

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA ENSAYOS DE
LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA PARA EL LABORATORIO DE
TRIBOLOGÍA DE LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA –
CAMPUS KENNEDY**

AUTORES:

**RAFAEL ANTONIO SILVA ANDRADE
RICARDO GABRIEL RAMIREZ ESTRADA**

DIRECTOR:

HOMERO ANTONIO YANCHAPAXI ALMACHI

Quito, abril de 2015

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de ingeniero mecánico ha sido desarrollado en su totalidad por los señores: Ricardo Gabriel Ramírez Estrada y Rafael Antonio Silva Andrade.

Los conceptos desarrollados, análisis, cálculos realizados, conclusiones y recomendaciones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Ing. Homero Yanchapaxi A.

DIRECTOR DE TESIS

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO
DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Nosotros, Ricardo Gabriel Ramírez Estrada y Rafael Antonio Silva Andrade, autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Ricardo Gabriel Ramírez Estrada
C.I. 1722701560

Rafael Antonio Silva Andrade
C.I. 1716600372

DEDICATORIA

A Dios por bendecirme diariamente, darme las fuerzas necesarias para superarme y enseñarme a ser humilde y caritativo con los más necesitados.

A mis padres, por sus consejos y apoyo incondicional en cada momento de mi vida, por todo su esfuerzo y sacrificio para guiarme por un camino de bien y ayudarme a culminar mis estudios.

A mis hermanos, por soportarme en mis buenos y malos momentos, por motivarme a seguir adelante, enseñarme a ser tolerante y esforzarme por cumplir mis metas.

A mis abuelos por sus consejos sanos y experiencias vividas que me enseñaron a luchar cada día para ser una mejor persona y un buen profesional.

A mí enamorada por su paciencia, comprensión y apoyo incondicional desde que la conocí.

Ricardo Gabriel

DEDICATORIA

A mis padres, por el intenso e incansable esfuerzo que realizan para ver a sus hijos surgir, por su apoyo moral y emocional, por las valiosas enseñanzas impartidas, pero sobre todo por el gran ejemplo que han sido para mí a lo largo de mi existencia.

A la memoria de mi abuela Dora Elicia, quien siempre valoró y se enorgulleció de quienes culminaron su carrera universitaria. ¡Hubiera querido entregarte mi título profesional en vida abuelita!

A mis hermanos, para manifestarles que todo se puede lograr en la vida con fuerza de voluntad y constancia.

A mis amigos y familiares, por su inmenso e indispensable respaldo frente a esta labor de estudios durante los años que ha tomado.

Rafael Antonio

AGRADECIMIENTO

Agradecemos encarecidamente al Ing. Homero Yanchapaxi por su ayuda en la elección de este proyecto de tesis y la elaboración del mismo el cual nos deja muchas enseñanzas importantes para aplicarlas en nuestra carrera profesional.

A la Universidad Politécnica Salesiana y a la Carrera de Ing. Mecánica por permitirnos construir este proyecto para utilizarlo en los laboratorios de tribología de la carrera.

A los profesores de la Carrera de Ingeniería Mecánica por compartir sus conocimientos con paciencia y dedicación y formarnos como buenos profesionales.

Ricardo Gabriel y Rafael Antonio

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	2
MARCO TEÓRICO	2
1.1. Lubricación	2
1.1.1. Principio de lubricación.	2
1.1.2. Tipos de lubricación.	3
1.1.2.1. Lubricación límite.	3
1.1.2.2. Lubricación de película mixta.	4
1.1.2.3. Lubricación de película completa.	4
1.1.2.3.1. Lubricación hidrostática.	4
1.1.2.3.2. Lubricación elastohidrodinámica.	5
1.1.2.3.3. Lubricación hidrodinámica.	5
1.2. Fricción	6
1.2.1. Coeficiente de fricción.	7
1.2.2. Estados de fricción.	9
1.2.2.1. Fricción hidrodinámica.	9
1.2.2.2. Fricción hidrostática.	9
1.2.2.3 Fricción mixta.	9
1.3. Desgaste	10
1.3.1. Tasa de desgaste.	10
1.4. Parámetro de la película de lubricante	11
1.4.1. Acabado superficial.....	12
1.5. Lubricantes	14
1.5.1. Lubricantes para lubricación límite.....	14
1.5.2. Lubricantes para lubricación hidrodinámica.....	14
1.6. Cojinetes.....	15
1.6.1. Tipos de cojinetes.....	16
1.6.2. Materiales para cojinetes.....	16
1.7. Selección de materiales	17
1.7.1 Selección del Buje.....	17

