, sin retomes. Tiene un agujero central de 50 mm de diámetro para ser montado en el eje con ajuste forzado ligero.

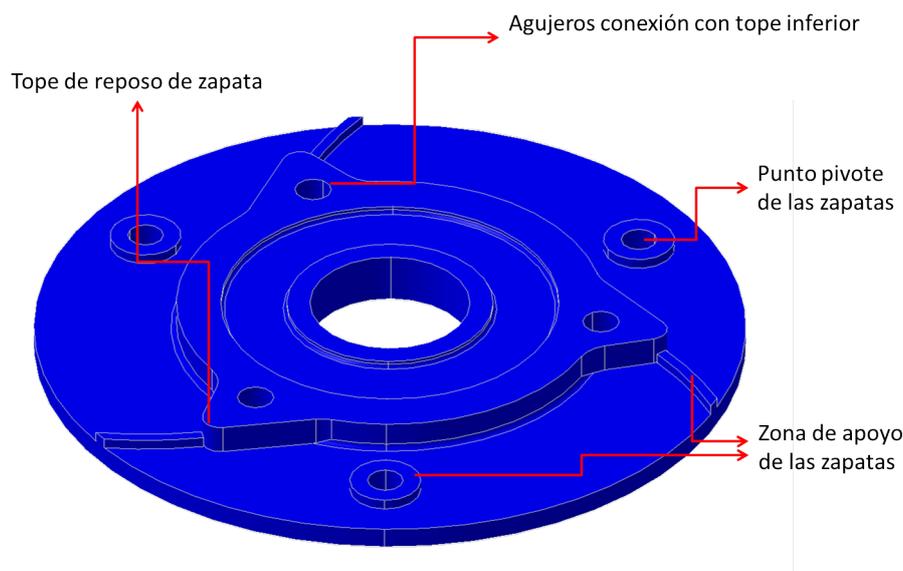


Figura 25: Disco

Es necesario que las zapatas tengan la facultad de desplazarse hasta hacer contacto con el tambor. Para esto, el disco sostiene las zapatas y permite que roten respecto al punto pivote, al tener un ajuste deslizante con el perno. Como se ve en la Fig. 25 el disco cuenta con un tope, en el cual descansa la zapata cuando el freno no está activo; este tope determina la deflexión estática del resorte. Además posee una guía, la cual minimiza la superficie de contacto para disminuir el roce entre el disco y la zapata.

Como se dijo, el disco es el encargado de transmitir la potencia desde las zapatas hacia el eje. Como el largo necesario de chaveta (ver sección 5.2) es mayor al espesor del disco, se agrega una pieza: el tope inferior. De este modo, el disco se conecta con el tope inferior a través de bulones, y es el tope inferior el que por medio de una chaveta transmitirá el torque de frenado al eje. Se decidieron colocar 3 bulones, por requerimiento de espacio, ya que colocando otra cantidad, habría interferencia con el soporte axial. Dichos bulones irán ajustados con tuercas autoblocantes, para impedir su desajuste. Se utilizaron bulones M10 de cabeza hexagonal DIN 933 calidad 8.8. Se calcula para la situación crítica, donde el torque máximo corresponde a 325 N-m. La fuerza actuante es este torque dividido por la distancia a la cual se encuentran los bulones respecto al eje de rotación. Se verificaron los bulones al corte, siendo la tensión resultante 12 veces menor a la resistencia al corte según criterio de Tresca.

$$\tau = \frac{F_{Max}}{N \times \frac{\pi \times D_{efectivo}^2}{4}} = 26,9 MPa = 0,08 \times \frac{\sigma_{fl}}{2} \quad (28)$$

El disco, a su vez, aprieta los rodamientos en la dirección axial contra el eje. Para esto, posee una ranura para que únicamente la pieza haga contacto con el aro interno del rodamiento inferior. De esta forma, a través del separador los rodamientos se encuentran fijados e imposibilitados de desplazamiento axial [Fig. 26].

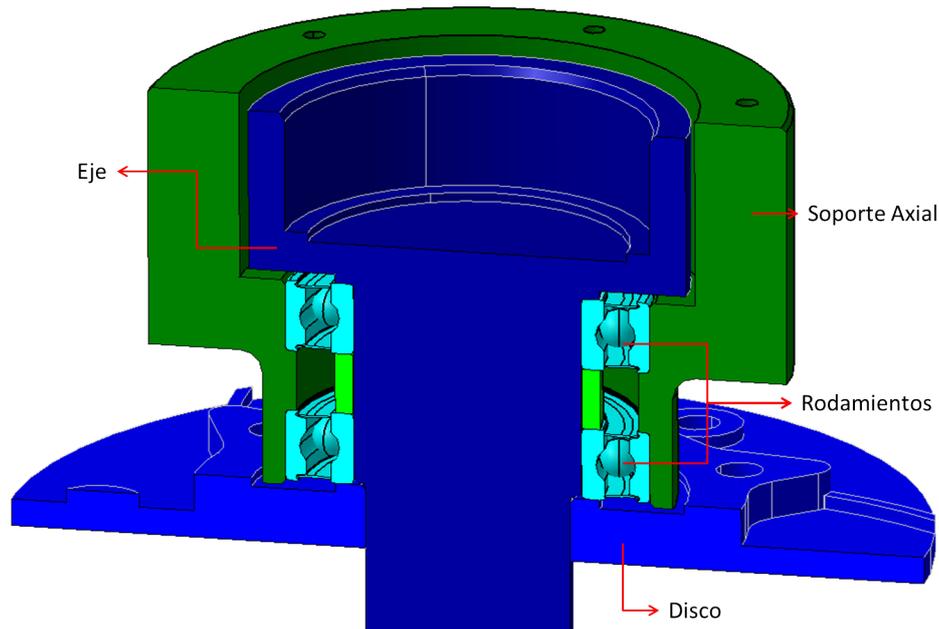


Figura 26: Corte de disco, soporte axial y rodamientos

Para el análisis modal, se realizó un modelo simplificado del disco con elementos cáscara, modelando las zapatas como masas puntuales en la posición de los pernos. En la Fig. 27 se observa el primer modo.

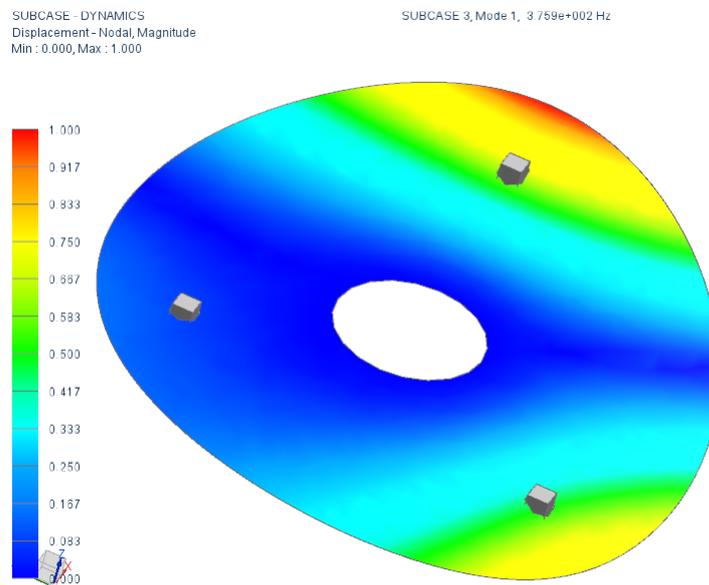


Figura 27: Primer modo de resonancia del disco - 376 Hz

Se encontró el primer modo en 376 Hz, siendo 8,4 veces mayor a la frecuencia rotacional máxima (40 Hz).

Como ya fue explicado, se utiliza el tope inferior, cuyo largo está limitado principalmente por el largo de la chaveta [Fig. 28], siendo el material utilizado SAE 1010. Esta pieza apoya sobre la tuerca de fijación explicada en la sección 5.2.

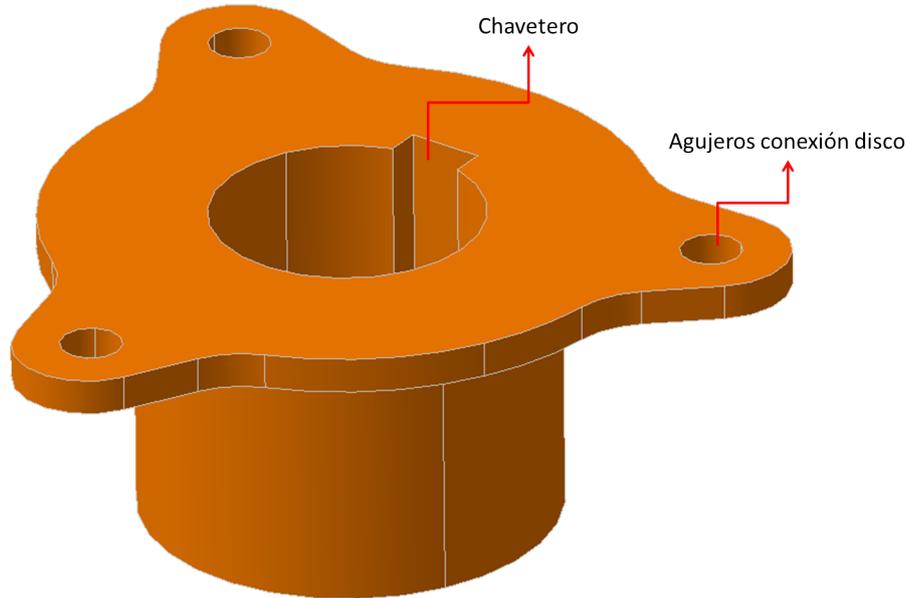


Figura 28: Tope inferior

El aplastamiento de los bulones se verificará únicamente en el tope inferior, debido a que posee menor espesor que el disco en esa zona (6 mm). Nuevamente se utilizó la situación crítica (torque igual a 325 N-m) y la fuerza aplicada, corresponde a dicho torque dividido la distancia de los bulones al centro de rotación.

$$\sigma_{apl} = \frac{F_{Max}}{A_{apl}} = \frac{F_{Max}}{N \times D_{bulon} \times h_{tope}} = 30MPa = 0,17 \times \sigma_{fl} \quad (29)$$

Para su manufactura, se parte de un macizo de diámetro de 150 mm, torneado sin retomes. Posteriormente, debe ser sometido a un fresado con el fin de realizar el chavetero y la zona de contacto con el disco. Al igual que el disco, el ajuste del agujero central será para un montaje forzado ligero. La geometría de contacto con el disco fue diseñada para evitar contacto con las zapatas.

5.4. Soporte axial

Como interfaz entre las piezas móviles descriptas y las piezas fijas (tambor y tapa, ver Sección 5.5), se hará uso del soporte axial (plano FC-01-04), el cual soportará la fuerza axial producida por el peso propio de los materiales y permitirá la rotación del eje [Fig. 29]. Se parte de una pieza de 140 mm de diámetro, debido a que es necesario albergar al eje (96 mm de diámetro). Su diámetro interno estará limitado por los rodamientos SKF W 6010-2RS1, de diámetro externo 80 mm, y con ajuste H8 de acuerdo a recomendación del fabricante.

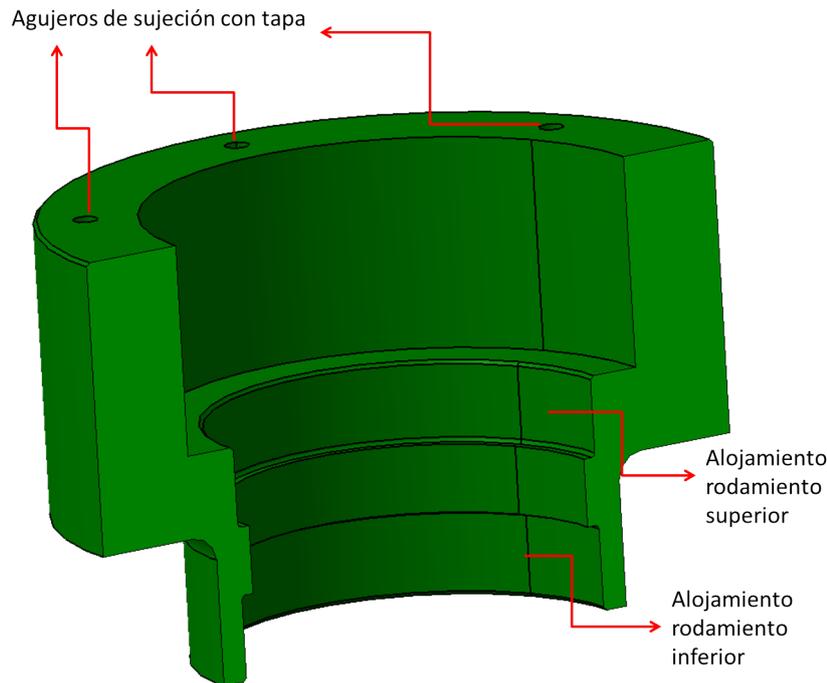


Figura 29: Soporte axial

El diseño cuenta con 6 agujeros roscados M6, para ser vinculados a la tapa del freno. Dichos bulones serán los encargados de soportar el peso del mecanismo de frenado.

Es necesario que esta pieza permita la rotación del eje. Como se observa en la Fig. 30, se colocan dos rodamientos de bola de hilera simple SKF W 6010-2RS1, que permiten que el freno rote pero no se traslade en sentido axial. La capacidad dinámica de estos rodamientos es 19 kN (la carga a soportar es 100 N en sentido axial), y su velocidad limitante 5000 rpm, por lo que se garantiza su correcto funcionamiento. El eje descansa sobre el aro interno del rodamiento superior, a su vez que el aro externo del mismo reposa sobre el soporte axial. De esta forma, se sostiene el peso del mecanismo, permitiendo su rotación.

Se decidió la colocación de dos rodamientos distanciados por un separador de 13,5 mm (plano FC-01-05) [Fig. 30], para brindar mayor rigidez estructural en sentido radial: se evita la posibilidad de que esfuerzos laterales oscilatorios provenientes del freno o desbalanceos propios de los sistemas rotativos, dañen el mecanismo de frenado. El rodamiento inferior, a su vez, apoya con su aro interior contra el disco [Fig. 19]. El separador transmite fuerza axial entre los aros internos de los rodamientos.

Este pieza se manufacturará mediante torno, sin retomes, y posteriormente fresado para las roscas superiores.

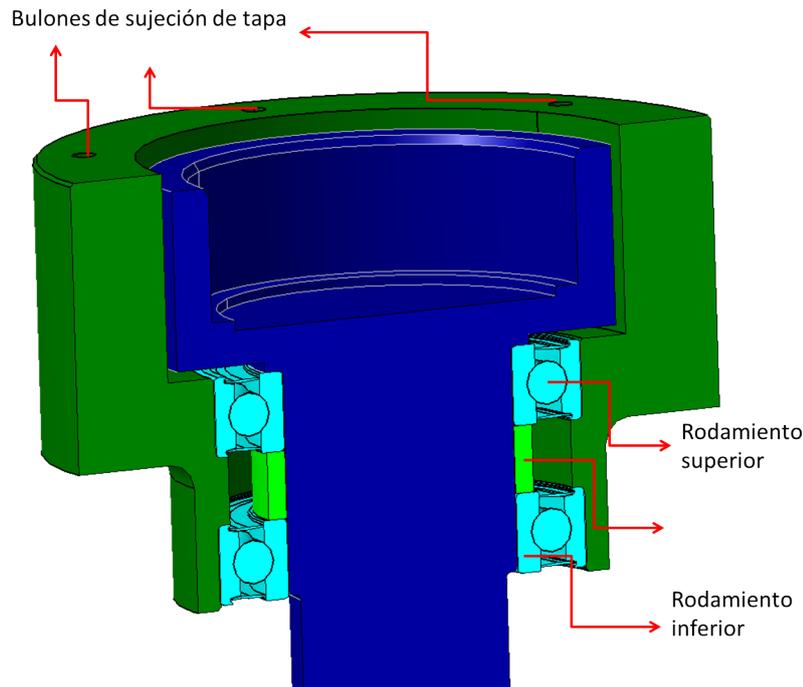


Figura 30: Corte del soporte axial

5.5. Tambor y tapa

Para el diseño del tambor (plano FC-01-07), o campana, se respetaron, como condiciones de diseño inicial, las dimensiones fijadas anteriormente en el proyecto. En particular, resultaron de importancia la posición de los bulones de interfaz con el cabezal (12 bulones M6 ubicados sobre una circunferencia de 400 mm de diámetro), el diámetro externo de la zapata (320 mm) y la altura del eje (174 mm). A este último efecto, la altura del tambor desde la interfaz con la tapa hasta el fondo se fijó en 190 mm, quedando 12,2 mm desde el eje hasta el fondo del tambor. De acuerdo a lo sugerido por Orthwein [5], la campana será de fundición gris, por su alta conductividad térmica, y la rugosidad media aritmética (R_a) de la superficie contra la que deslice la zapata será de $0,8 \mu\text{m}$. En la Fig. 31 se muestra una vista del modelo 3D de la pieza.

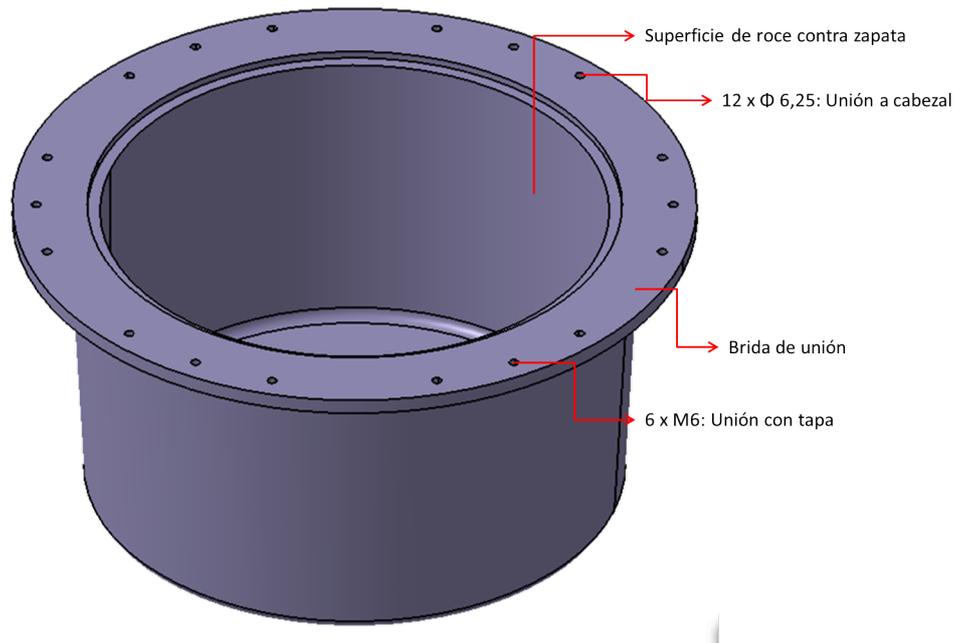


Figura 31: Tambor de freno - Geometría

Las superficies a mecanizar son la cilíndrica interna y la brida, contra la que apoya la tapa. En la superficie exterior se permitió un ángulo de 3° para el desmolde de la pieza fundida, y los radios de acuerdo son de 7 mm. El espesor del fondo, del cilindro lateral, y de la brida, es 10 mm. Este espesor, en la pared cilíndrica, permite eventualmente un rectificado para mantenimiento del freno. La masa del tambor resultante es 34,2 kg. Es importante verificar que la campana no trepide durante el accionamiento del freno, para lo cual se calcula su modo natural de resonancia. Como este se da para una frecuencia de 592 Hz (ver Fig. 32), se concluye que no será excitada durante el accionamiento del freno, ya que la frecuencia de giro máxima es 40 Hz.

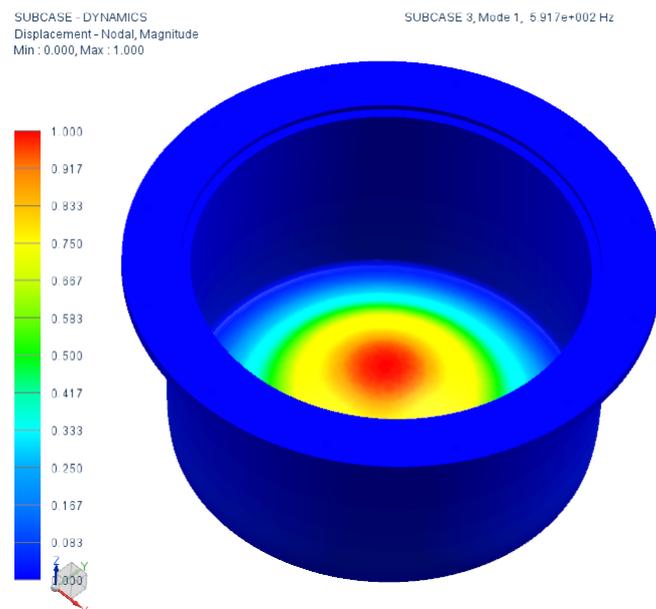
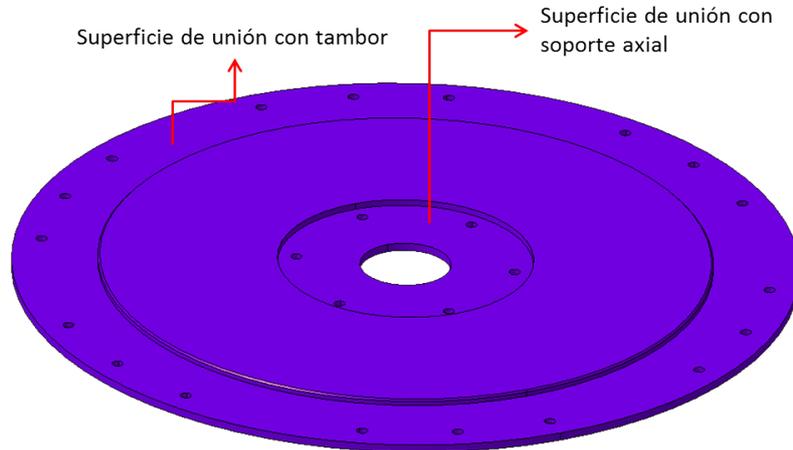
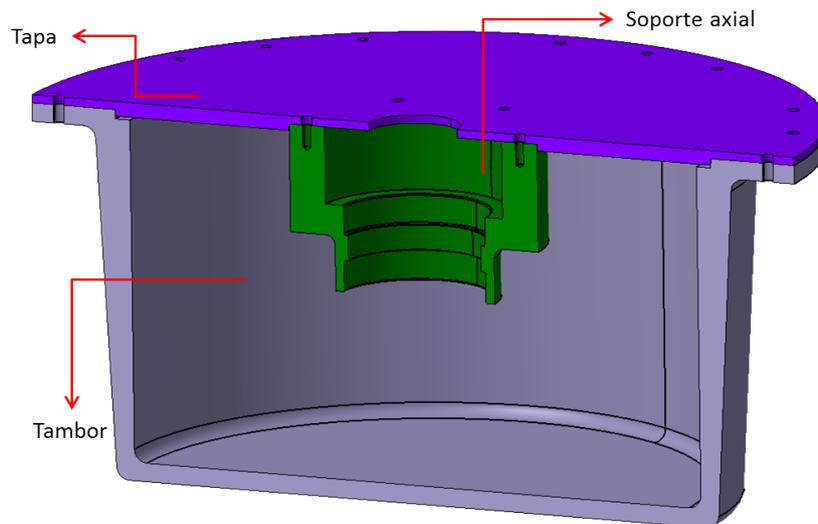


Figura 32: Primer modo de resonancia del tambor - 592 Hz

La tapa (plano FC-01-06), de material SAE 1010, irá unida a la brida del tambor, cerrando todo el conjunto, conectándose al soporte axial, y con ello, al eje y todas las partes móviles. Tendrá un espesor de 7,9 mm y rebajes de 3,5 mm en las superficies que apoyen contra brida y soporte axial. Parte de la tapa se aloja dentro de un rebaje del tambor, con ajuste deslizante de grado esmerado. En la Fig. 33 se observa la geometría de la tapa y un corte donde se ve su interfaz con las piezas mencionadas.



(a) Tapa - Geometría



(b) Corte de tapa, tambor y soporte axial

Figura 33: Tapa - Geometría y corte

6. Conclusiones

Se diseñó un producto de aplicación industrial destinado a la producción de petróleo. Ante la necesidad de mecanismos robustos, debido a la adversidad de las zonas de trabajo, la alternativa propuesta en el informe consta de una implementación confiable a la hora de detener de forma controlada un pozo de producción. Con este fin, el diseño es de accionamiento netamente mecánico. Se logró compatibilidad con el cabezal existente, de modo que sea acoplable al mismo sin ningún rediseño de los mecanismos de bombeo.

Se obtuvo una detención total del pozo en 70 minutos, con torque máximo de 1259 N-m, y velocidad máxima de 570 rpm. Estos valores están dentro de los límites soportados por el sistema.

El diseño de montaje permite un rápido ensamblado como así también un mantenimiento sencillo una vez instalado. El diseño es modular, permitiendo un armado compacto con una disminución de piezas de ajuste finales a colocar. Esto también es de utilidad ante la posibilidad de un desarmado para mantenimiento.

Ante la necesidad de ser competitivos en el mercado, se utilizaron materiales estándar, y fue diseñado para procesos de manufactura sencillos y económicos, de fácil acceso en el mercado argentino. Este mismo criterio fue utilizado a la hora de seleccionar elementos de bulonería y rodamientos. Esto facilita las cuestiones constructivas del mecanismo de frenado, permitiendo una producción propia en caso de tener herramientas de mecanizado, o de lo contrario, reducir la cadena de proveedores de forma sustancial.

6.1. Trabajo futuro

A futuro, se han de llevar a cabo las siguientes tareas:

Modelo

- Pozo
 - Medir ciertas variables para poder determinarlas con mayor precisión e incluirlas en el modelo. Esto es así para la fricción modelada en el sistema del cabezal, los momentos de inercia involucrados en la mitad superior e inferior, y el torque entregado por el motor en el momento de falla. Esto puede ser medido sobre el cabezal o pozo en el que se desee colocar el freno.
- Freno
 - Adaptar el freno a los otros modelos de bomba mencionados, así como a los distintos pozos, tanto para cabezal con relación de transmisión 6 y 4. Para esto, los parámetros a modificar, para que el mismo diseño de freno sirva para los distintos pozos, son la deflexión estática y rigidez del resorte.
 - Realizar el modelo térmico del freno, considerando la convección entre la campana y el aire exterior, para analizar la necesidad de incluir aletas en el tambor. Incluir la dependencia térmica del coeficiente de fricción (creciente con la temperatura, según datos aportados por el fabricante).

Diseño

- Analizar la viabilidad de dividir al disco en dos piezas de modo transversal al eje de rotación para abaratar costos, y que estas partes luego puedan ser unidas, dado que el disco propuesto en el diseño actual lleva un trabajo de mecanizado considerable.

- Analizar la factibilidad de realizar la conexión entre eje y disco por medio de un estriado en lugar de chaveta, eliminando así una pieza (el tope inferior) y acortando considerablemente el largo del eje y tambor. Sin embargo, se debe considerar el mayor costo de mecanizado del eje estriado.

Construcción

- Construcción de un prototipo y ensayo con el fin de obtener datos reales de torque de frenado en función de la velocidad angular. El ensayo también puede ser útil para analizar el comportamiento térmico del freno, así como la eficiencia del mecanismo de transmisión del cabezal, para el posterior ajuste del modelo numérico.

Referencias

- [1] Henri Cholet. *Progressing Cavity Pumps*. Editions Technip, 1997.
- [2] Hirschfeldt Marcelo. Manual de bombeo de cavidades progresivas. 2008.
- [3] ITBA PCP Oil Tools. *Development of a PCP Dynamic Safe Drive with Viscosity Super Brake and successful deployment in an Argentine Field*. SPE-165026-MS, 2013.
- [4] Gastaldi & Tusseddu. *Diseño de un freno hidrodinámico para un cabezal de bombeo PCP*. Instituto Tecnológico de Buenos Aires, 2011.
- [5] William C Orthwein. *Clutches and brakes: design and selection*. CRC Press, 2004.
- [6] Joseph Edward Shigley, Richard Gordon Budynas, and Charles R Mischke. *Mechanical engineering design*. 2004.
- [7] ISO 15136-2 INTERNATIONAL. Petroleum and natural gas industries. progressing cavity pumps systems for artificial lift. 2006.
- [8] V. M. Faires. *Diseño de Elementos de Máquina*. Montaner y Simon S.A., Barcelona, 1997.

Apéndice A

A. Parámetros freno

El análisis de cada parámetro y su respectiva influencia es analizado a continuación. Se utilizó un programa de cálculo con el fin de simular la evolución del torque de frenado, presión máxima e inicio de frenado, respecto a la velocidad de rotación del eje. En primera instancia se le asignó un valor a cada parámetro [Cuadro A.1] basado en el diseño preliminar de la zapata [Fig. A.1]. Las dimensiones de la zapata fueron elegidas bajo criterios ingenieriles y bibliografía sobre diseño mecánico [Sección 4.1].

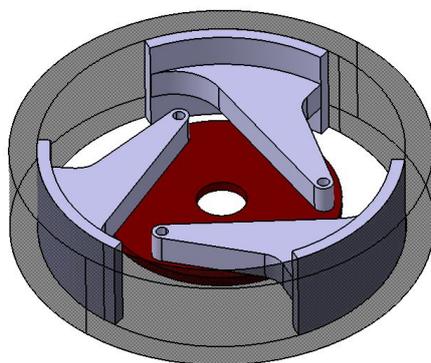


Figura A.1: Diseño preliminar de zapata

Variable	Valor	Unidad
Masa [kg]	4,26	kg
Distancia Pivote - Centro de rotación	100	mm
Distancia fuerza elástica - pivote	200	mm
Distancia Pivote - CG	150,8	mm
Deflexión máxima	3	mm
Deflexión estática	2	mm
Ángulo de contacto	60	deg
Coefficiente de roce	0.35	-
Radio del CG	131,8	mm
Radio del tambor	180	mm
Constante elástica	40	N/mm
Ancho de zapata	100	mm

Cuadro A.1: Valores asignados a los parámetros

Mediante el concepto de *ceteris paribus* (variando un valor y manteniendo los otros constantes) se analizó la influencia de cada parámetro por separado, observando su comportamiento al variar su valor respecto al que figura en el Cuadro A.1. Si bien sabemos que los parámetros no son independientes entre sí, este concepto de análisis ayuda a entender la influencia que cada parámetro presenta al diseño general. A continuación se detalla de forma gráfica el comportamiento del torque de frenado y presión máxima según la variación de cada parámetro. El inicio de frenado se podrá apreciar en ambas gráficas.

El criterio *ceteris paribus* presenta como limitación que, al analizar cada variable de forma independiente, ciertas circunstancias no responden a comportamientos físicos, sino a modelos matemáticos. Esto es así porque ciertas variables no son independientes, por ejemplo: aumentar el arco de contacto,

implica también aumentar la masa de la zapata, y modificar el radio del centro de gravedad, por lo que analizar la influencia de los parámetros por separado no refleja del todo el comportamiento físico. Es por esto que algunos resultados serán apartados del análisis de cada parámetro.

A.1. Masa de zapata

La presión y el torque varían proporcionalmente con la masa, mientras que el comienzo de frenado disminuye al aumentar la misma.

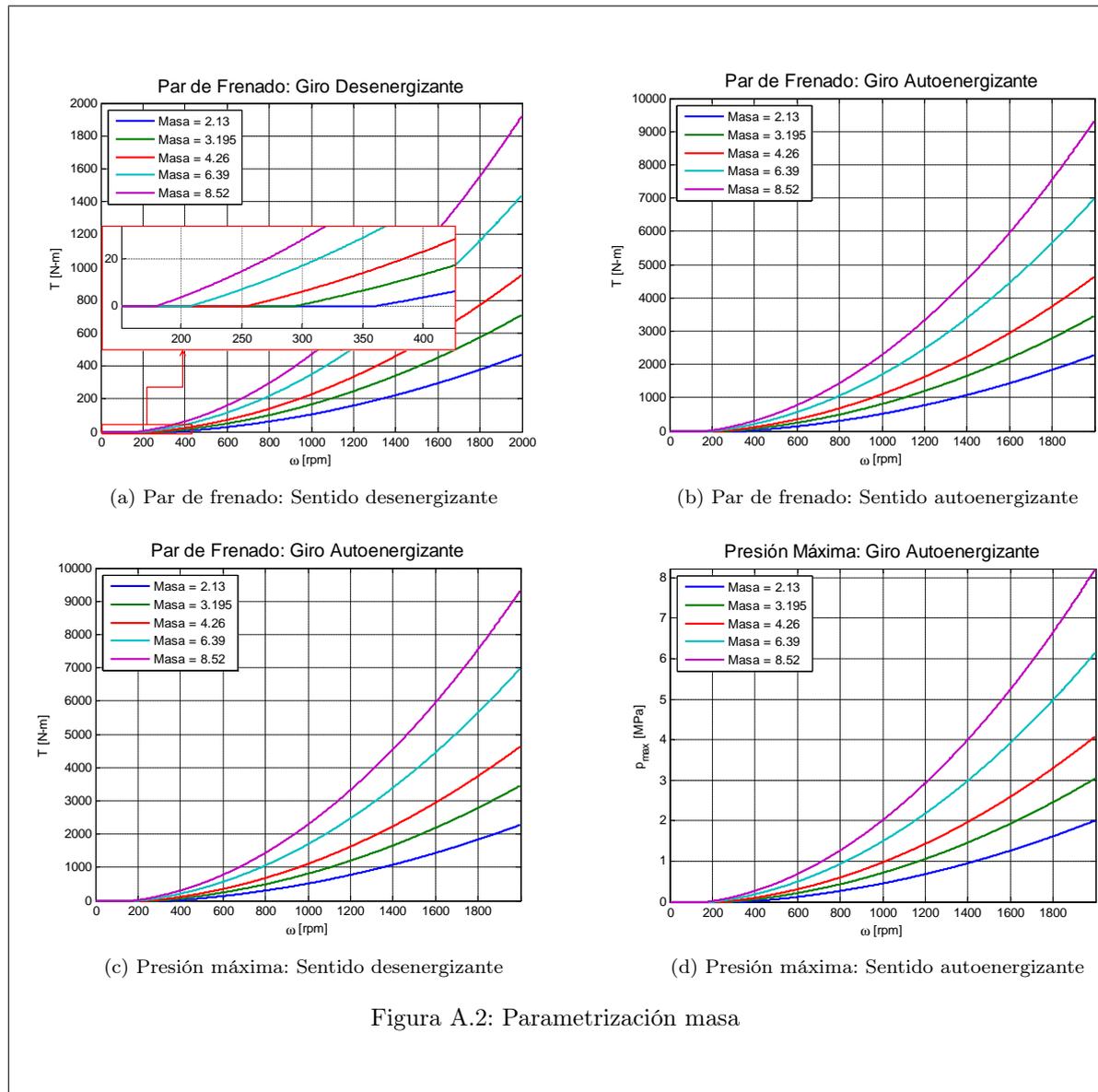
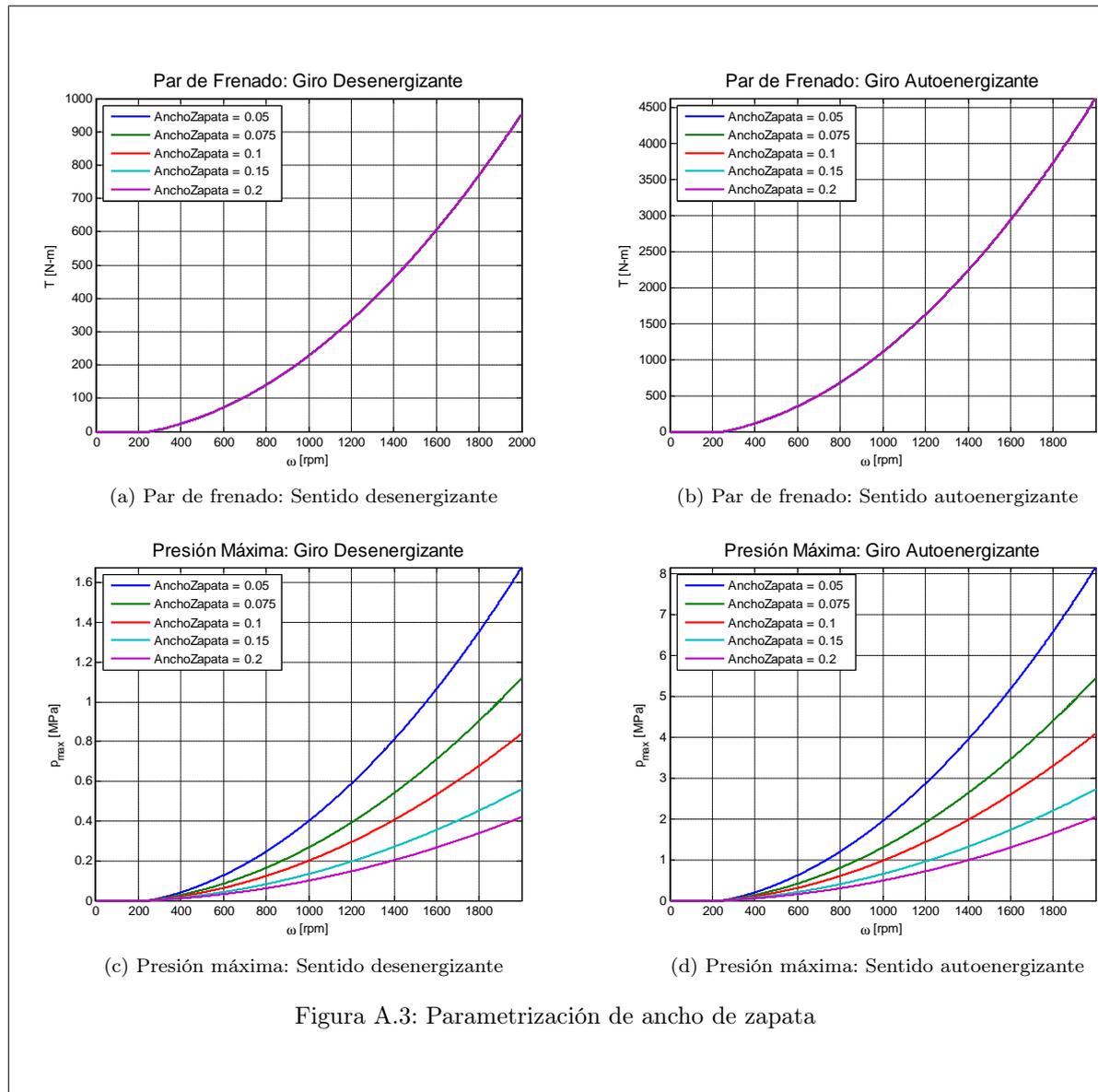


Figura A.2: Parametrización masa

A.2. Ancho de zapata

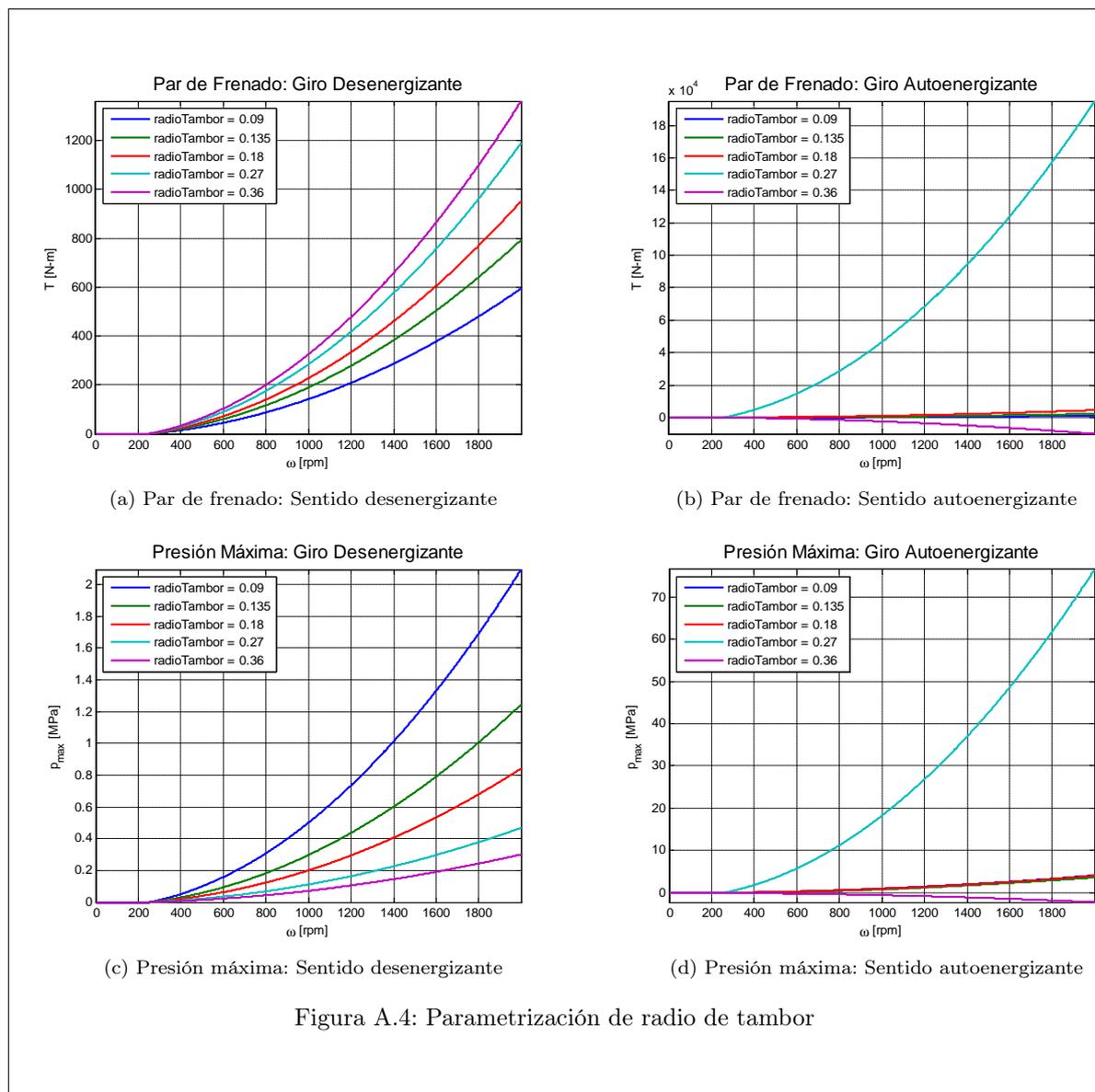
El torque e inicio de frenado permanecen constantes al variar el ancho, mientras que la presión disminuye al aumentar el ancho.



A.3. Radio tambor

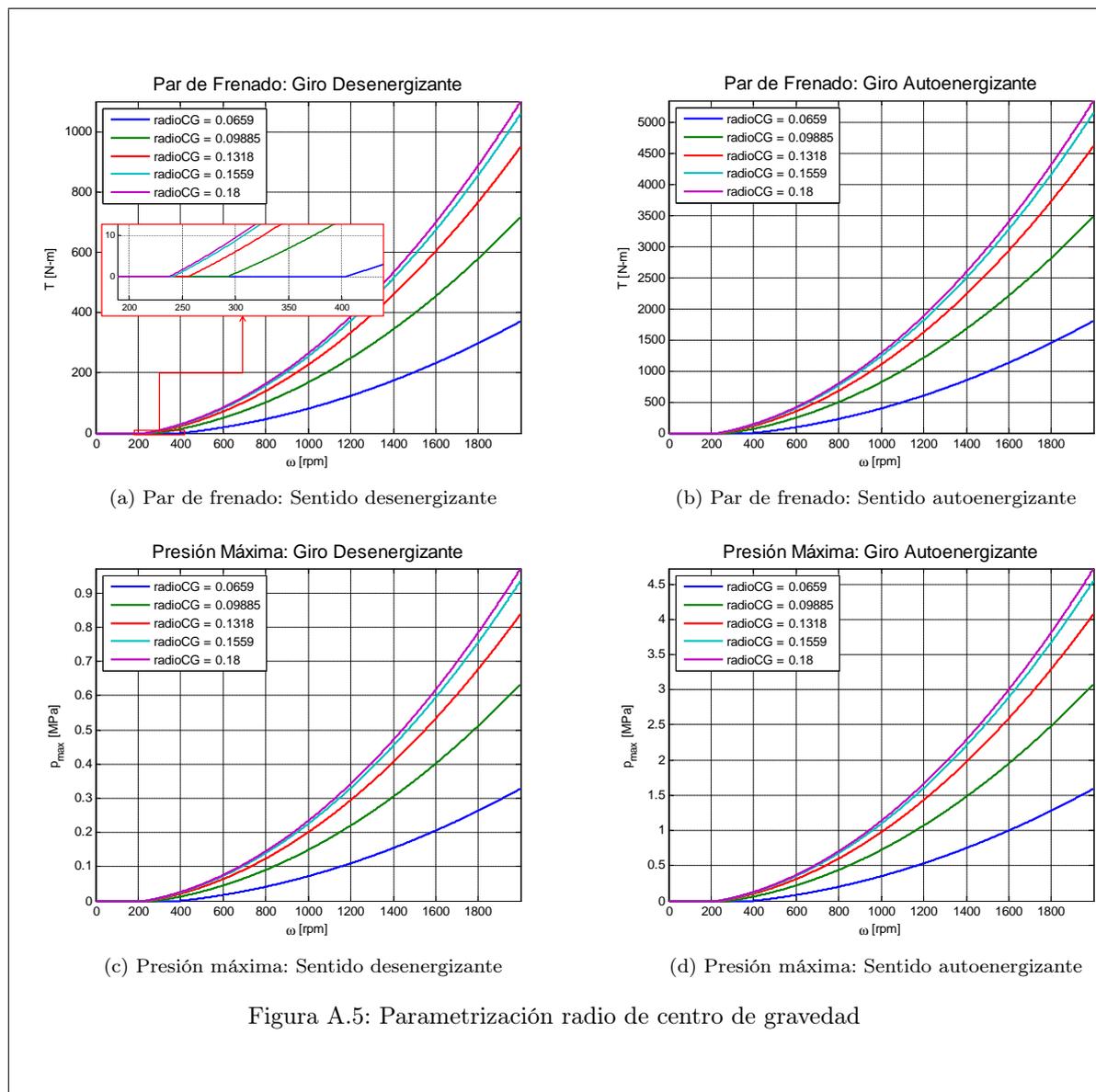
En el caso de giro desenergizante, al aumentar el radio del tambor la presión disminuye, mientras que el torque aumenta. El comienzo de frenado permanece constante.

Para el caso de sentido de giro autoenergizante, el comportamiento del freno es similar hasta encontrarse en la situación de autobloqueo, donde el sistema se vuelve inestable y los valores de presión y torque se vuelven negativos (el cambio de signo obedece a la inestabilidad reflejada en el modelo matemático). Esta condición se encuentra explicada en la Sección 3.1.2 del cuerpo del informe.



A.4. Radio del centro de gravedad

Al aumentar el radio de CG, tanto la presión máxima como torque aumentan, mientras que el inicio de frenado decae. La curva de radio de CG igual a 180 mm no corresponde a un modelo físico, ya que es igual al radio del tambor.



A.5. Constante del resorte

Cabe destacar que la influencia de este parámetro está enfocada en el inicio del frenado, debido a que una vez comenzado el frenado, el valor del momento producido por la fuerza elástica es constante. A mayor constante elástica, la velocidad necesaria para que se inicie el frenado es mayor.

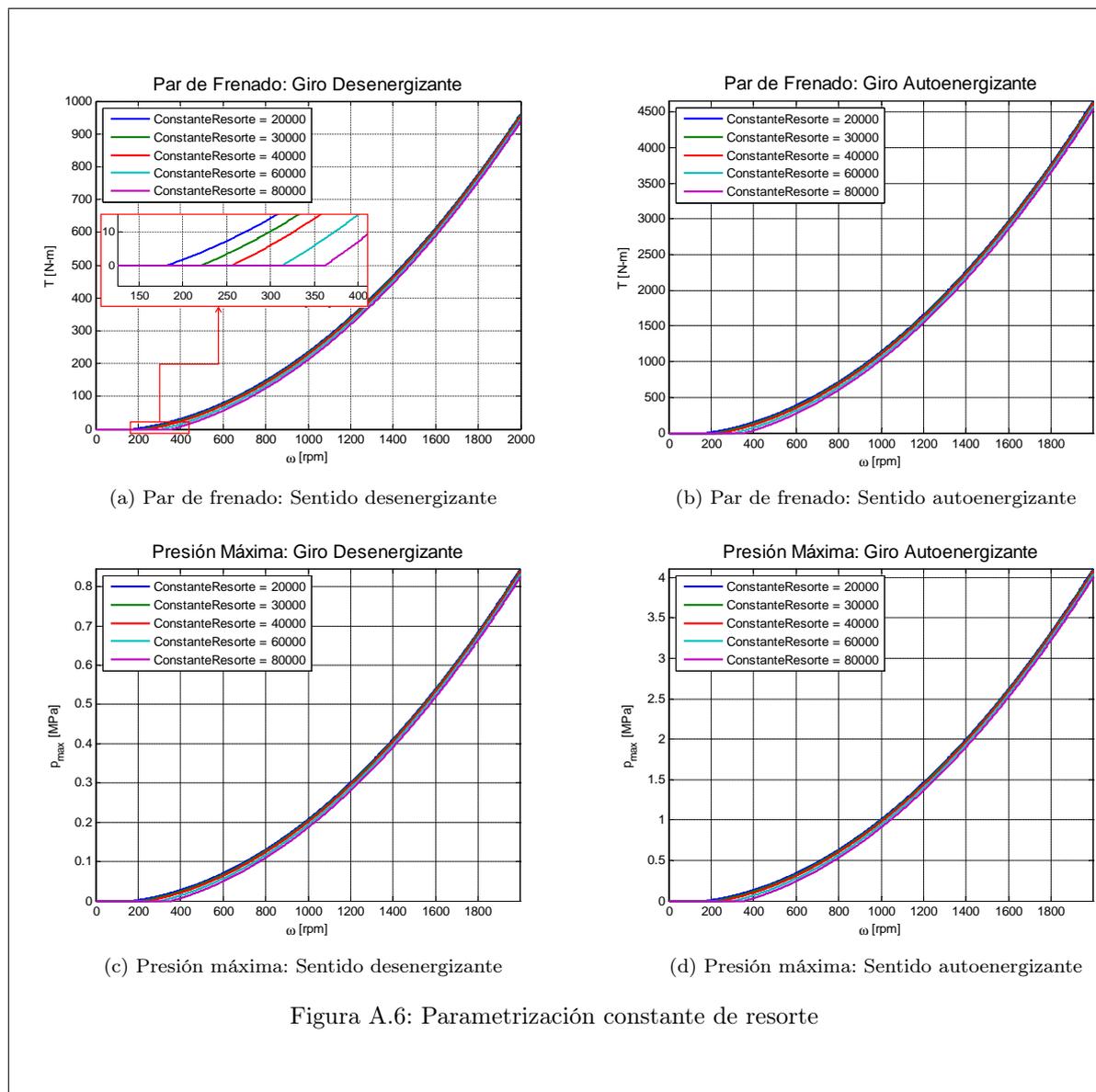


Figura A.6: Parametrización constante de resorte

A.6. Distancia centro de rotación - pivote

Para el caso desenergizante, al aumentar dicha distancia, tanto el torque de frenado como la presión aumentan, hasta alcanzar un máximo que ocurre entre 140 mm y 180 mm de este parámetro. El inicio de frenado se ve afectado por este parámetro, disminuyendo al incrementar el valor del mismo. La curva donde esta distancia es igual a 180 mm no corresponde a un modelo físico.