1.7.2. Selección del muñón.....	17
1.8. Viscosidad.....	18
1.8.1. Viscosidad absoluta.....	18
1.8.2. Viscosidad cinemática.....	20
1.9. Teoría de lubricación hidrodinámica	20
1.9.1. Ecuación de Petroff.....	21
1.9.2. Número de Sommerfield.....	24
1.9.3. Excentricidad en lubricación hidrodinámica.....	27
1.9.4. Ecuación de Reynolds.....	28
1.10. Criterios de diseño de trumpler	33
1.10.1 Espesor mínimo de película aceptable.....	33
1.10.2 Carga inicial aceptable del cojinete.....	34
CAPÍTULO 2.....	35
ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	35
2.1. Criterio de selección de alternativas	35
2.1.1. Rango de operación.....	35
2.1.2. Beneficio didáctico.....	36
2.1.3. Facilidad de construcción.....	36
2.2. Factor de ponderación	36
2.3. Análisis de alternativas	37
2.3.1. Cojinete completo.....	37
2.3.1.1. Ventajas.....	37
2.3.1.2. Desventajas.....	38
2.3.2. Cojinete parcial.....	38
2.3.2.1. Ventajas.....	39
2.3.2.2. Desventajas.....	39
2.3.3. Evaluación de las alternativas.....	39
2.3.4. Selección de alternativa.....	40
CAPÍTULO 3.....	41
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.....	41
3.1. Diseño del cojinete.....	41
3.1.1 Variables controladas por el investigador.....	41

3.1.1.1. Viscosidad del aceite.....	41
3.1.1.2. Dimensiones del cojinete.	42
3.1.1.2.1. Holgura radial.....	42
3.1.1.2.2. Factor l/d	42
3.1.1.3. Velocidad de giro.	43
3.1.1.4. Masa del buje.	45
3.1.2. Variables dependientes.....	47
3.1.2.1. Presión máxima en la película.....	47
3.1.2.2. Carga máxima en el cojinete.	47
3.1.2.3. Presión del cojinete en el área proyectada del muñón.	49
3.1.2.4. Región estable.	50
3.1.2.5. Relación $P/P_{cm\acute{a}x}$	51
3.1.2.6. Número de Sommerfield.	51
3.1.2.7. Espesor mínimo de película.	53
3.1.2.8. Cálculo del parámetro de película.....	55
3.1.2.9. Excentricidad.....	56
3.1.2.10. Posición del espesor mínimo de película.	58
3.1.2.11. Ubicación de la presión máxima y mínima en la película de lubricante.....	60
3.2. Ajuste de la máquina.....	62
3.2.1. Cálculo de resistencia del eje.	64
3.2.1.1. Cálculo de resistencia a la fatiga.	64
3.2.1.1.1. Factor de modificación de condición superficial.	66
3.2.1.1.2. Factor de modificación de tamaño.	67
3.2.1.1.3. Factor de modificación de carga.	67
3.2.1.1.4. Factor de modificación de temperatura.	67
3.2.1.1.5. Factor de confiabilidad.....	68
3.2.1.1.6. Factor de modificación de efectos varios.....	69
3.2.1.1.7. Factor de seguridad.	70
3.2.2. Mecanismo de alineación.....	71
3.2.2.1. Selección de los rodamientos.	71
3.2.2.2. Selección de las anillas de retención.	76
3.2.3. Sellamiento del equipo.....	77

3.2.3.1. Selección del retenedor de aceite.....	77
3.2.4. Cálculo de potencia del motor.....	78
3.2.5. Selección del variador de frecuencia.....	83
3.2.6. Transporte de aceite dentro de la máquina.....	84
3.2.7. Selección del panel de tubos manométricos.....	84
CAPÍTULO 4.....	87
ENSAYOS Y RESULTADOS.....	87
4.1. Ensayos teóricos.....	87
4.1.1. Ensayo a velocidad constante y carga variable.....	88
4.1.1.1. Resultados.....	89
4.1.1.1.1. Carga vs presiones.....	89
4.1.1.1.2. Carga vs Sommerfield, excentricidad y espesor mínimo de lubricante.	90
4.1.1.1.3. Velocidad vs ángulo φ , θ_{p0} y $\theta_{Pcmáx}$	91
4.1.2. Ensayo a carga constante y velocidad variable.....	92
4.1.2.1. Resultados.....	93
4.1.2.1.1. Velocidad vs presiones.....	93
4.1.2.1.2. Velocidad vs Sommerfield, excentricidad y espesor mínimo de lubricante.	94
4.1.2.1.3. Velocidad vs ángulo φ , θ_{p0} y $\theta_{Pcmáx}$	95
4.2. Resultados experimentales.....	96
4.2.1. Ecuaciones utilizadas para los experimentos.....	96
4.2.1.1. Carga total.....	96
La ecuación 4.2 se utiliza para calcular la carga total aplicada sobre el cojinete.	96
4.2.1.2. Altura total hidrostática.....	96
4.2.1.3. Presión hidrostática.....	97
4.2.2. Toma de datos.....	99
4.2.2.1 Valores obtenidos en el panel de tubos manométricos.....	101
4.3 Relación entre ensayos teóricos y experimentales.....	104
4.4. Eficiencia de la máquina.....	107
CAPÍTULO 5.....	108
COSTOS.....	108
5.1. Introducción.....	108