Para el caso de sentido de giro autoenergizante, torque de frenado y presión máxima disminuyen con el aumento de la distancia, aunque para bajos valores el freno autobloquea. Se logra visualizar la condición de autobloqueo (curva de distancia centro de rotación al pivote igual a 50 mm), donde los valores de presión y torque se vuelven negativos (el cambio de signo obedece a la inestabilidad reflejada en el modelo matemático). Esta condición se encuentra explicada en la Sección 3.1.2 del cuerpo del informe.

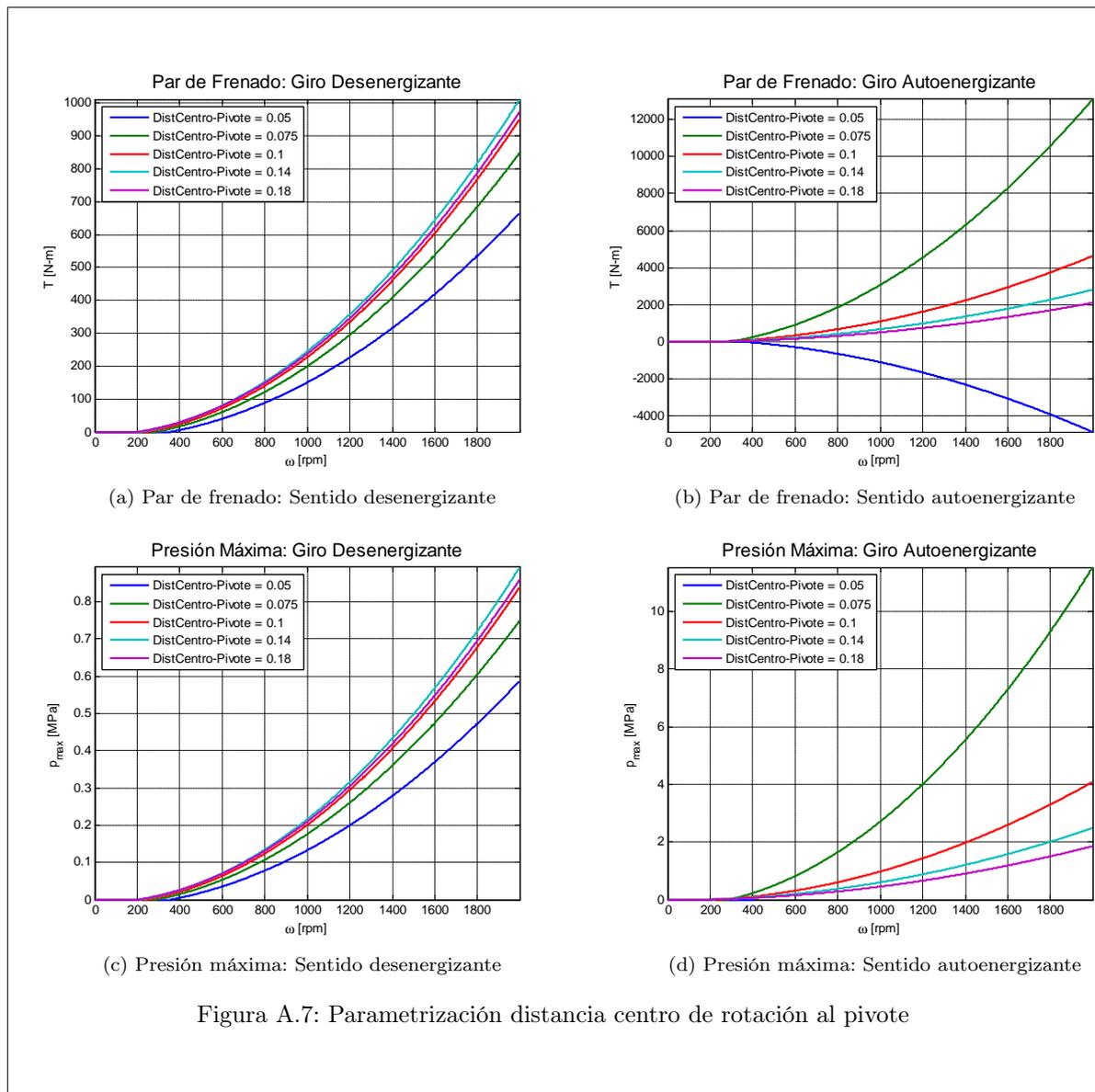
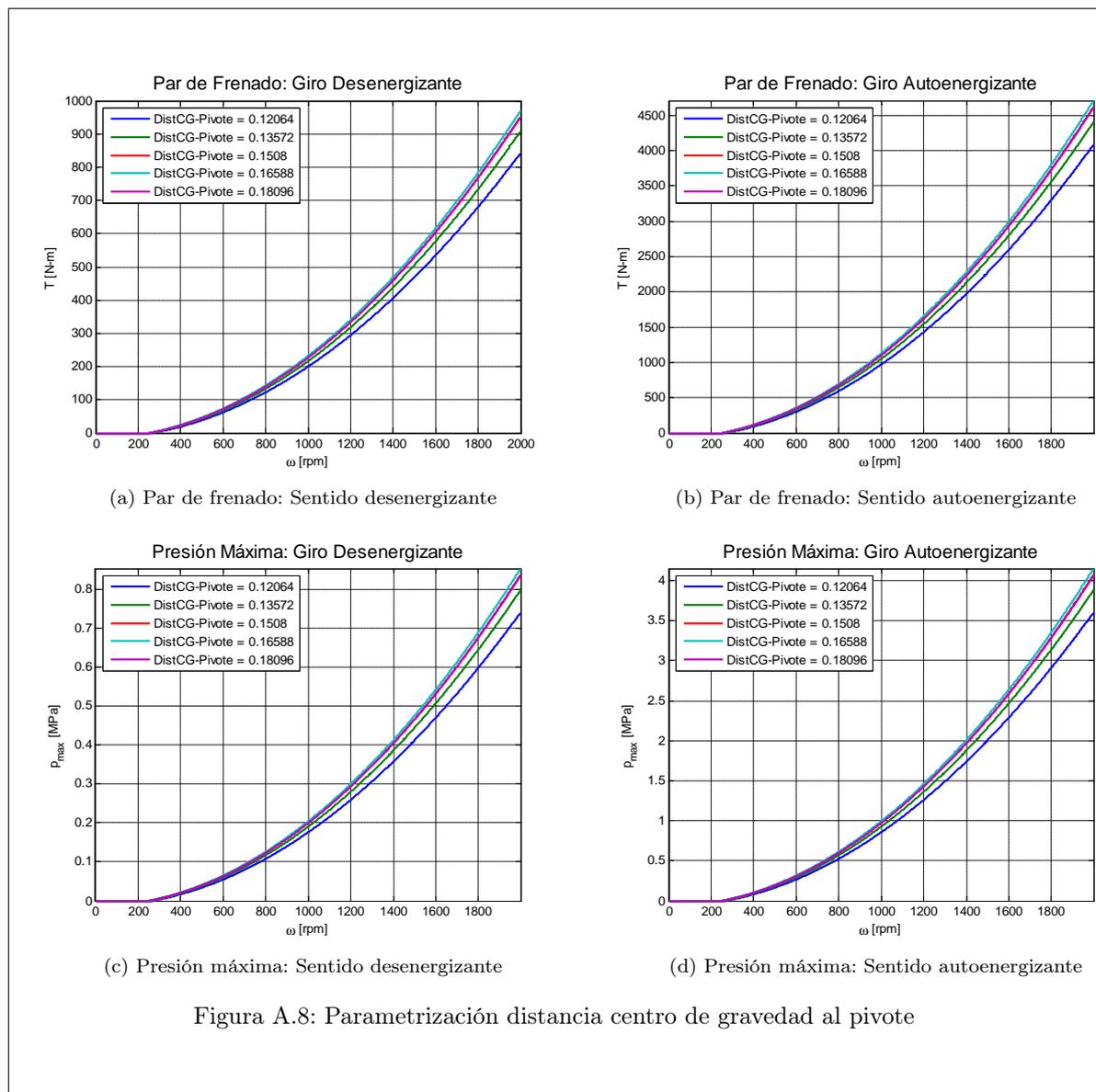


Figura A.7: Parametrización distancia centro de rotación al pivote

A.7. Distancia centro de gravedad - pivote

Para ambos sentidos de giro, tanto la presión como el torque de frenado aumentan ligeramente al aumentar la distancia estudiada, hasta alcanzar un máximo para una distancia cercana a 166 mm. Dicho parámetro no tiene influencia en el inicio de frenado.



A.8. Distancia resorte - pivote

La influencia de este parámetro está enfocada en el inicio del frenado, debido a que una vez comenzado el frenado, el valor del momento producido por la fuerza elástica es constante. Cuanto más grande sea dicha distancia, la velocidad necesaria para que se inicie el frenado es mayor.

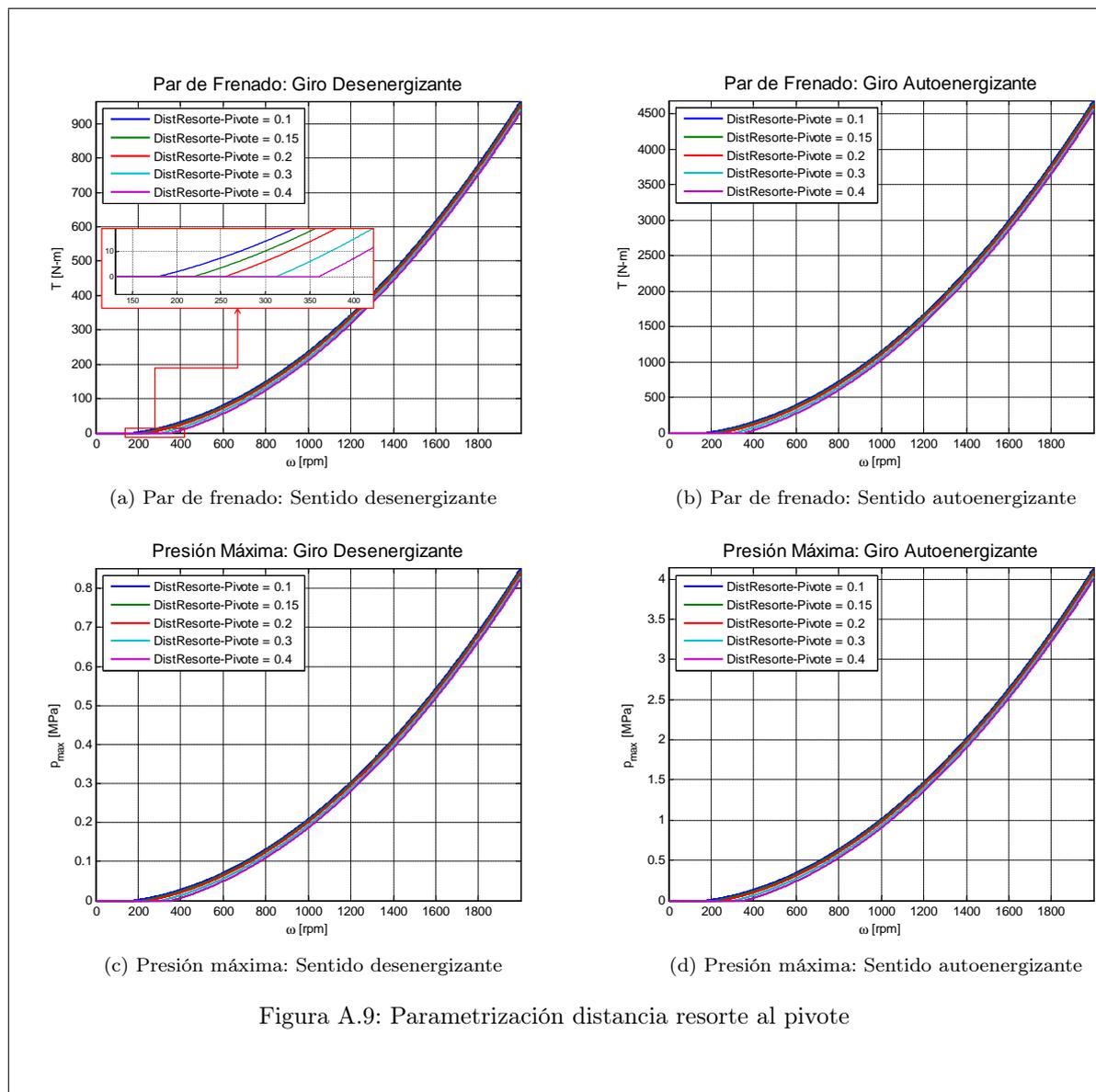
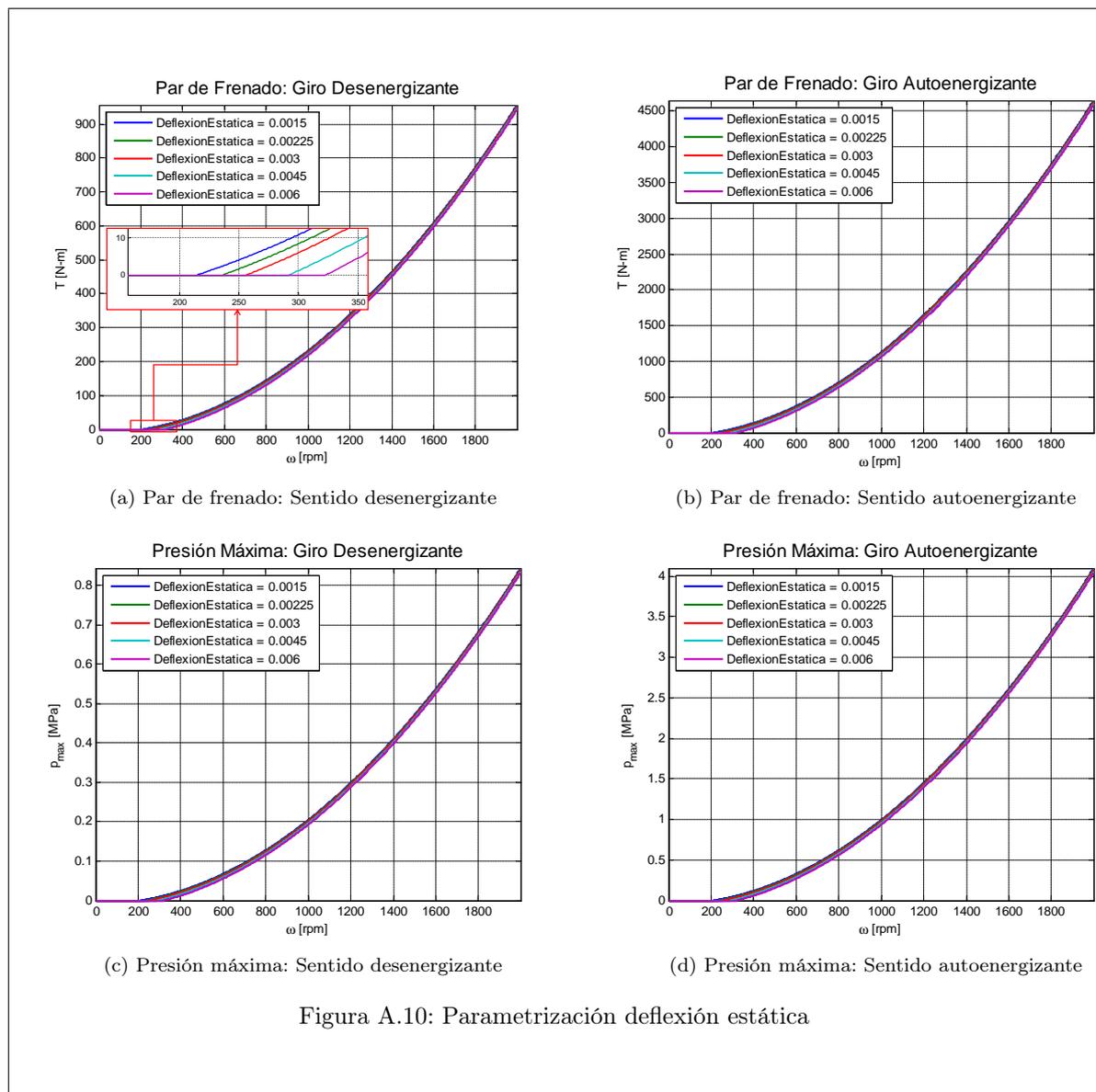


Figura A.9: Parametrización distancia resorte al pivote

A.9. Deflexión estática

La influencia de este parámetro está enfocada en el inicio del frenado, debido a que una vez comenzado el frenado, el valor del momento producido por la fuerza elástica es constante. Al aumentar la deflexión estática, la velocidad necesaria para que se inicie el frenado es mayor.



A.10. Deflexión máxima

La influencia de este parámetro está enfocada en el inicio del frenado, debido a que una vez comenzado el frenado, el valor del momento producido por la fuerza elástica es constante. Al aumentar la deflexión máxima, la velocidad necesaria para que se inicie el frenado es mayor.

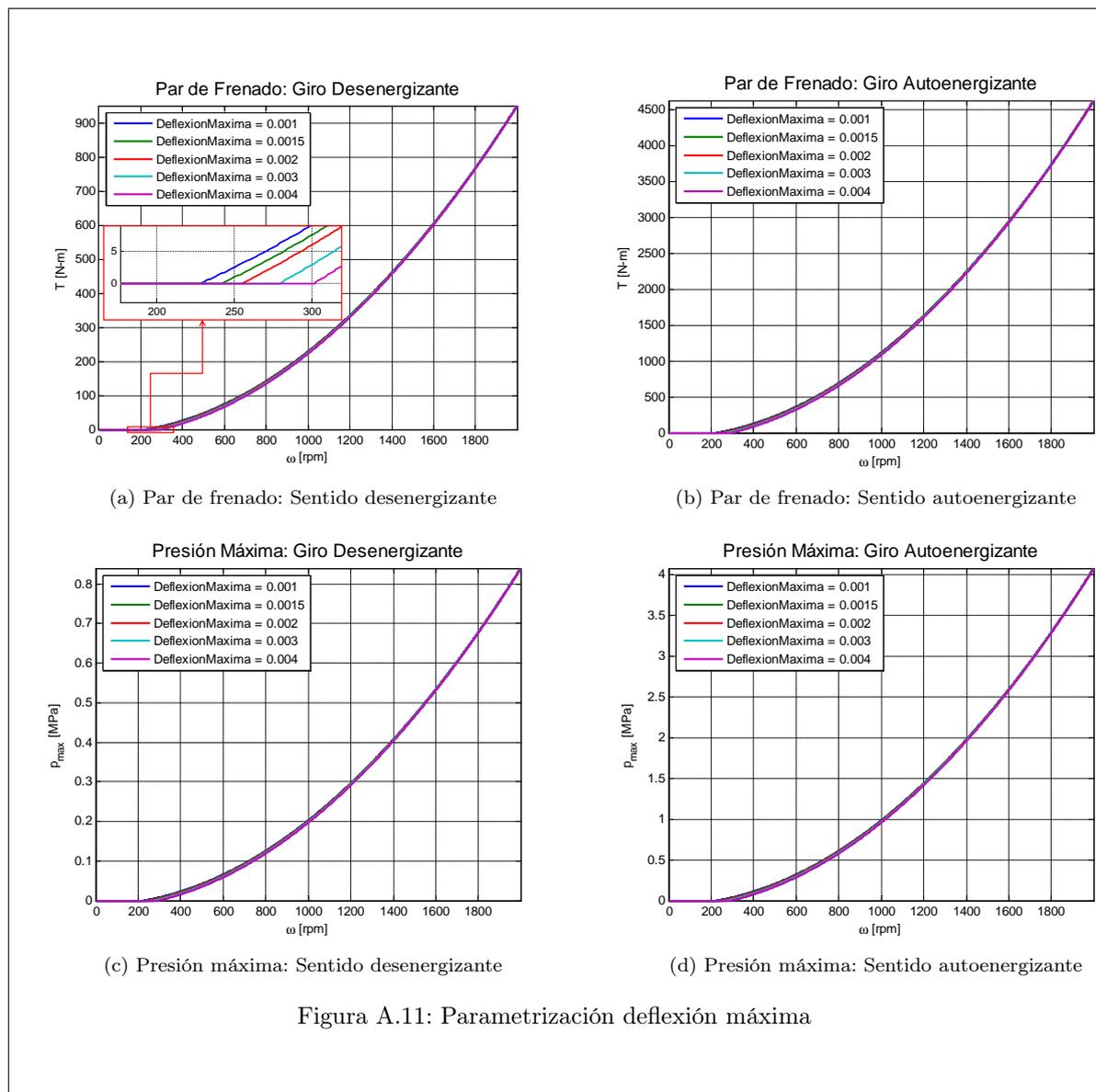


Figura A.11: Parametrización deflexión máxima

A.11. Ángulo de contacto

Tanto para el caso desenergizante como autoenergizante, la presión máxima disminuye y el par de frenado aumenta, al incrementar este parámetro. Dicho parámetro no tiene influencia en el inicio de frenado. La curva de ángulo de contacto igual a 120° no corresponde a un modelo físico.

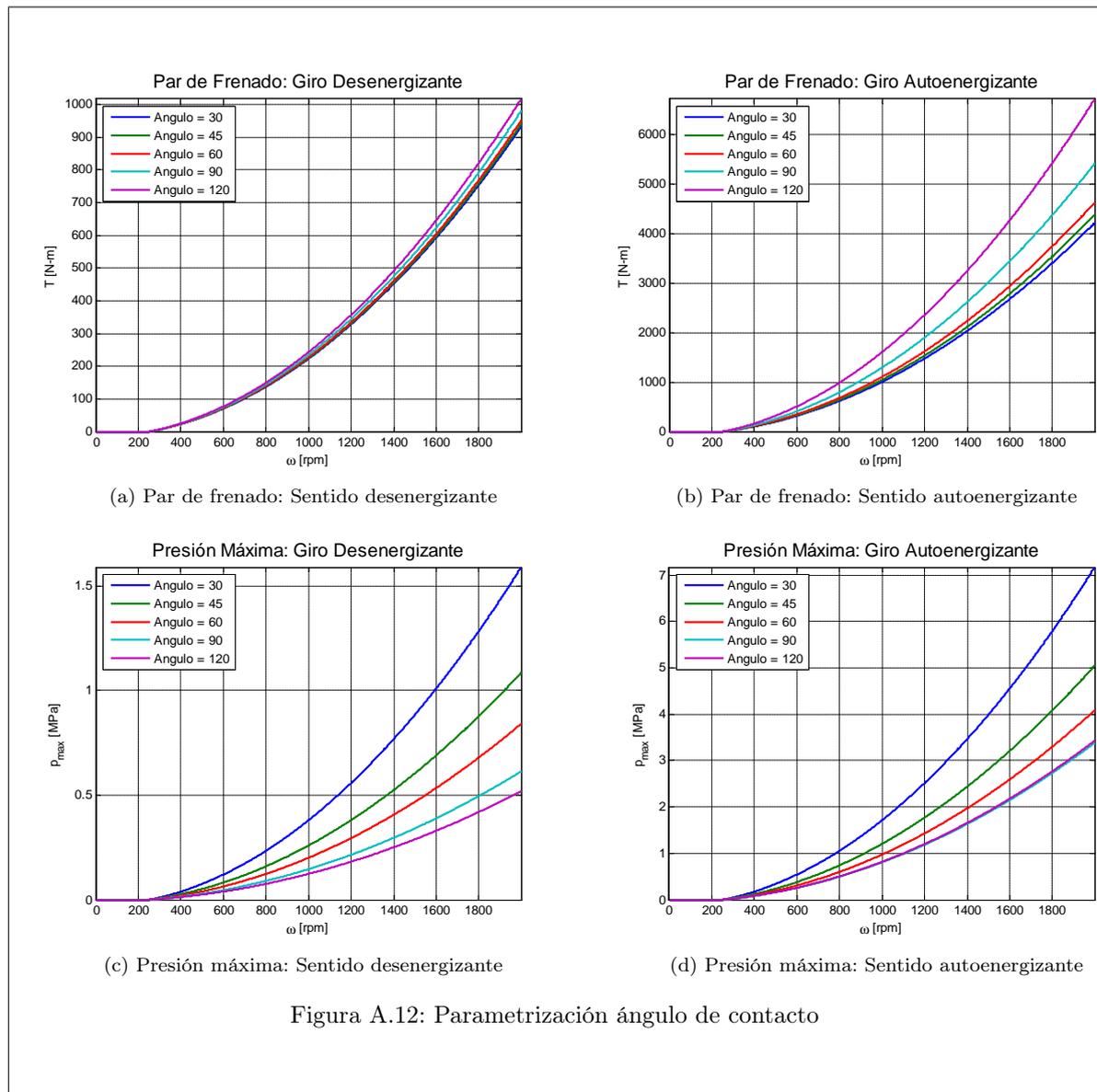


Figura A.12: Parametrización ángulo de contacto

A.12. Coeficiente de Roce

Para el caso de sentido de giro desenergizante, al aumentar dicho valor, la presión máxima disminuye, mientras que el torque de frenado aumenta.

Para el caso de sentido de giro autoenergizante, tanto la presión como el torque de frenado aumentan, al aumentar dicho coeficiente. Esto ocurre hasta encontrarse en la situación de autobloqueo, donde el sistema se vuelve inestable y los valores de presión y torque se vuelven negativos (el cambio de signo obedece a la inestabilidad reflejada en el modelo matemático). Esta condición se encuentra explicada en la Sección 3.1.2 del cuerpo del informe.

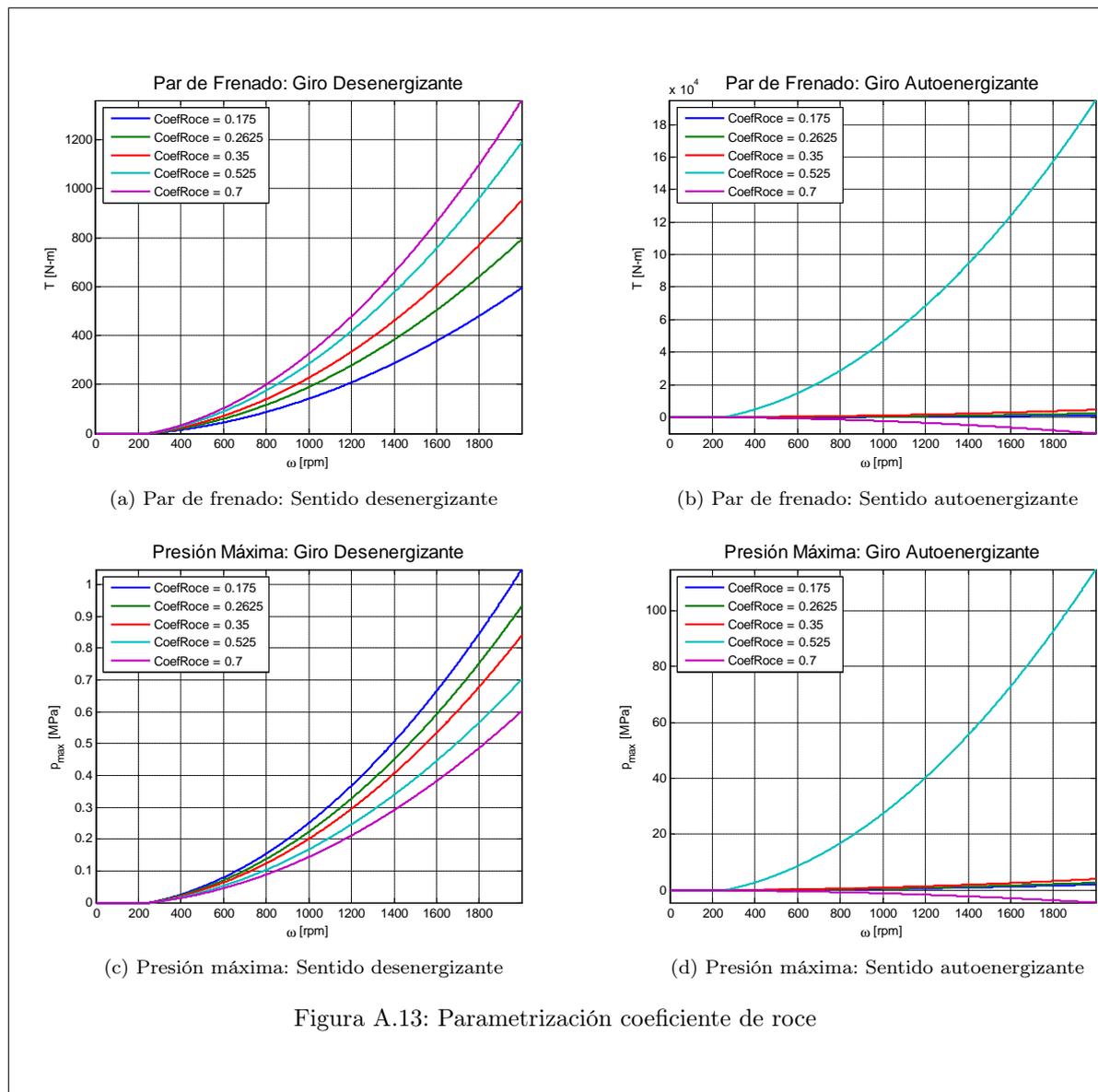


Figura A.13: Parametrización coeficiente de roce

Apéndice B

B. Códigos Matlab

B.1. Modo de falla Seized Pump

```

1 clear all
2 close all
3 clc
4 %% ----- CARGAMOS INPUTS ----- %%
5
6 % Datos del pozo
7 D_ds = 0.028575;           % [m] Diametro de varillas
8 G = 75e9;                 % [N/m2] Módulo elástico transversal
9 L_ds = 1800;              % [m] Largo varillas
10 t_f = 0.1;                % [Nm] Torque requerido para superar la friccion del
    sistema de produccion
11 t_shutdown = 1389;        % [Nm] Torque acumulado en las varillas
12 ktrestop = 0.0668133;    % [Nm/rpm] Constante de torque viscoso resistivo de la
    mitad superior de las varillas
13 RelT = 4;                 % Relación de transmisión
14 I_top = 14.54;           % [kg·m2] Momento de inercia del cabezal y la mitad de la
    sarta (referido a la varilla)
15
16 %Datos del freno
17 M = 0.988;                % [kg] Masa de la zapata
18 w = 0.06;                 % [m] Ancho de la zapata
19 r = 0.16;                 % [m] Radio exterior de la zapata, interior del tambor,
    tomado de la carcasa de Tussedu (aprox.)
20 rcg = 0.1135;            % [m] Radio del CG en condiciones estáticas, valor aprox.
21 k = 15000;                % [N/m] Constante del resorte
22 a = 0.08;                 % [m] Distancia del centro de rotacion al pivote
23 d = 0.1268;              % [m] Distancia del CG al pivote
24 c = 0.13;                 % [m] Distancia desde el punto de aplicación de Fe al
    pivote
25 ds = 0.003;              % [m] Deflexión estática en el lugar del resorte (esta es
    perpendicular al segmento que une este punto con el pivote)
26 dmax = 0.003;            % [m] Deflexión desde el caso estático hasta el contacto
    con el tambor en la zona donde agarro el resorte
27 DTh = 60;                 % [deg] Ángulo comprendido entre el inicio y final de la
    zona de contacto
28 mu = 0.362;               % Coeficiente de roce
29 sentido = 1;              % sentido de giro: 1 si es desenergizante, -1 si es
    autoenergizante
30 nZapat = 3;               % Cantidad de zapatas
31 % Guardo todos los parámetros para el input del freno
32 paramFreno = [M w r rcg k a d c ds dmax DTh mu sentido];
33
34 % Parametros de calculo
35 dt = 0.05;                 % [s] Diferencial de tiempo
36 tiempo = 10;               % [min] Tiempo total
37 tiempof = (tiempo * 60 / dt); % Cantidad de intervalos de tiempo
38
39 %% ----- CALCULO ----- %%
40 %% Variables y condiciones iniciales
41 %Predefino variables. Torques, aceleraciones y velocidades tomadas en el eje
42 %de las varillas
43 t = zeros(tiempof,1);
44 t_ds = zeros(tiempof,1);   % [Nm] Torque en las varillas (drive string)
45 O_top = zeros(tiempof,1);  % [rad] Vueltas giradas arriba
46 w_top = zeros(tiempof,1); % [rad/s] velocidad arriba
47 t_BSR = zeros(tiempof,1); % [Nm] Torque de frenado (Backspin Resistance)

```

```

48 t_acctop = zeros(tiempof,1); % [Nm] Torque neto acelerante arriba
49 a_top = zeros(tiempof,1); % [rad/s2] Aceleracion angular arriba
50
51 t_ds(1,1) = t_shutdown - t_f; % [Nm]
52
53 J = pi / 32 * (D_ds ^ 4); % [m4]
54 O_shutdown = t_shutdown * L_ds / (G * J); % [rad] B.3
55
56 %% Loop de Calculo
57 for it = 2 : tiempof
58     t(it) = t(it-1) + dt;
59
60     % Calculo Torque acelerante neto arriba
61
62     if abs(w_top(it-1)) > 0.01
63         % El signo: el torque resistivo de fricción se opone al sentido de
64         % giro
65         t_acctop(it-1) = t_ds(it-1) - t_BSR(it-1) - (t_f + ktrestop*abs(w_top(it-1))
66             * 60/(2*pi)) * (w_top(it-1)/abs(w_top(it-1))); %B.1 En caso de que se
67             pase de largo y empiece a girar en sentido contrario, cambia el signo de
68             t_f
69     elseif abs(t_ds(it-1) - t_BSR(it-1)) > t_f
70         % El signo: el torque resistivo de fricción se opone al torque
71         % actuante neto
72         t_acctop(it-1) = t_ds(it-1) - t_BSR(it-1) - t_f * ((t_ds(it-1) - t_BSR(it
73             -1))/abs(t_ds(it-1) - t_BSR(it-1))); %B.1
74     else
75         t_acctop(it-1) = 0;
76     end
77
78     %Recalculo parámetros
79     %Aceleracion
80     a_top(it-1) = t_acctop(it-1) / I_top; % B.6 Acceleration of the drive, sheaves,
81     motor and half of the drive string
82     %Velocidad
83     w_top(it) = w_top(it-1) + dt * a_top(it-1); % Velocidad arriba
84     %Torque de frenado, lo evaluo en el eje de varillas
85     [t_BSR(it), ~] = torqueCentrifugo(paramFreno,w_top(it)*RelT);
86     t_BSR(it) = t_BSR(it)*nZapat*RelT;
87     % Vueltas giradas
88     O_top(it) = O_top(it-1) + w_top(it-1) * dt + a_top(it-1)/2*dt^2; % Vueltas
89     giradas arriba
90     %Volumen perdido
91     %Torque en varillas
92     t_ds(it) = (G * J / L_ds) * (O_shutdown - O_top(it)); % Nuevo torque a partir
93     de las vueltas giradas.
94
95 end

```

B.2. Modo de falla Normal Shutdown

```

1 clear all
2 close all
3 clc
4 %% ----- CARGAMOS INPUTS ----- %%
5
6 % Datos del pozo
7 D_ds = 0.028575; % [m] Diametro de varillas
8 G = 75e9; % [N/m2] Módulo elástico transversal
9 D_tub = 0.0889; % [m] Diametro interno del tubing
10 L_ds = 1800; % [m] Largo varillas
11 V_pump = 0.6 / 86400; % [m3/s/rpm] Desplazamiento de la bomba
12 e_pump = 0.75; % Eficiencia volumetrica de la bomba
13 t_pf = 200; % [Nm] Torque requerido para superar la friccion en la
    bomba
14 t_f = 0.1; % [Nm] Torque requerido para superar la friccion del
    sistema de produccion
15 t_shutdown = 1389; % [Nm] Torque acumulado en las varillas
16 ktrestop = 0.0668133; % [Nm/rpm] Constante de torque viscoso resistivo de la
    mitad superior de las varillas
17 ktresbot = 0.0668133; % [Nm/rpm] Constante de torque viscoso resistivo de la
    mitad inferior de las varillas
18 RelT = 4; % Relación de transmisión
19 I_top = 14.54; % [kg.m2] Momento de inercia del cabezal y la mitad de la
    sarta (referido a la varilla)
20 I_bot = 0.463; % [kg.m2] Momento de inercia del rotor y la mitad de la
    sarta (referido a la varilla)
21 Lfluid_0 = 1800; % [m] Nivel neto inicial de fluido
22 p_fluid = 990; % [kg/m3] Densidad del fluido en el tubing
23 Gthyd = 0.679; % [Nm/m] Gradiente de torque hidraulico
24 smg = 50; % [m] Sumergencia
25
26 %Datos del freno
27 M = 0.988; % [kg] Masa de la zapata
28 w = 0.06; % [m] Ancho de la zapata
29 r = 0.16; % [m] Radio exterior de la zapata, interior del tambor,
    tomado de la carcasa de Tussedu (aprox.)
30 rcg = 0.1135; % [m] Radio del CG en condiciones estáticas, valor aprox.
31 k = 15000; % [N/m] Constante del resorte
32 a = 0.08; % [m] Distancia del centro de rotacion al pivote
33 d = 0.1268; % [m] Distancia del CG al pivote
34 c = 0.13; % [m] Distancia desde el punto de aplicación de Fe al
    pivote
35 ds = 0.003; % [m] Deflexión estática en el lugar del resorte (esta es
    perpendicular al segmento que une este punto con el pivote)
36 dmax = 0.003; % [m] Deflexión desde el caso estático hasta el contacto
    con el tambor en la zona donde agarro el resorte
37 DTh = 60; % [deg] Ángulo comprendido entre el inicio y final de la
    zona de contacto
38 mu = 0.362; % Coeficiente de roce
39 sentido = 1; % sentido de giro: 1 si es desenergizante, -1 si es
    autoenergizante
40 nZapat = 3; % Cantidad de zapatas
41 % Guardo todos los parámetros para el input del freno
42 paramFreno = [M w r rcg k a d c ds dmax DTh mu sentido];
43
44 % Parametros de calculo
45 dt = 0.02; % [s] Diferencial de tiempo
46 tiempo = 90; % [min] Tiempo total
47 tiempof = (tiempo * 60 / dt); % Cantidad de intervalos de tiempo
48
49 %% ----- CALCULO ----- %%
50 %% Variables y condiciones iniciales
51 %Predefino variables. Torques, aceleraciones y velocidades tomadas en el eje
52 %de las varillas
53 t = zeros(tiempof,1);

```

```

54 t_ds = zeros(tiempof,1); % [Nm] Torque en las varillas (drive string)
55 t_hyd = zeros(tiempof,1); % [Nm] Torque hidráulico
56 O_top = zeros(tiempof,1); % [rad] Vueltas giradas arriba
57 O_bot = zeros(tiempof,1); % [rad] Vueltas giradas abajo
58 w_top = zeros(tiempof,1); % [rad/s] velocidad arriba
59 w_bot = zeros(tiempof,1); % [rad/s] velocidad abajo
60 t_BSR = zeros(tiempof,1); % [Nm] Torque de frenado (Backspin Resistance)
61 t_acctop = zeros(tiempof,1); % [Nm] Torque neto acelerante arriba
62 t_accbot = zeros(tiempof,1); % [Nm] Torque neto acelerante abajo
63 a_top = zeros(tiempof,1); % [rad/s2] Aceleracion angular arriba
64 a_bot = zeros(tiempof,1); % [rad/s2] Aceleracion angular abajo
65 L_fluid = zeros(tiempof,1); % [m] Nivel de fluido
66
67 % Torque hidraulico: La variable p=0 indica que la bomba se encuentra
68 % detenida. A partir de que la bomba comienza a moverse (cuando
69 % t_hyd-t_ds>t_pf), se setea p = 1, y se comienza a recalculat t_hyd en
70 % funcion del nivel de fluido.
71 t_shutdown = t_shutdown - t_f; % [Nm]
72 t_ds(1,1) = t_shutdown; % [Nm]
73 t_hyd(1,1) = t_ds(1,1) - t_pf; % [Nm]
74 p = 0;
75
76 L_fluid(1,1) = Lfluid_0;
77 J = pi / 32 * (D_ds ^ 4); % [m4]
78 O_shutdown = t_shutdown * L_ds / (G * J); %[rad] B.3
79
80 %% Loop de Calculo
81 for it = 2 : tiempof
82     t(it) = t(it-1) + dt;
83
84     % Calculo Torque acelerante neto arriba
85
86     % Valor logico que indica si el nivel esta por encima o debajo de la
87     % mitad del pozo
88     logic_Lsup = L_fluid(it-1) > L_ds/2;
89
90     if abs(w_top(it-1)) > 0.01
91         % Auxiliar que indica en una escala del 0 al 1 la influencia del
92         % torque resistivo viscoso entre varilla y tubing, de acuerdo al
93         % nivel de fluidos
94         val_viscous = logic_Lsup*(L_fluid(it-1)-L_ds/2)/(L_ds/2);
95         % El signo: el torque resistivo de fricción se opone al sentido de
96         % giro
97         t_acctop(it-1) = t_ds(it-1) - t_BSR(it-1) - (t_f + ktrestop*val_viscous*abs
          (w_top(it-1)) * 60/(2*pi)) * (w_top(it-1)/abs(w_top(it-1))); % B.8 En
          caso de que se pase de largo y empiece a girar en sentido contrario,
          cambia el signo de t_f
98     elseif abs(t_ds(it-1) - t_BSR(it-1)) > t_f
99         % El signo: el torque resistivo de fricción se opone al torque
100        % actuante neto
101        t_acctop(it-1) = t_ds(it-1) - t_BSR(it-1) - t_f * (t_ds(it-1)-t_BSR(it-1))
          / abs(t_ds(it-1)-t_BSR(it-1)); % B.8
102    else
103        t_acctop(it-1) = 0;
104    end
105
106    % Calculo Torque acelerante neto abajo
107
108    if abs(w_bot(it-1)) > 0.01
109        if logic_Lsup == true
110            % Auxiliar que indica en una escala del 0 al 1 la influencia
111            % del torque viscoso entre varilla y tubing, de acuerdo al
112            % nivel de fluido
113            val_viscous = 1;
114        else
115            val_viscous = L_fluid(it-1)/(L_ds/2);
116        end
117        % El signo: el torque resistivo de fricción se opone al sentido de
118        % giro

```

```

119     t_accbot(it-1) = t_hyd(it-1) - t_ds(it-1) - (t_pf + ktresbot*val_viscous*
        abs(w_bot(it-1)) * 60/(2*pi)) * (w_bot(it-1)/abs(w_bot(it-1))); % B.9 En
        caso de que se pase de largo y empiece a girar en sentido contrario,
        cambia el signo de t_f
120 elseif abs(t_hyd(it-1) - t_ds(it-1)) > t_pf
121     p = 1;
122     % El signo: el torque resistivo de fricción se opone al torque
123     % actuante neto
124     t_accbot(it-1) = t_hyd(it-1) - t_ds(it-1) - t_pf * (t_hyd(it-1)-t_ds(it-1))
        / abs(t_hyd(it-1)-t_ds(it-1)); % B.9
125 else
126     p = 0;
127     t_accbot(it-1) = 0;
128 end
129
130 % Recalculo de momento de inercia inferior teniendo en cuenta el
131 % movimiento del fluido
132 A_fluid = pi*(D_tub^2 - D_ds^2)/4; % [m3] Seccion anular
133 I_bot2 = I_bot + (((V_pump*60/(2*pi)) / A_fluid) ^ 2) * (p_fluid*L_fluid(it-1)*
        A_fluid)); % [kg-m2] Momento de inercia de la mitad inferior de la sarta, el
        líquido y la bomba.
134
135 %Recalculo parámetros
136 %Aceleraciones
137 a_top(it-1) = t_acctop(it-1) / I_top; % B.6 Acceleration of the drive, sheaves,
        motor and half of the drive string
138 a_bot(it-1) = t_accbot(it-1) / I_bot2; % B.12 Acceleration of the rotor and
        half of the drive string
139 %Velocidades
140 w_top(it) = w_top(it-1) + dt * a_top(it-1); % Velocidad arriba
141 w_bot(it) = w_bot(it-1) + dt * a_bot(it-1); % Velocidad abajo
142 %Torque de frenado, lo evaluo en el eje de varillas
143 [t_BSR(it), ~] = torqueCentrifugo(paramFreno,w_top(it)*RelT);
144 t_BSR(it) = t_BSR(it)*nZapat*RelT;
145 % Vueltas giradas
146 O_top(it) = O_top(it-1) + w_top(it-1) * dt + a_top(it-1)/2*dt^2; % Vueltas
        giradas arriba
147 O_bot(it) = O_bot(it-1) + w_bot(it-1) * dt + a_bot(it-1)/2*dt^2; % Vueltas
        giradas abajo
148 %Volumen perdido
149 V1 = V_pump/e_pump * w_bot(it)*60/(2*pi) * dt; % [m3]
150 % Recalculo nivel de fluido
151 L_fluid(it) = L_fluid(it-1) - V1/A_fluid; % [m]
152 %Torque en varillas
153 t_ds(it) = (G * J / L_ds) * (O_shutdown - O_top(it) + O_bot(it)); % B.10 Nuevo
        torque a partir de las vueltas giradas.
154 %Torque hidráulico
155 if p == 0
156     t_hyd(it) = t_hyd(it-1); % [Nm] Se mantiene el torque, bomba bloqueada
157 elseif p == 1
158     t_hyd(it) = (L_fluid(it) - smg) * Gthyd; % [Nm] Nuevo torque a partir del
        nivel del fluido.
159 end
160 end

```

B.3. Torque de frenado

```

1 function [t_BSR, Pot] = torqueCentrifugo(paramFreno,w_top)
2 % Calcula el torque del freno centrífugo en base a los parametros del freno
3 % y la velocidad de giro. Aparte, la variable sentido indica si es
4 % autoenergizante o desenergizante.
5 g = 9.81; % [m/s^2]
6
7 %% Parámetros del freno
8 M = paramFreno(1); % [kg] Masa de la zapata
9 w = paramFreno(2); % [m] Ancho de la zapata
10 r = paramFreno(3); % [m] Radio exterior de la zapata, interior del tambor,
    tomado de la carcasa de Tussedu (aprox.)
11 rcg = paramFreno(4); % [m] Radio del CG en condiciones estáticas, valor
    aprox.
12 k = paramFreno(5); % [N/m] Constante del resorte
13 a = paramFreno(6); % [m] Distancia del centro de rotación al pivote
14 d = paramFreno(7); % [m] Distancia del CG al pivote
15 c = paramFreno(8); % [m] Distancia desde el punto de aplicación de Fe al
    pivote
16 ds = paramFreno(9); % [m] Deflexión estática en el lugar del resorte (esta
    es perpendicular al segmento que une este punto con el pivote)
17 dmax = paramFreno(10); % [m] Deflexión desde el caso estático hasta el
    contacto con el tambor en la zona donde agarro el resorte
18 DTh = paramFreno(11); % [deg] Ángulo comprendido entre el inicio y final de
    la zona de contacto
19 mu = paramFreno(12); % Coeficiente de roce
20 sentido = paramFreno(13); % sentido de giro: 1 si es desenergizante, -1 si es
    autoenergizante
21
22 %% Cálculo de otros parámetros en base a los ingresados
23 Ocg = acosd((a^2 + rcg^2 - d^2) / (2*a*rcg)); % [deg] Theta_CG, ángulo comprendido
    entre el pivote y el CG, desde el centro de rot.
24 dtot = ds + dmax; % [m] deflexión total para el cálculo Fe
25 % k = M*g*kap/ds; % [N/m] Constante del resorte
26 B = asind(sind(Ocg)*rcg/d); % [deg] Beta, ángulo comprendido entre el centro de
    rotación y el CG, desde el pivote
27 DO_f = dmax/c*180/pi; % [deg] Delta theta, ángulo que gira la zapata desde el caso
    estático hasta el contacto con el tambor
28 rcg_f = sqrt(d^2 + a^2 - 2*a*d*cosd(B+DO_f)); % [m] Radio del CG final, cuando la
    zapata contacta el tambor
29 Ocg_f = asind(sind(B+DO_f)*d/rcg_f); % [deg] Theta_CG final, ángulo comprendido
    entre el pivote y el CG, desde el centro de rot. cuando la zapata contacta el
    tambor
30 Th1 = 90 - DTh/2; % [deg] Angulo de inicio de zona de contacto
31 Th2 = 90 + DTh/2; % [deg] Angulo de finalizacion de zona de contacto
32 w_fr = sqrt((k*dtot*c)/(M*a*sind(Ocg_f)*(rcg_f))); % [rad/s] Velocidad en la que
    comienza el frenado.
33
34 if w_top > w_fr
35     MFe = k*dtot*c; % [N-m] Momento de fuerza elástica
36     MFc = M*rcg_f*a*sind(Ocg_f)*w_top^2; % [N-m] Momento de fuerza centrifuga
37     N = w*a*r*((Th2-Th1)*pi/180 - sind(2*Th2)/2 + sind(2*Th1)/2)/2; % [m^3] Momento
    de Fuerza normal dividido Pmax
38     R = mu*w*r*(r*(cosd(Th1)-cosd(Th2)) - a*(cosd(Th1)^2 - cosd(Th2)^2)/2); % [m^3]
    Momento de Fuerza tangencial dividido Pmax
39
40     if sentido == 1 %Desenergizante
41         Pmax = (MFe - MFc)/(N + R); % [Pa] Presión máxima
42         t_BSR = mu*Pmax*w*(r^2)*(cosd(Th1)-cosd(Th2)); % [N-m] Par de frenado
43         Pot = t_BSR.*w_top; % [W] Potencia de frenado
44
45     elseif sentido == -1 %Autoenergizante
46         Pmax = (MFc - MFe)/(N - R); % [Pa] Presión máxima
47         t_BSR = mu*Pmax*w*(r^2)*(cosd(Th1)-cosd(Th2)); % [N-m] Par de frenado
48         Pot = t_BSR.*w_top; % [W] Potencia de frenado
49     end

```

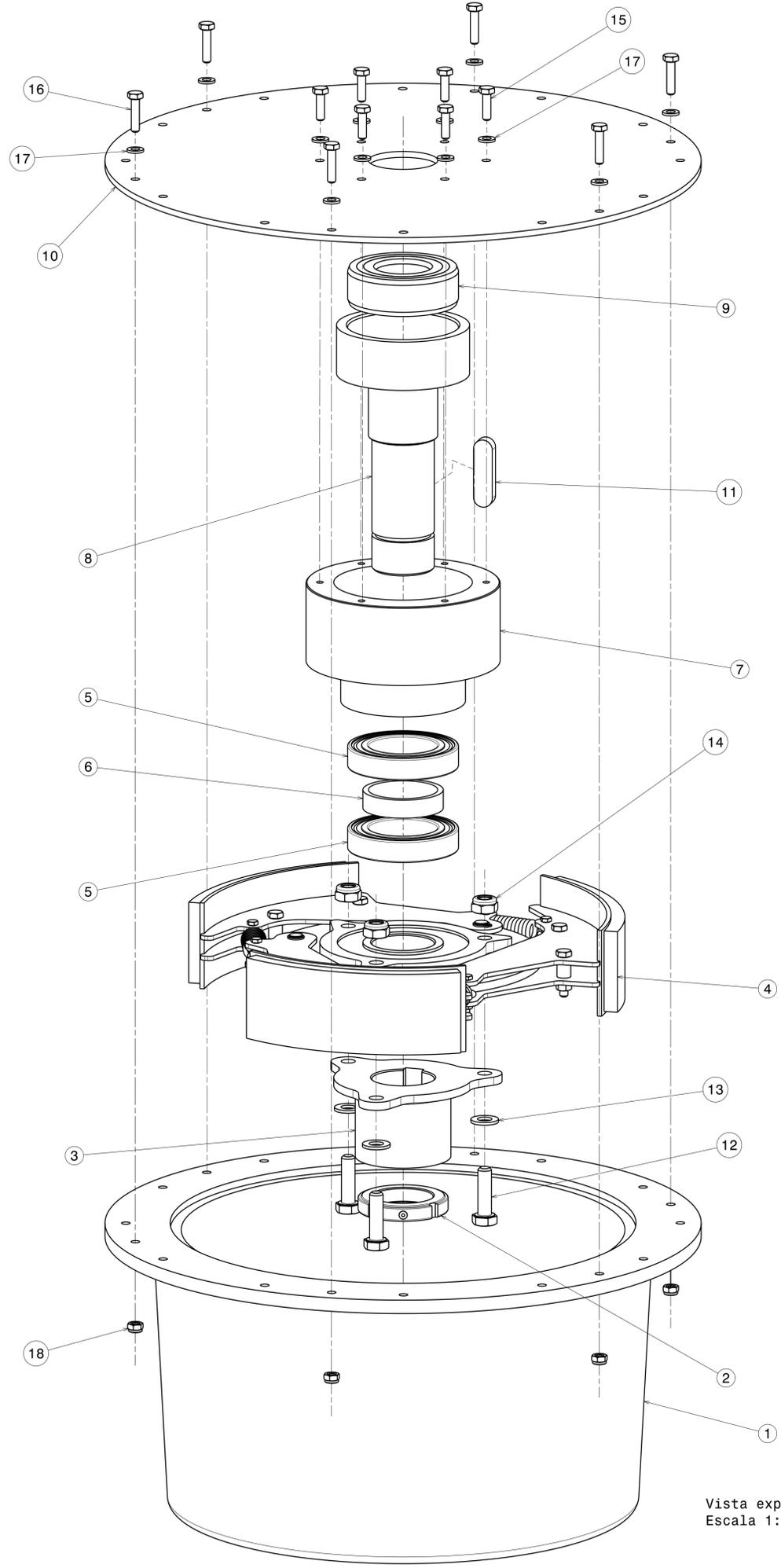
```
50  
51 else  
52     t_BSR = 0;  
53     Pot = 0;  
54 end
```

Apéndice C

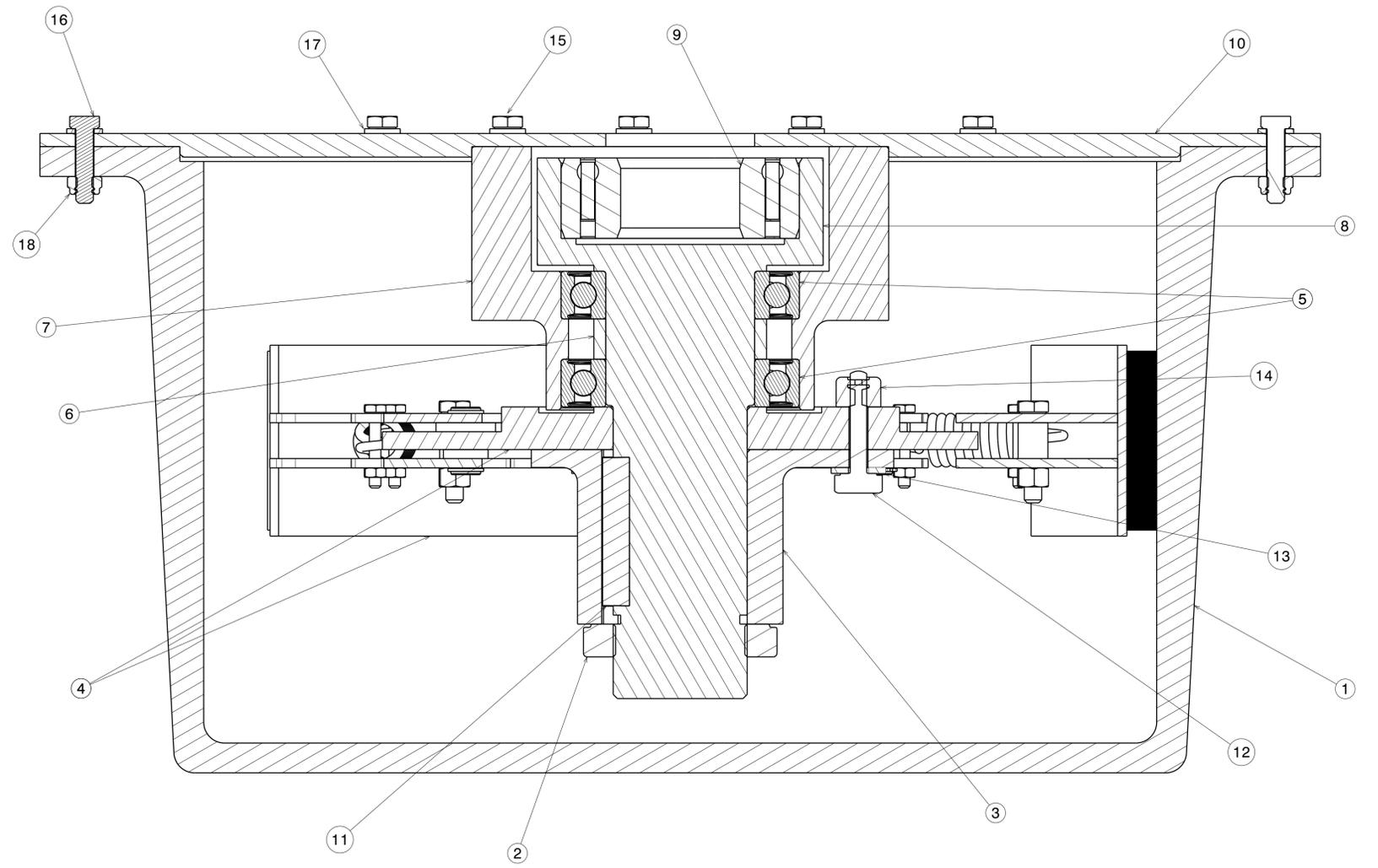
C. Planos

A continuación se presentan los planos, en el siguiente orden:

- FC-01-00 Conjunto freno
- FC-03-00 Conjunto Disco - Zapatas
- FC-02-00 Conjunto zapata montaje
- FC-01-01 Disco
- FC-01-02 Eje
- FC-01-03 Tope inferior
- FC-01-04 Soporte Axial
- FC-01-05 Separador Rodamientos
- FC-01-06 Tapa
- FC-01-07 Tambor
- FC-02-01 Chapa zapata
- FC-02-02 Chapa soporte
- FC-02-03 Perno zapata
- FC-02-04 Separador M6
- FC-02-05 Separador Perno Montaje
- FC-02-06 Separador Perno Trabajo

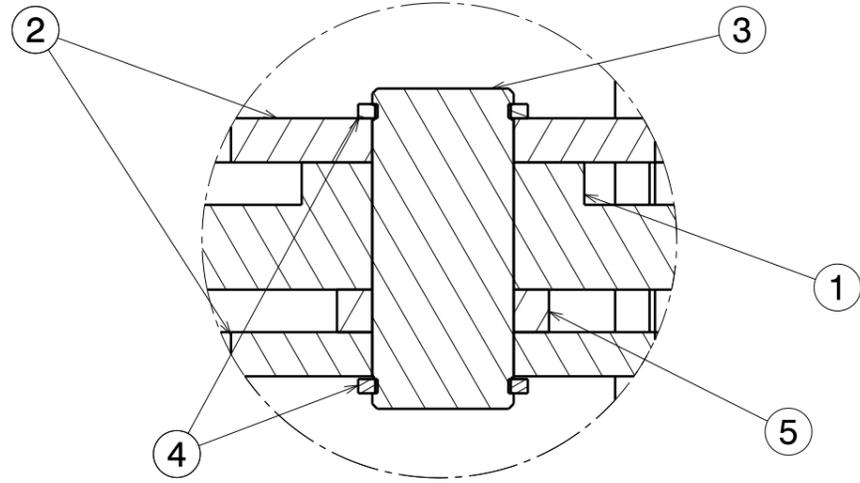
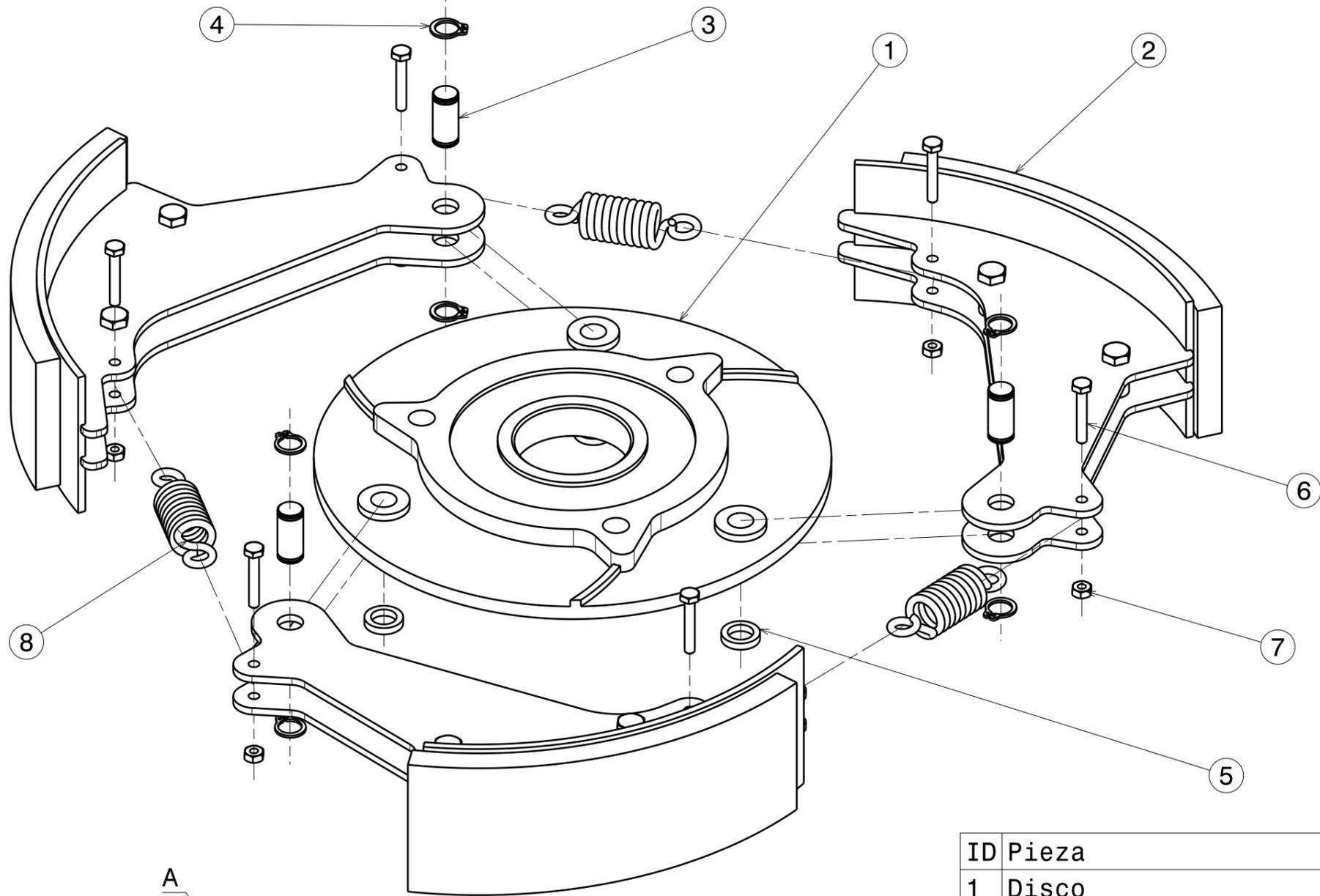


Vista explotada
Escala 1:2



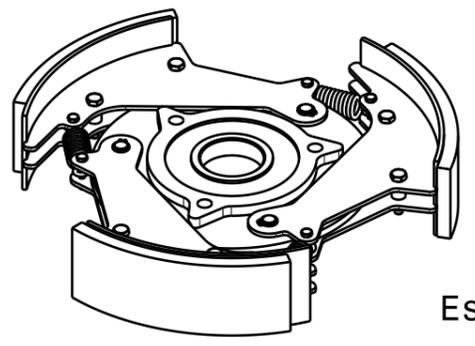
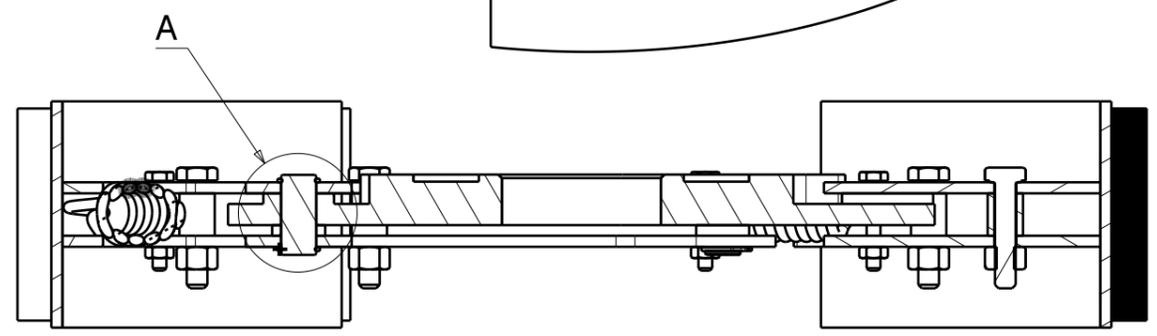
ID	Pieza	Designación	Cantidad
1	Tambor	FC-01-07	1
2	Tuerca de fijación	SKF KMK 9	1
3	Tope inferior	FC-01-03	1
4	Conjunto Disco - Zapatas	FC-03-00	1
5	Rodamiento	SKF W 6010-2RS1	2
6	Separador rodamiento	FC-01-05	1
7	Soporte axial	FC-01-04	1
8	Eje	FC-01-02	1
9	Rodamiento unidireccional	Stieber CSK40-2RS	1
10	Tapa	FC-01-06	1
11	Chaveta	DIN 6885-A 14x9x50	1
12	Bulón cabeza hexagonal	DIN 933 M10x35	3
13	Arandela plana	DIN 125 M10	3
14	Tuerca autobloqueante	DIN 985 M10	3
15	Bulón cabeza hexagonal	DIN 933 M6x20	6
16	Bulón cabeza hexagonal	DIN 933 M6x25	6
17	Arandela plana	DIN 125 M6	12
18	Tuerca autobloqueante	DIN 985 M6	12

<small>Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media</small>		<small>Salvo indicación en contrario mm [pulg]</small>		ITBA		Cliente PCP Oil Tools	
<small>Desviaciones permitidas para dimensiones lineales</small>				<small>Eliminar rebabas y cantos vivos</small>			
<small>Desviaciones permitidas para dimensiones angulares</small>				<small>Rugosidad superficial: 0.25 [125]</small>			
<small>Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)</small>				Aprobaciones			
Dibujó: Rabalun - Ratti				Fecha: 07/07/2015			
Aprobó: Pontelli				Fecha: 17/07/2015			
Proyecto: Freno Centrifugo PCP				Esc. 1:1			
Denominación Conjunto Freno				Material A1			
Plano Nº FC-01-00				Peso [kgf] 57			



Detalle A
Esc. 2:1

Nota: Quitar seguro Seeger y perno del conjunto zapata de plano TANTO, e intercambiar separador perno montaje (FC-02-05) por el separador perno trabajo(FC-02-06, ID 5 en este plano).

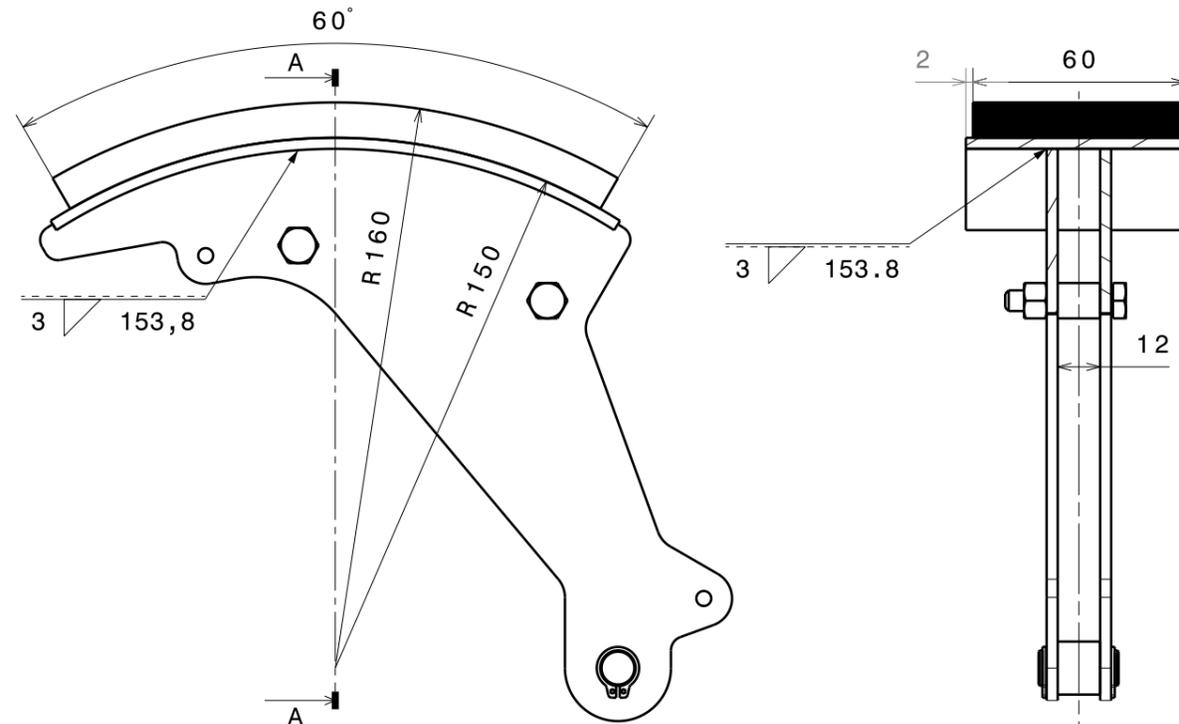
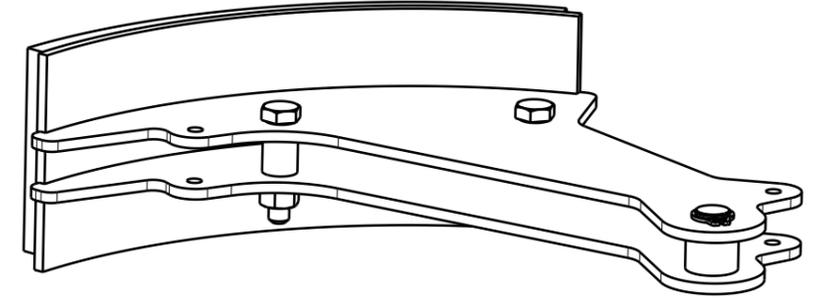
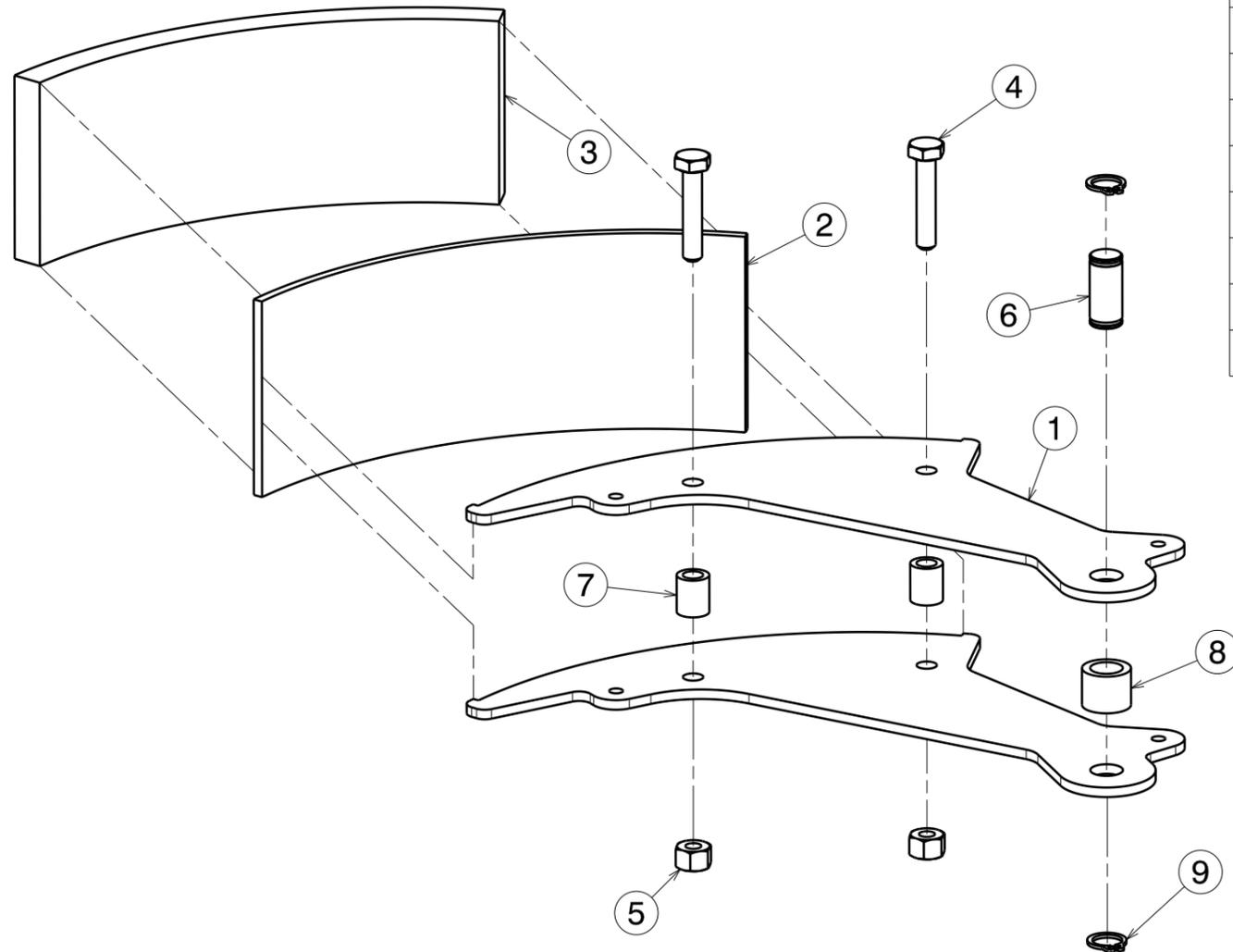


Esc. 1:5

ID	Pieza	Designación	Cantidad
1	Disco	FC-01-01	1
2	Conjunto zapata	FC-02-00	3
3	Perno zapata	FC-02-03	3
4	Seguro Seeger	DIN 471 - 10 mm	6
5	Separador perno trabajo	FC-02-06	3
6	Bulón cabeza hexagonal	DIN 933 - M4x25	6
7	Tuerca hexagonal	DIN 934 - M4	6
8	Resorte de extensión	L: 50 mm - D: 15 mm - k: 15 N/mm	3

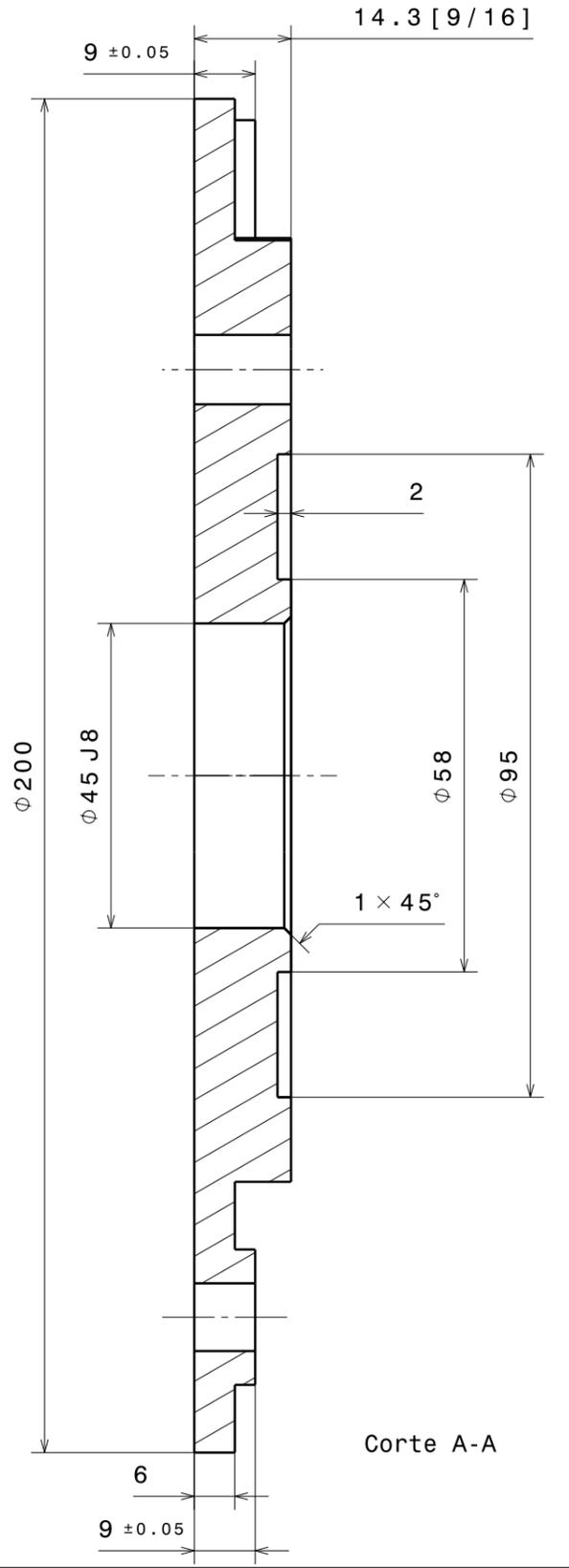
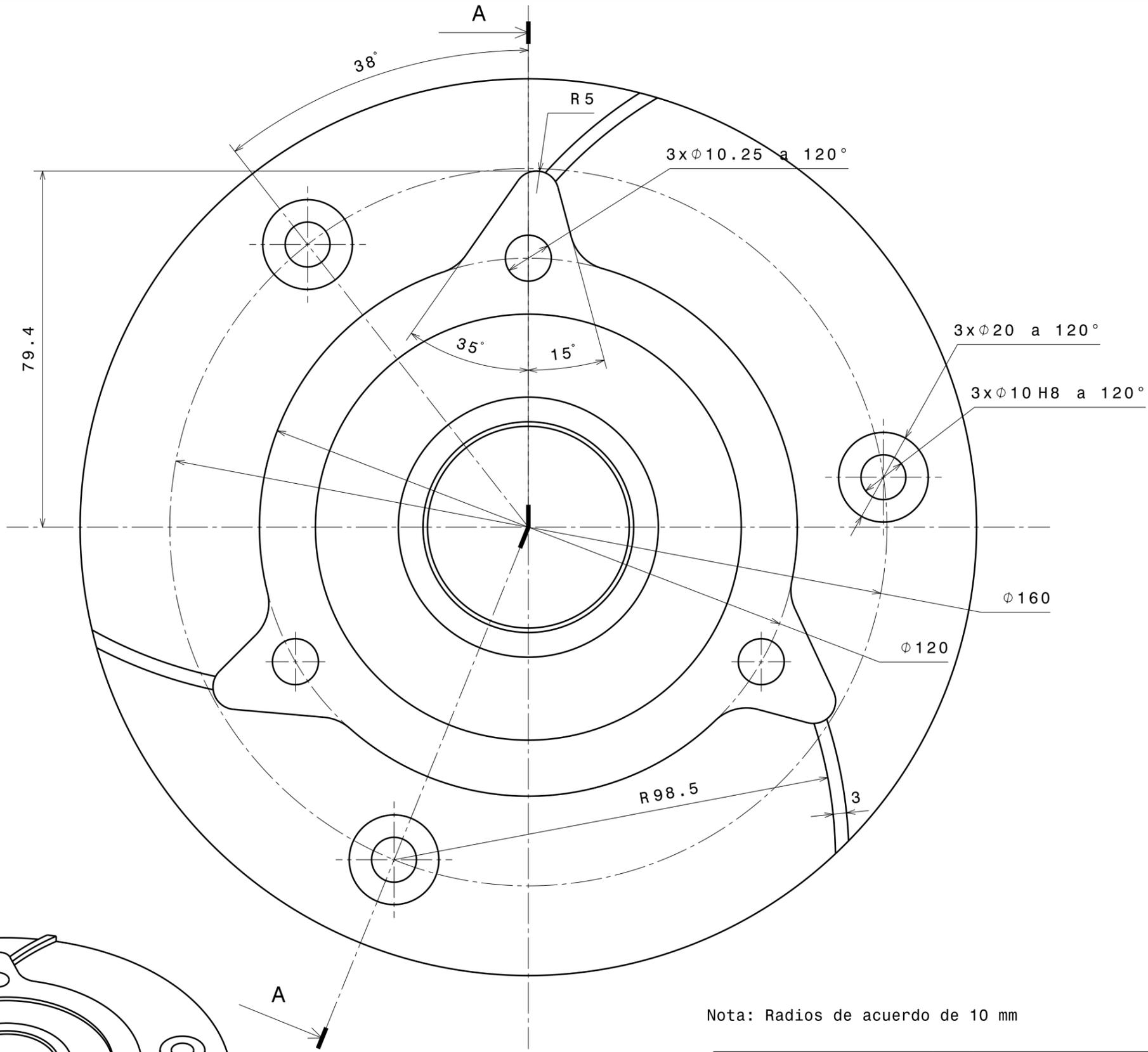
Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA Cliente PCP Oil Tools	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		Denominación Conjunto Disco - Zapatas	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Aprobaciones	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	Fecha	
Dibujó: Rabsiun-Ratti		15/07/2015		Material	
Aprobó: Pontelli		17/07/2015		Peso [kgf]	
Proyecto: Freno Centrífugo PCP		Esc. 1:2		Plano Nº	
				FC-03-00	

ID	Pieza	Designación	Cantidad
1	Chapa zapata	FC-02-01	2
2	Chapa soporte	FC-02-02	1
3	Material de fricción	FU-093	1
4	Bulón cabeza hexagonal	DIN 933 M6x30	2
5	Tuerca autobloqueante hexagonal	DIN 985 M6 Hexagonal	2
6	Perno zapata	FC-02-03	1
7	Separador M6	FC-02-04	2
8	Separador perno montaje	FC-02-05	1
9	Seguro Seeger	DIN 471 - 10 mm	2

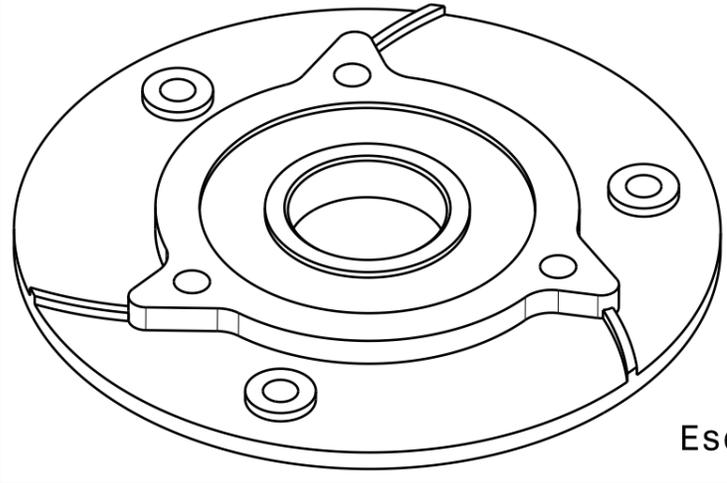


Nota: En primera instancia se arma el conjunto de chapas zapata con sus separadores, para posteriormente, ser soldado a la chapa soporte. Luego se debe adherir, en horno, el material de fricción.

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		Cliente	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas y cantos vivos		Fecha	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	15/07/2015	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	17/07/2015	
Aprobaciones		Rugosidad superficial 3.2[.125]		Denominación	
Dibujó: Rabsiun - Ratti		Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		ITBA	
Aprobó: Pontelli		Proyecto: Freno Centrífugo PCP		PCP Oil Tools	
Esc. 1:2		Plano Nº FC-02-00		Conjunto zapata montaje	
Peso [kgf]		Material		A3	
0.992					



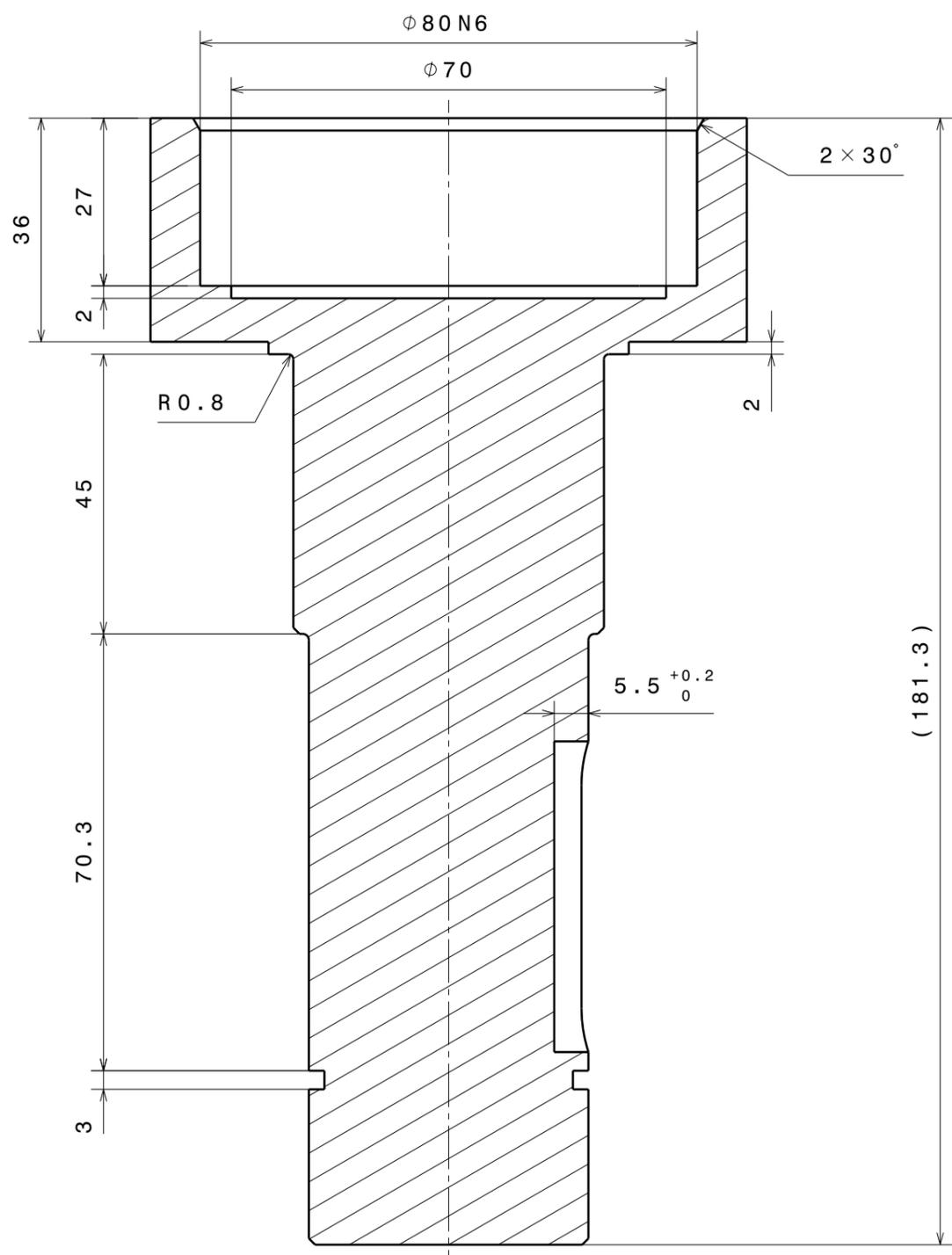
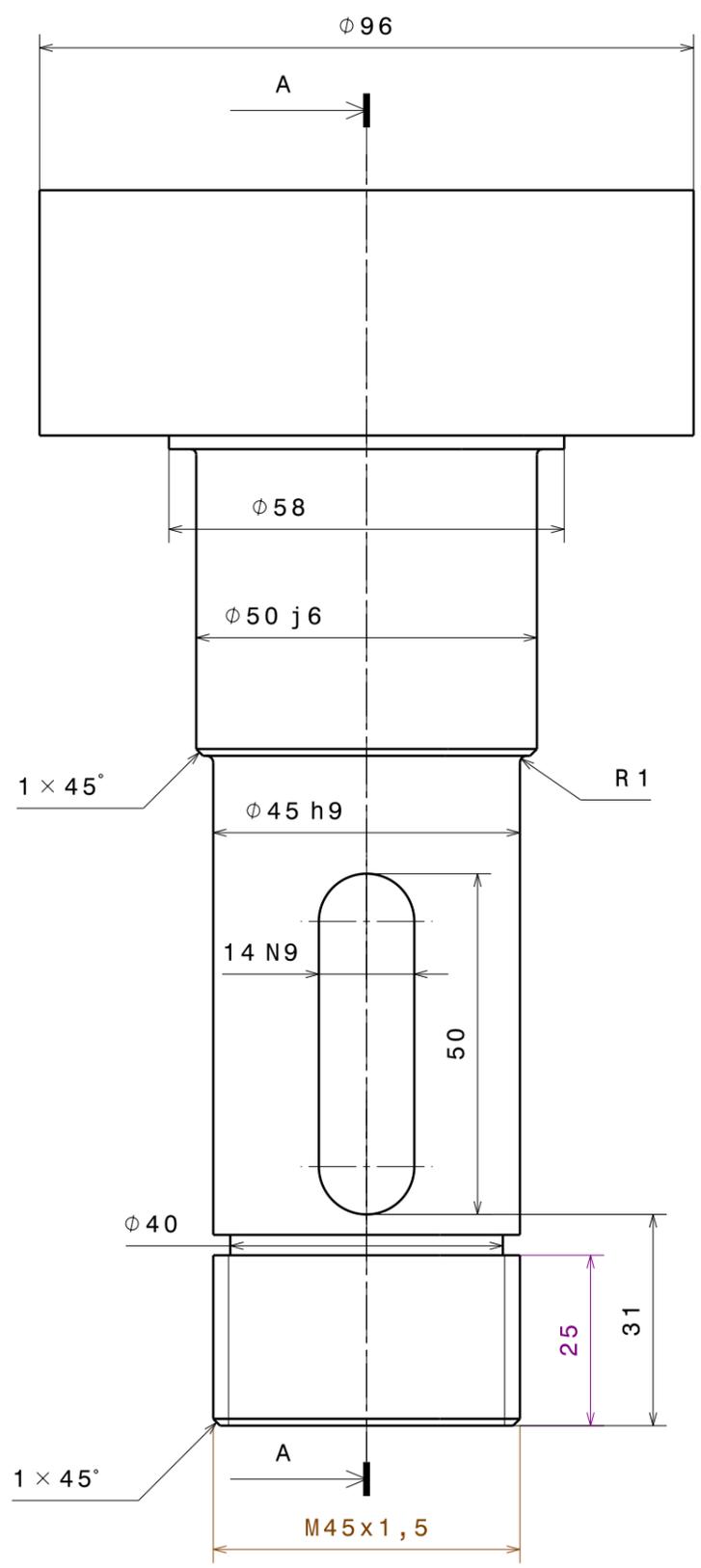
Nota: Radios de acuerdo de 10 mm



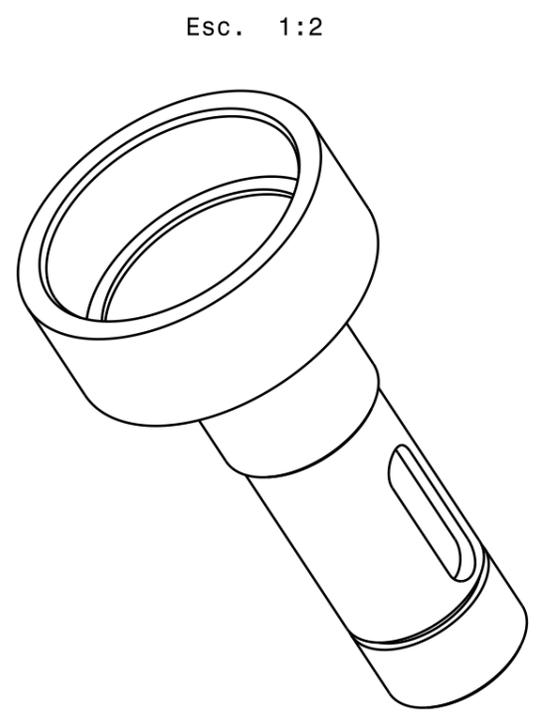
Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA Cliente PCP Oil Tools	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		Denominación Disco	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Aprobaciones	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	Fecha	
		Dibujó: Rabsiun-Ratti		05/07/2015	
		Aprobó: Pontelli		17/07/2015	
		Proyecto: Freno Centrífugo PCP		Esc. 1:1	
		Material		Peso [kgf]	
		SAE 1010		3	
		Plano Nº		FC-01-01	

Esc. 1:2

ITBA
 Cliente
 PCP Oil Tools
 Denominación
Disco
 Material
 SAE 1010
 Peso [kgf]
 3
 Plano Nº
 FC-01-01



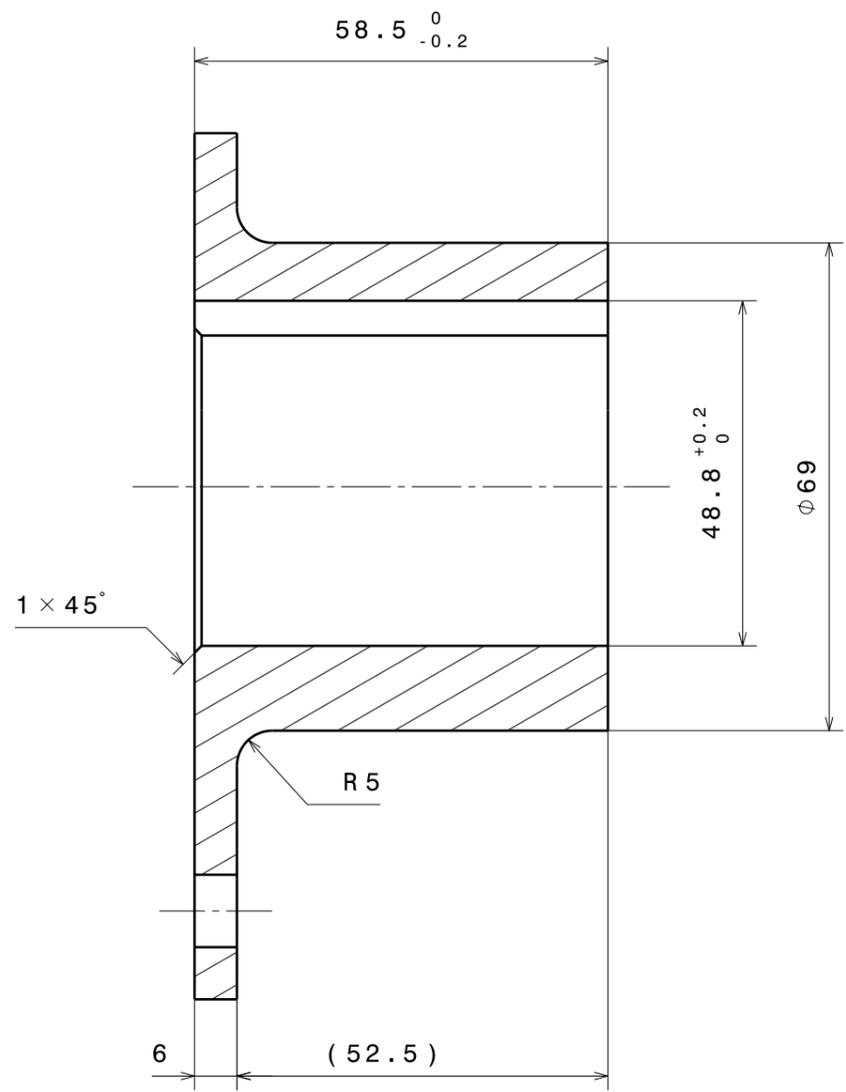
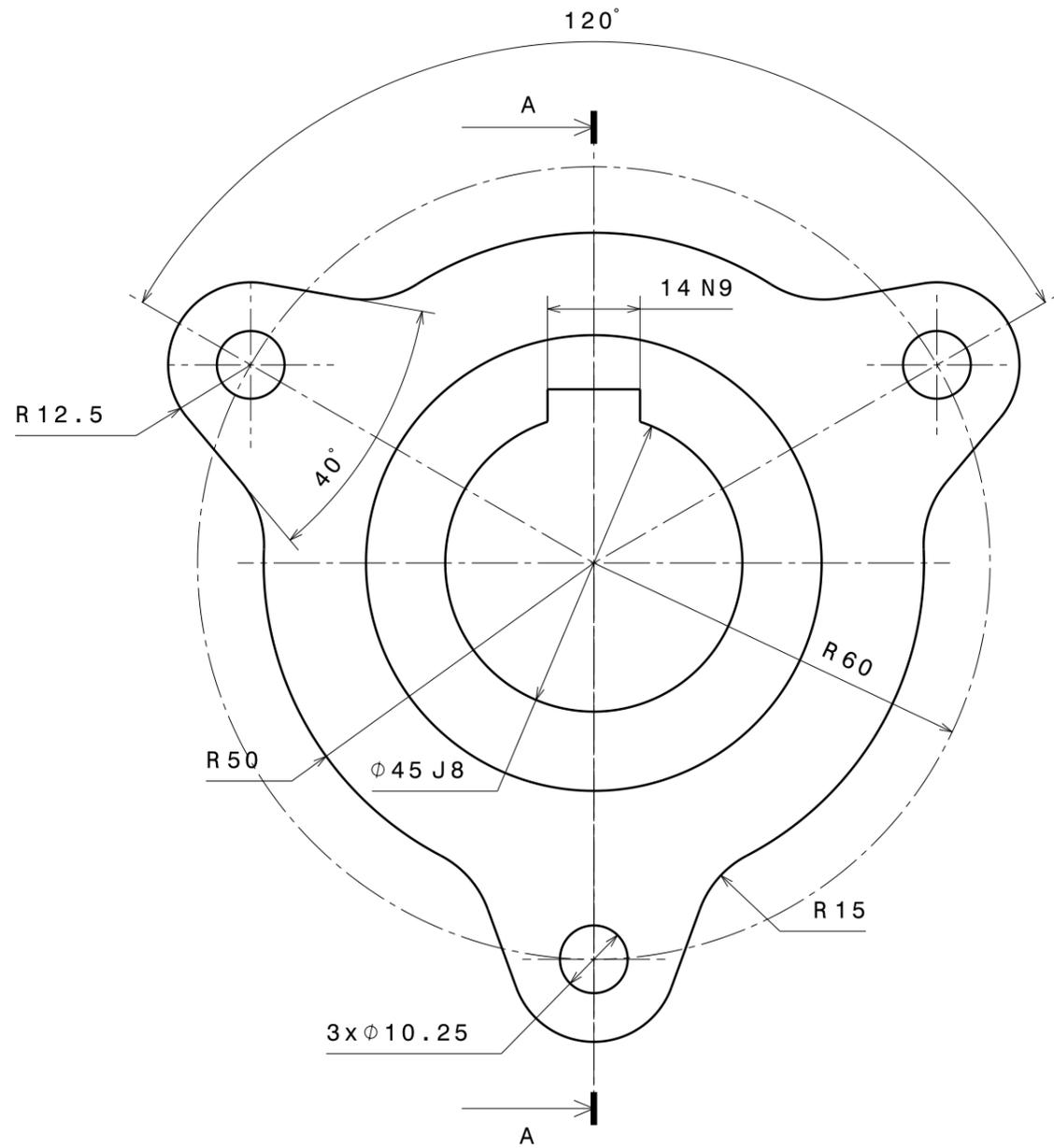
Corte A-A



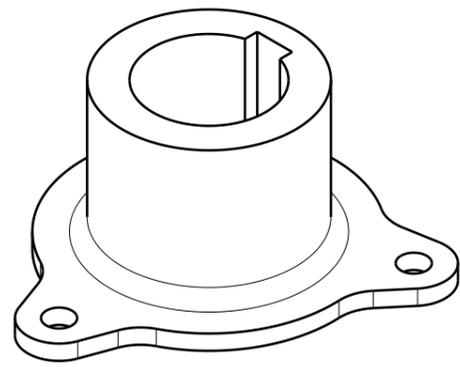
Esc. 1:2

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA Cliente PCP Oil Tools	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		Eje	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Aprobaciones	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	Fecha	
Dibujó: Rabsiun - Ratti		06/07/2015		Material	
Aprobó: Pontelli		17/07/2015		SAE 4140	
Proyecto: Freno Centrifugo PCP		Esc. 1:1		Peso [kgf]	
				2,85	
				Plano Nº	
				FC-01-02	

H G F E D C B A



Corte A-A
Esc. 1:1



Esc. 1:2

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media						Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales						SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		Cliente PCP Oil Tools	
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	Aprobaciones		Fecha	
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares						Dibujó: Rabsiun - Ratti		06/07/2015	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400		Aprobó: Pontelli		17/07/2015	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°5'		Proyecto: Freno Centrífugo PCP		Esc. 1:1	
						Denominación		Tope Inferior	
						Material		SAE 1010	
						Peso [kgf]		1,24	
						Plano Nº		FC-01-03	

4

3

2

1

4

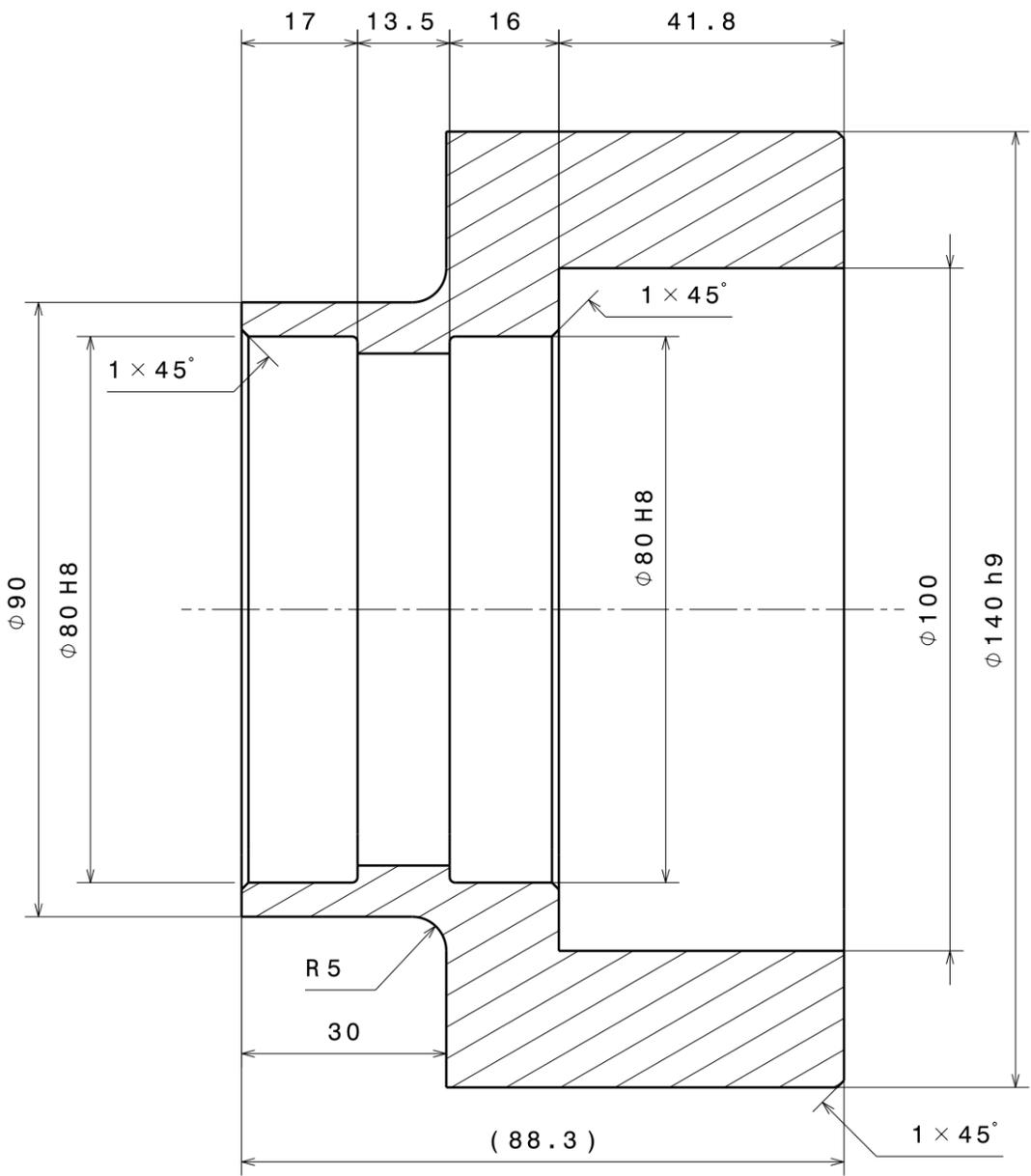
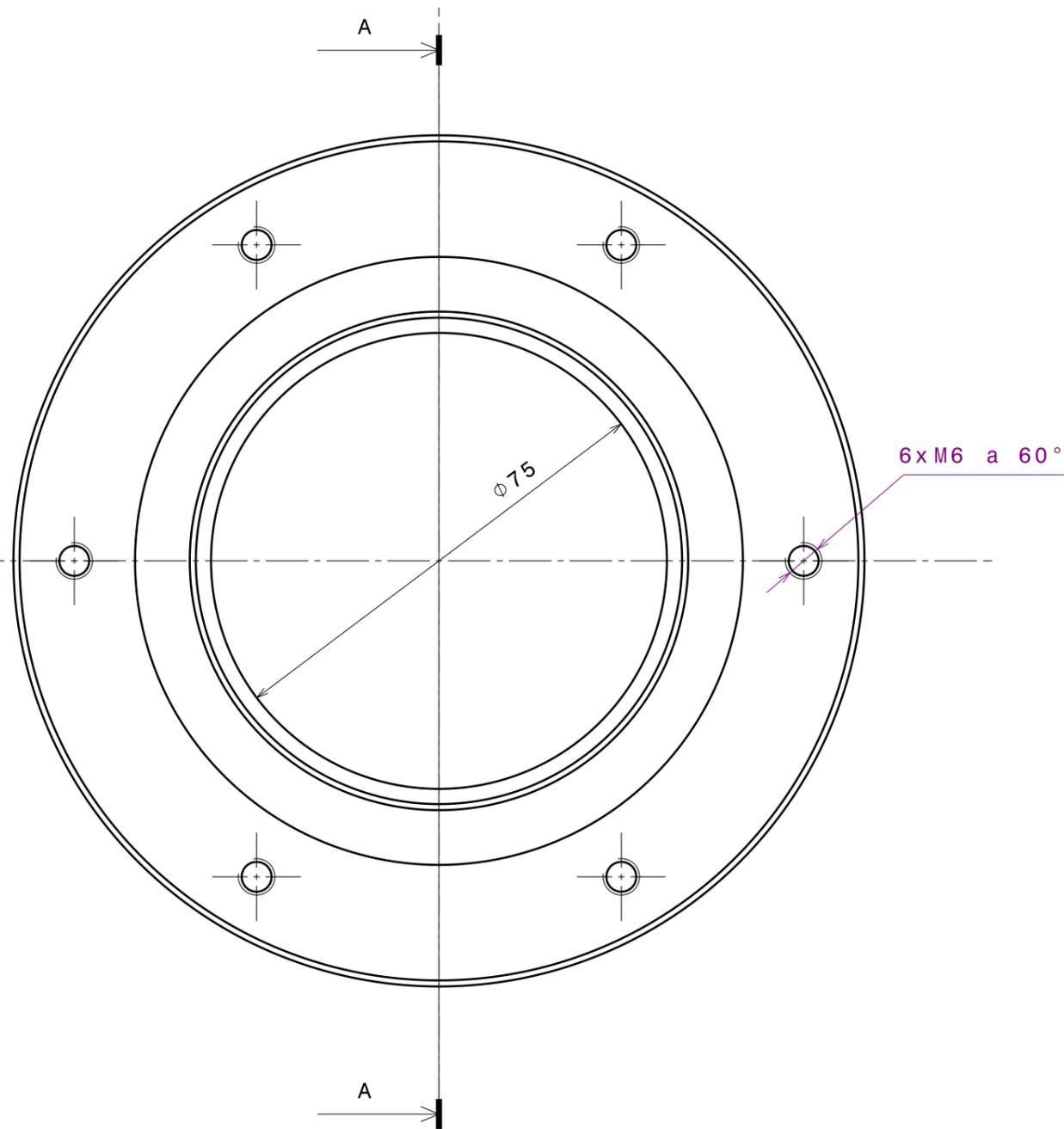
3

2

1

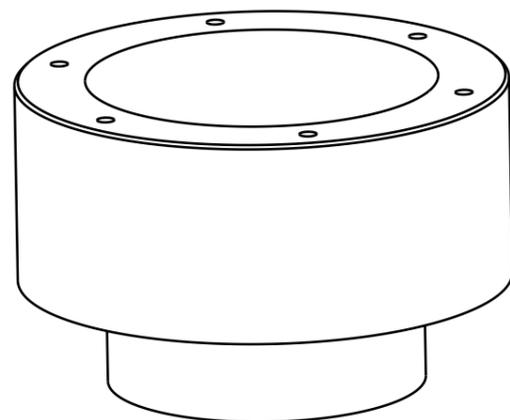
H G F E D C B A

H G F E D C B A



Corte A-A

Nota: Radios internos de 0,8 mm



Esc. 1:2

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media						Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales						SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		Cliente PCP Oil Tools	
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	Aprobaciones		Soporte Axial	
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares						Fecha		Material	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400		Dibujó:	Rabsiun - Ratti	06/07/2015	SAE 1010
						Aprobó:	Pontelli	17/07/2015	Peso [kgf]
						Proyecto: Freno Centrifugo PCP		4,2	
						Esc. 1:1		Plano Nº FC-01-04	

H G B A

D

C

B

A

4

4

3

3

2

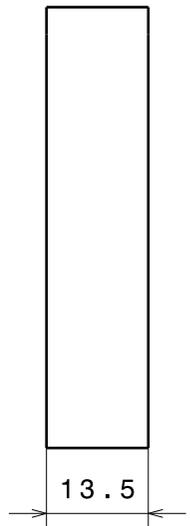
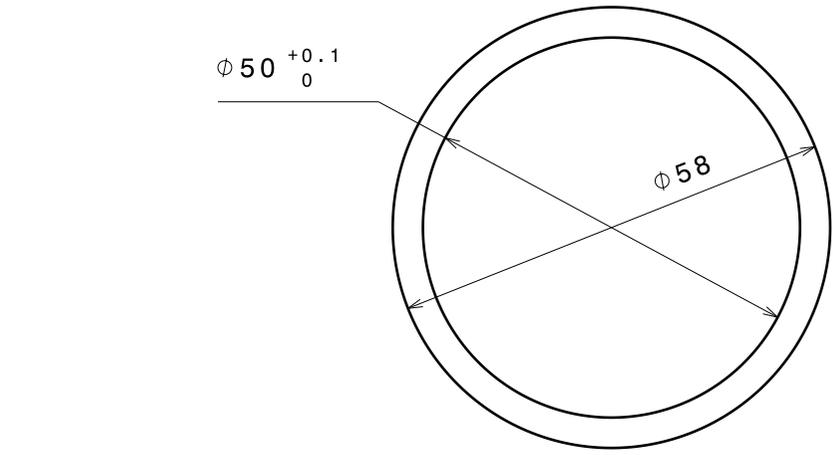
2

1

1

D

A



Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media								Rev.	Descripción		Fecha	vºBº		
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales								SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]				ITBA		Cliente
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)				PCP Oil Tools			
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	Aprobaciones		Fecha		Denominación			
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares								Dibujó: Rabsiun - Ratti		07/07/2015		Separador Rodamientos		
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400	Aprobó: Pontelli		17/07/2015		A4		Material	Peso [kgf]		
								Proyecto: Freno Centrífugo PCP		Esc. 1:1		Plano Nº FC-01-05		
±1º	±0º30'	±0º20'	±0º10'	±0º5'										

H G F E D C B A

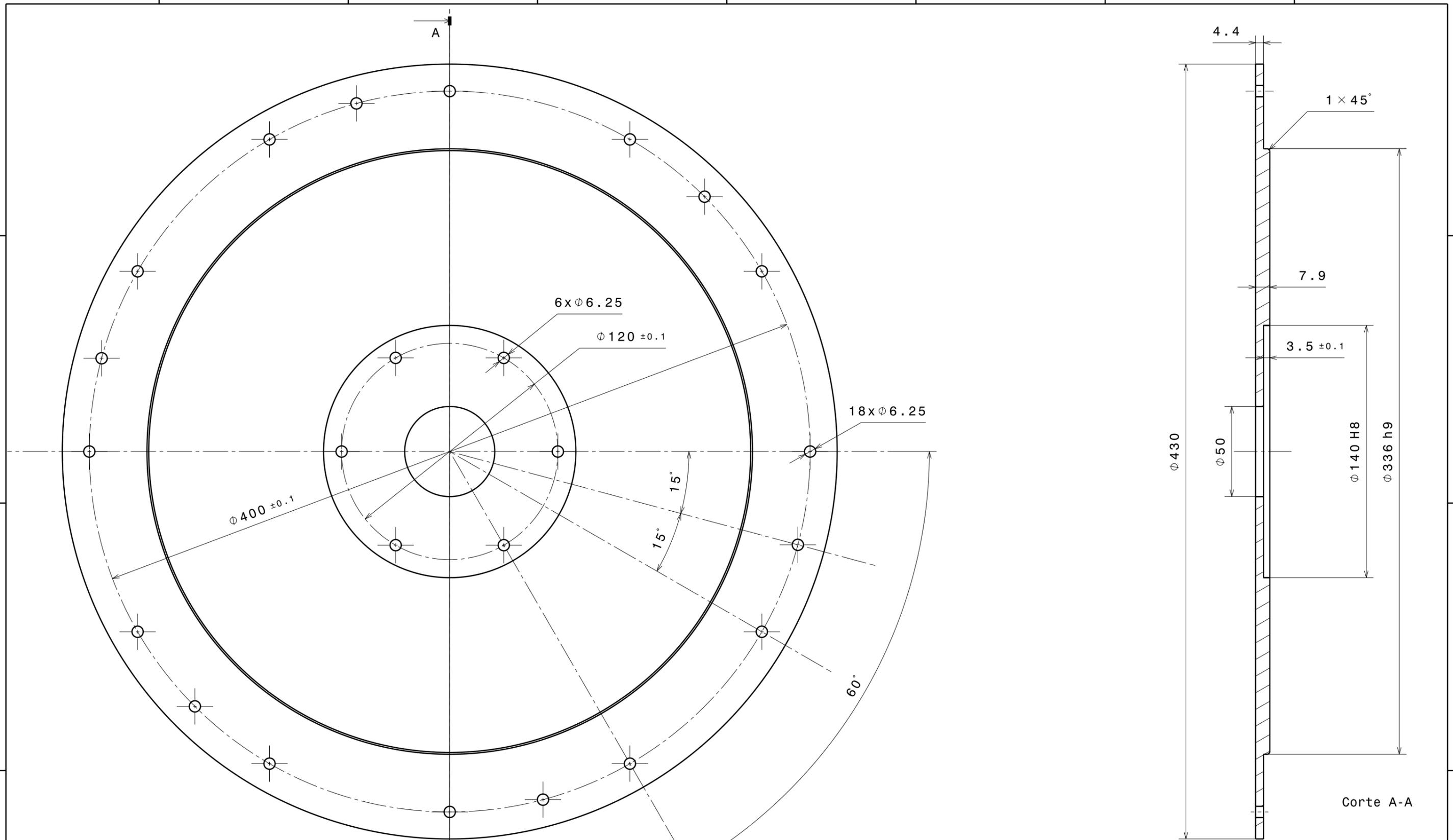
4

3

2

1

H G F E D C B A



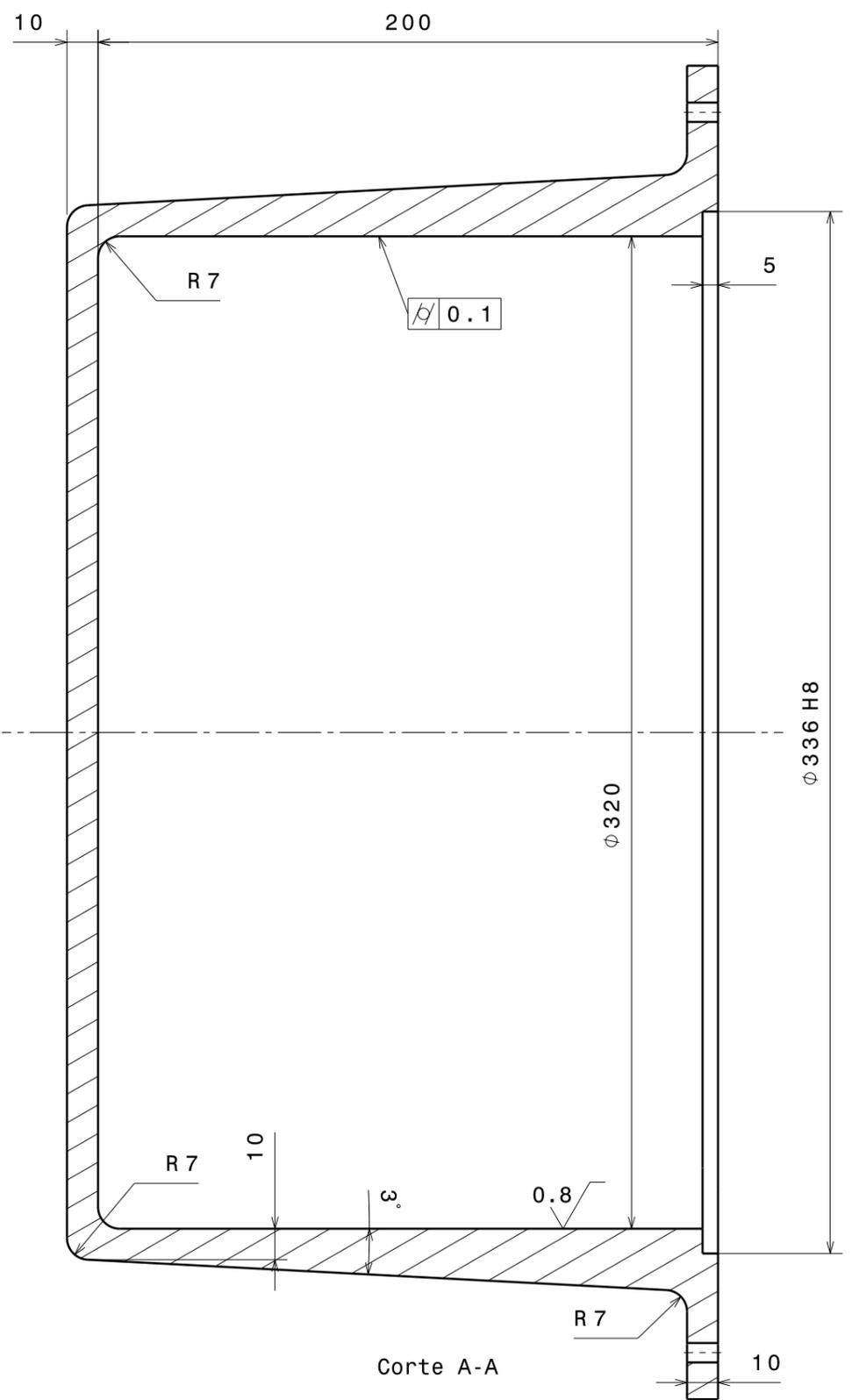
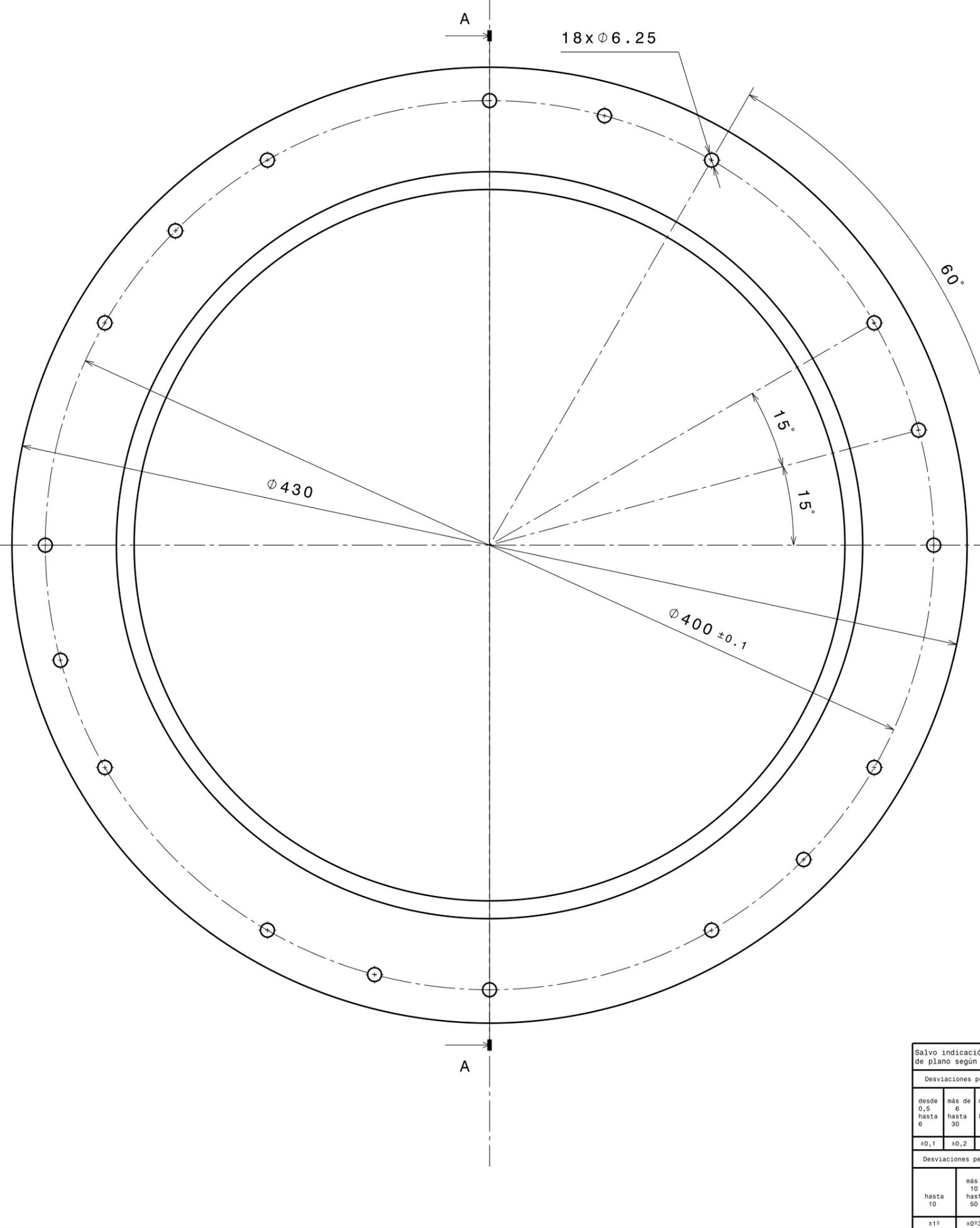
Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas y cantos vivos		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	Aprobaciones	
Dibujó: Rabsiun - Ratti		Fecha: 09/07/2015		Tapa	
Aprobó: Pontelli		Fecha: 17/07/2015		Material: SAE 1010	
Peso [kgf]: 6.9		Esc. 1:2		Plano Nº: FC-01-06	
Proyecto: Freno Centrifugo PCP					

4

3

2

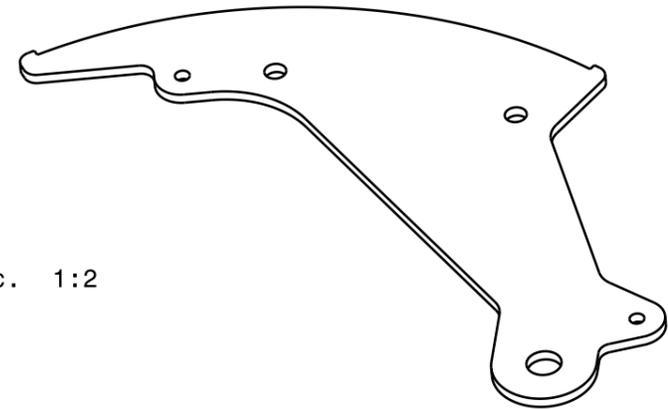
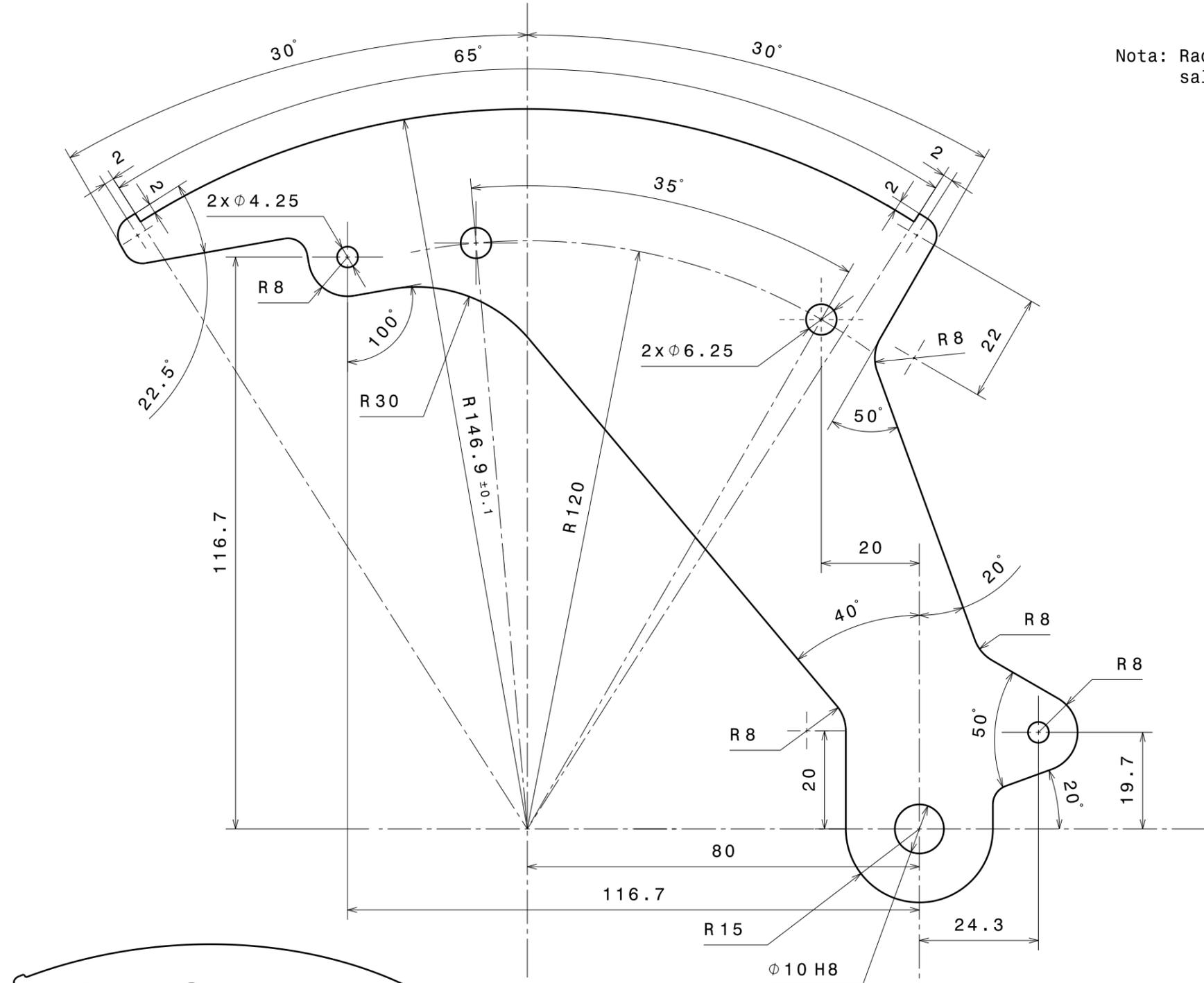
1



Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA Cliente PCP Oil Tools	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas y cantos vivos		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
+1°	+0°30'	+0°20'	+0°10'	Aprobaciones	
Dibujó: Rabsiun - Ratti		Fecha: 06/07/2015		A3	
Aprobó: Pontelli		Fecha: 17/07/2015		Material: Fundicion Gris	
Peso [kgf]: 35,86		Proyecto: Freno Centrífugo PCP		Esc. 1:2	
Plano N°: FC-01-07		Denominación: Tambor		Fecha: 06/07/2015	

H G F E D C B A

Nota: Radios de acuerdo de 4 mm salvo aclaracion



Esc. 1:2

Espesor: 3,13 mm [1/8]

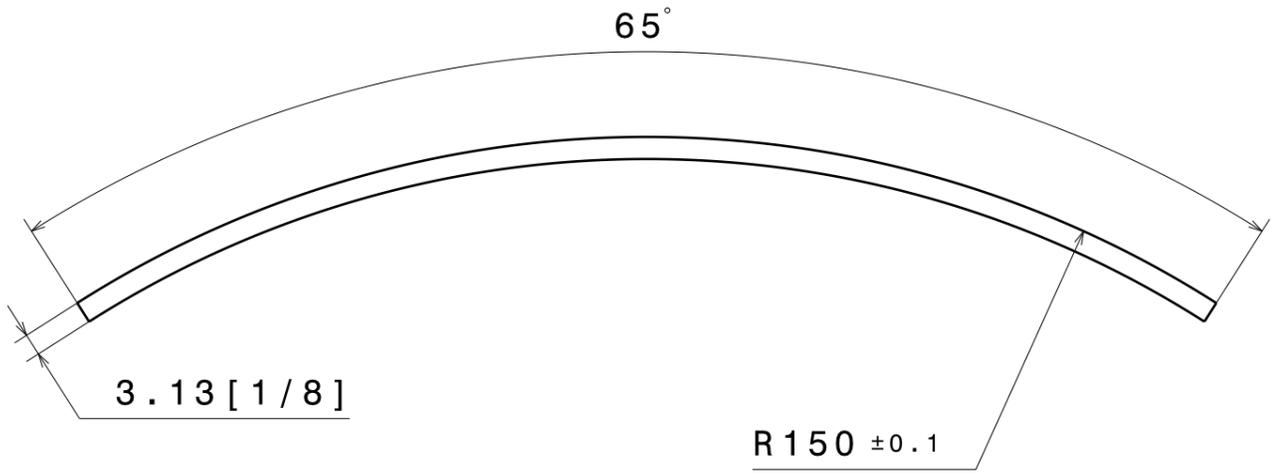
Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA Cliente PCP Oil Tools	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas y cantos vivos		Rugosidad superficial 3.2 [.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	Aprobaciones	
Dibujó: Rabsiun-Ratti		Fecha: 05/07/2015		A3	
Aprobó: Pontelli		Fecha: 17/07/2015		Material: SAE 1010	
Proyecto: Freno Centrífugo PCP		Esc. 1:1		Peso [kgf]: 0,254	
				Plano N°: FC-02-01	

H G F E D C B A

H G F E D C B A

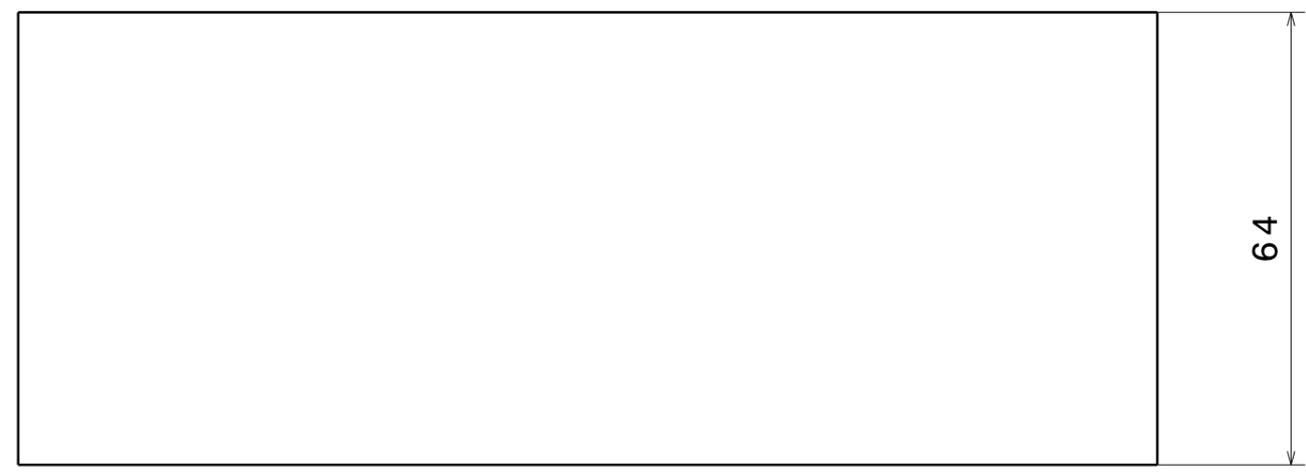
4

4



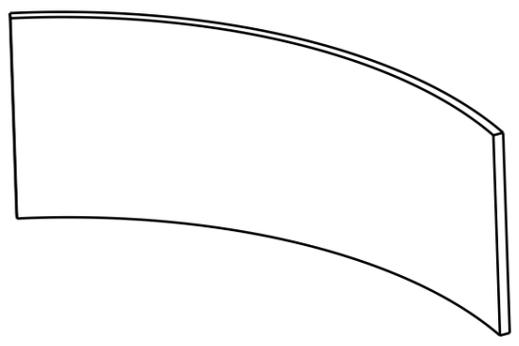
3

3



2

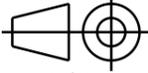
2



Vista Isometrica
Esc. 1:2

1

1

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media						Rev.	Descripción	Fecha	VºBº	
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales						SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]			Cliente	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	Eliminar rebabas y cantos vivos		PCP Oil Tools	
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares						Rugosidad superficial 3.2[.125]		Denominación		
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		Chapa soporte	
Aprobaciones						Fecha		Material		
Dibujó: Rabsiun - Ratti						06/07/2015		A3	SAE 1010	Peso [kgf]
Aprobó: Pontelli						17/07/2015			0,265	
Proyecto: Freno Centrífugo PCP						Esc. 1:1		Plano N° FC-02-02		

H G F E D C B A

D

C

B

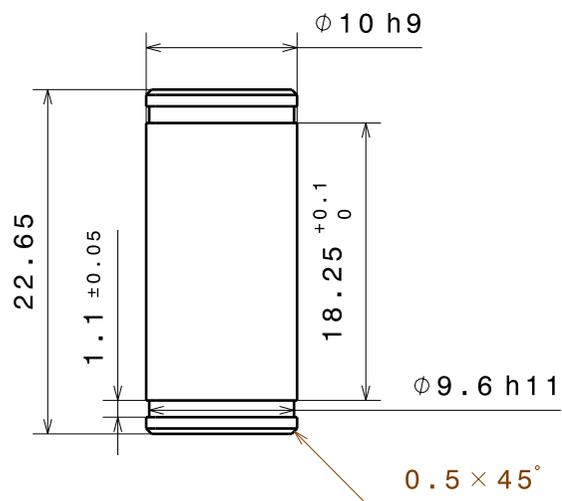
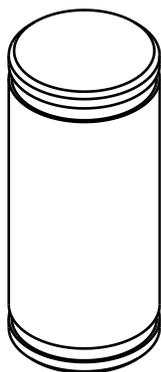
A

4

3

2

1



Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media							Rev.	Descripción		Fecha	vºBº		
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales							SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		 ITBA		Cliente		
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)				PCP Oil Tools		
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	Aprobaciones		Denominación				
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares							Fecha		Perno zapata				
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400	Dibujó: Rabsiun - Ratti		07/07/2015		Material		Peso [kgf]		
±1º							Aprobó: Pontelli		17/07/2015		SAE 1010		0,014
±0º30'							Proyecto: Freno Centrífugo PCP		Esc. 2:1		Plano Nº		FC-02-03
±0º20'													
±0º10'													
±0º5'													

D

A

D

C

B

A

4

4

3

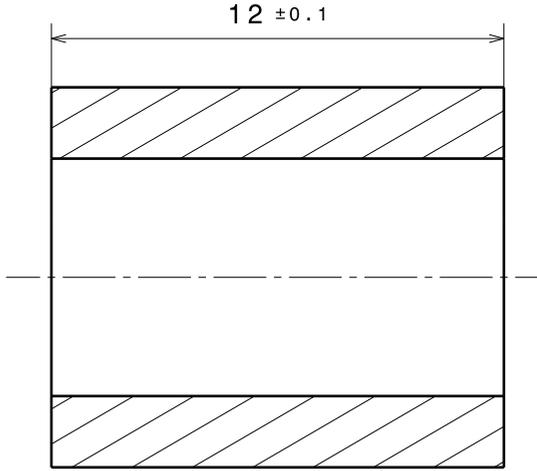
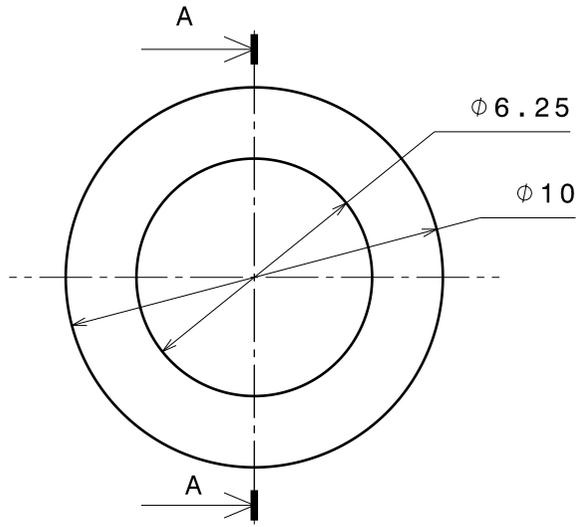
3

2

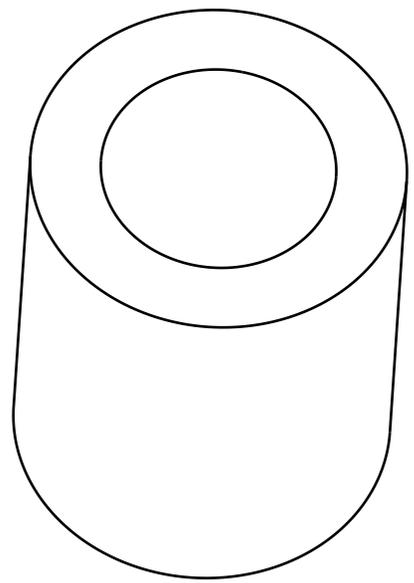
2

1

1



Corte A-A



D

A

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media						
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales						
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000
$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	± 2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares						
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400		
$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 20'$	$\pm 0^\circ 10'$	$\pm 0^\circ 5'$		

Rev.	Descripción		Fecha	vºBº
	SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]			
	Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		 ITBA Cliente PCP Oil Tools	
	Aprobaciones			
Dibujó:	Rabsiun - Ratti	Fecha	07/07/2015	
Aprobó:	Pontelli	Fecha	17/07/2015	
Proyecto: Freno Centrífugo PCP			Esc. 5:1	Plano N° FC-02-04
			Material	Peso [kgf]
			SAE 1010	0.005

A4

D

C

B

A

4

4

3

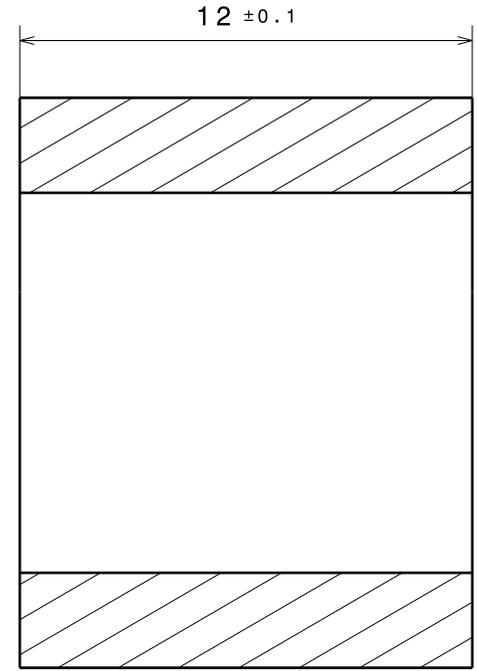
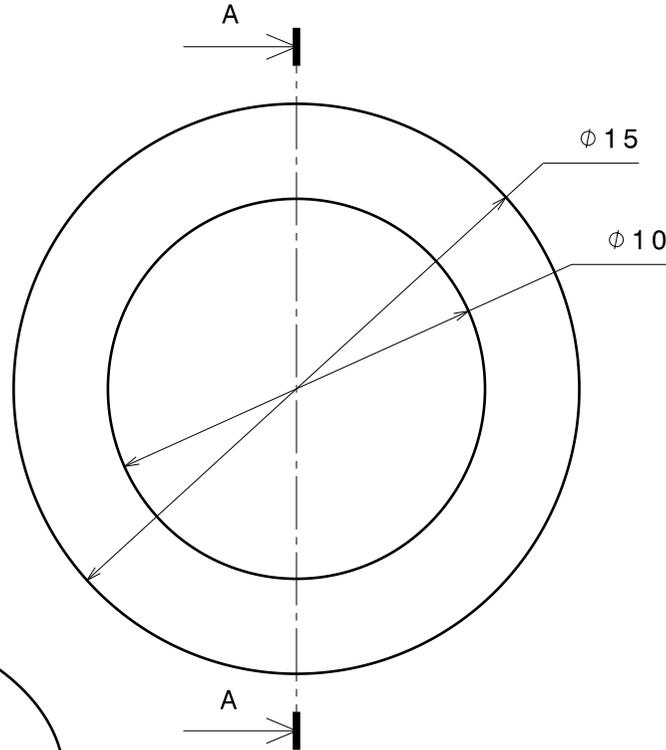
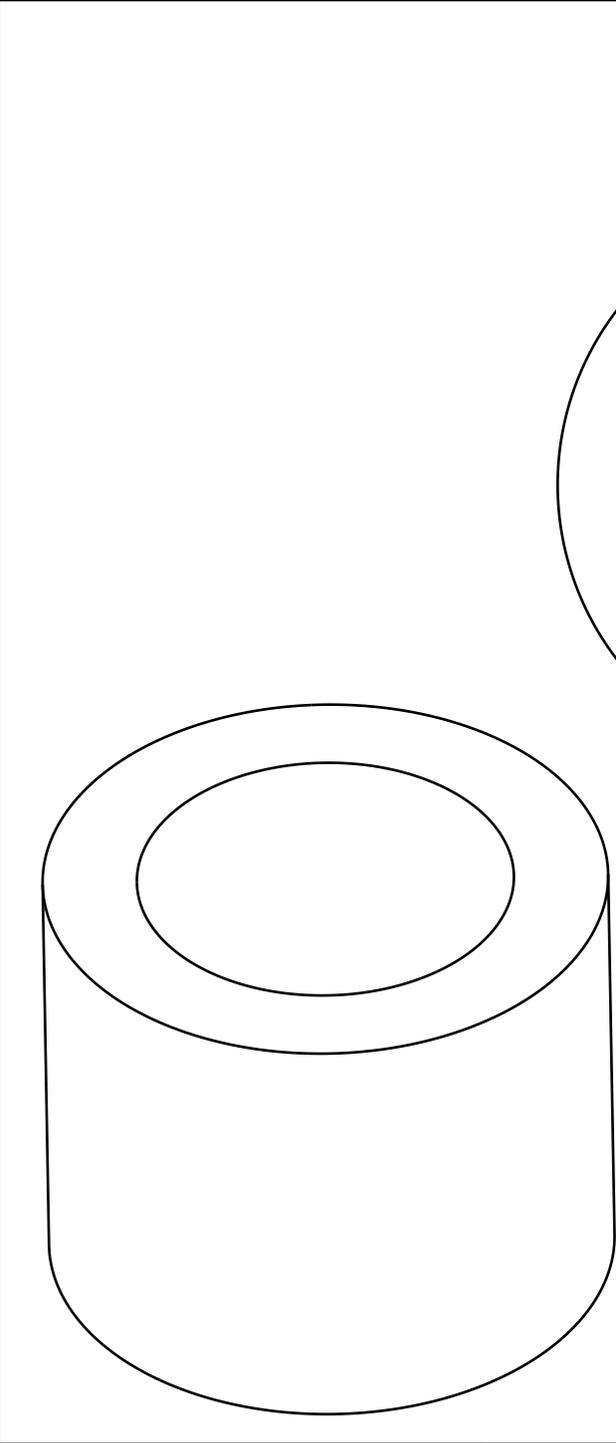
3

2

2

1

1



Corte A-A

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media						
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales						
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000
$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	± 2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares						
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400		
$\pm 1^\circ$	$\pm 0'30''$	$\pm 0'20''$	$\pm 0'10''$	$\pm 0'5''$		

Rev.	Descripción	
	SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]	
	Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
Aprobaciones		Fecha
Dibujó:	Rabsiun - Ratti	07/07/2015
Aprobó:	Pontelli	17/07/2015
Proyecto: Freno Centrífugo PCP		

Fecha		vºBº
ITBA		PCP Oil Tools
Denominación		
Separador Perno Montaje		
Material		Peso [kgf]
SAE 1010		0.009
Esc.	Plano N°	
5:1	FC-02-05	

D

A

D

C

B

A

4

4

3

3

2

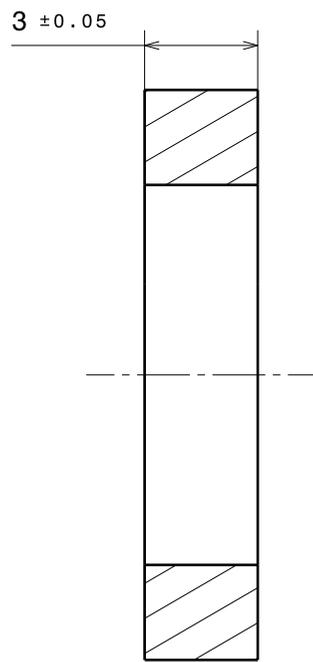
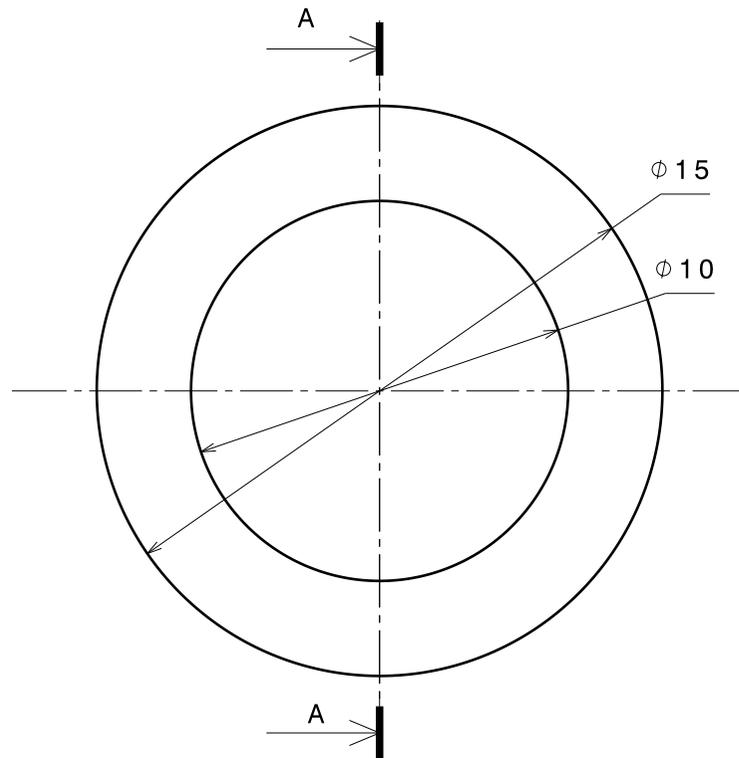
2

1

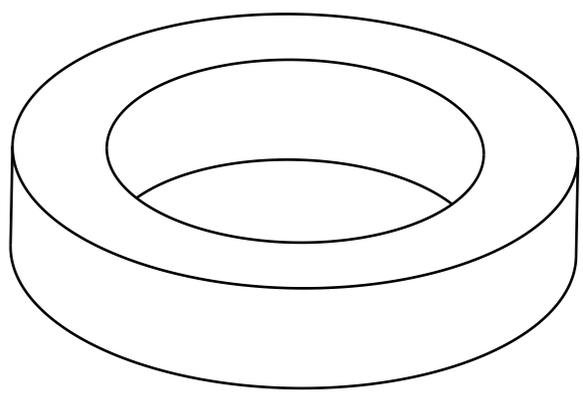
1

D

A



Corte A-A



Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media							Rev.	Descripción		Fecha	vºBº		
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales							SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]				ITBA Cliente PCP Oil Tools		
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	Eliminar rebabas y cantos vivos Rugosidad superficial 3.2[.125] Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)						Denominación Separador Perno Trabajo
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	Aprobaciones		Fecha		A4		
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares							Dibujó:	Rabsiun - Ratti	07/07/2015			Material SAE 1010	Peso [kgf] 0.002
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400	Aprobó:		Pontelli	17/07/2015					
±1º	±0º30'	±0º20'	±0º10'	±0º5'	Proyecto:		Freno Centrifugo PCP		Esc. 5:1	Plano Nº FC-02-06			