5.1.1. Materiales e insumos.....	108
5.1.2. Costos de manufactura, mecanizados y acabados.....	110
5.1.3. Costo del tablero electrónico.....	111
5.3.4. Costos indirectos.....	111
5.1.5. Costo total.....	112
CONCLUSIONES	113
RECOMENDACIONES	115
LISTA DE REFERENCIAS	116
ANEXOS	118

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Ventajas de la película de lubricante entre 2 cuerpos en contacto	2
Figura 1.2. Deslizamiento de las capas internas de lubricante.....	3
Figura 1.3. Tipos de lubricación entre superficies	3
Figura 1.4. Elementos componentes de la lubricación hidrostática.....	4
Figura 1.5. Distribución de la presión en un contacto lubricado elastohidrodinámicamente.....	5
Figura 1.6. Elementos componentes de la lubricación hidrodinámica.....	6
Figura 1.7. Diagrama de cuerpo libre de un objeto en movimiento.....	6
Figura 1.8. Grafica de coeficientes estáticos y cinéticos.	7
Figura 1.9. Diagrama de barras indicando el coeficiente de fricción para varias condiciones de lubricación.....	10
Figura 1.10. Tasa de desgaste para varios regímenes de lubricación (curva de Beervower).....	11
Figura 1.11. Comparaciones de la viscosidad de aceite vs la temperatura	15
Figura 1.12. Placas paralelas desplazándose la una respecto a la otra.	19
Figura 1.13. Curvas aproximadas de distribución de la presión obtenidas por Tower	21
Figura 1.14. Cojinete de contacto deslizante de Petroff.....	22
Figura 1.15. Variación del coeficiente de fricción f con respecto a $\mu N/P$	26
Figura 1.16. Formación de la película de lubricante	27
Figura 1.17. Nomenclatura de un cojinete de contacto deslizante.....	28
Figura 1.18. Sección de película de lubricante y fuerzas que actúan sobre el mismo	29
Figura 1.19. Distribución de la velocidad del lubricante	31
Figura 2.1. Representación de un cojinete completo	37
Figura 2.2. Representación de un cojinete parcial	38
Figura 3.1. Velocidades relativas del cojinete	44
Figura 3.2. Elementos que forman parte del buje	45
Figura 3.3. Área efectiva del muñón.....	49
Figura 3.4. Gráfica para determinar el número de Sommerfield en función de $P/P_{cmáx}$	52
Figura 3.5. Grafica de la variación del espesor mínimo de película y de la relación de excentricidad	54

Figura 3.6. Representación gráfica de la excentricidad obtenida en el diseño del cojinete con movimiento horario	58
Figura 3.7. Gráfica para determinar la posición del espesor mínimo de película.....	59
Figura 3.8. Representación gráfica del ángulo ϕ obtenido en los diseños A y B con movimiento horario	60
Figura 3.9 Gráfica para determinar la posición terminal de la película de lubricante y la presión máxima de la película	61
Figura 3.10. Ángulos de presión máxima y mínima obtenida en el diseño con movimiento horario.....	62
Figura 3.11. Máquina de ensayos de lubricación hidrodinámica.....	63
Figura 3.12. Sección transversal de la máquina en la zona del cojinete	64
Figura 3.13. Diagrama <i>S-N</i> para un acero con $S_{ut} = 125$ kpsi	65
Figura 3.14. Dimensiones del eje incluido el muñón.....	73
Figura 3.15. Diagrama de cuerpo libre del eje incluido el muñón.....	74
Figura 3.16. Gráfica de la variable de coeficiente de fricción	81
Figura 3.17. Datos de placa del motor elegido.....	83
Figura 3.18. Variador STARVERT iE5 para motor de 1/2hp	83
Figura 3.19. Panel de tubos manométricos con alturas máximas y mínimas.....	85
Figura 4.1. Carga vs presión máxima en la capa de lubricante y presión sobre el área efectiva	89
Figura 4.2. Gráfica de carga vs Sommerfield, excentricidad y espesor mínimo de lubricante.....	90
Figura 4.3. Gráfica de carga vs ángulos de presión mínima, presión máxima y holgura mínima.	91
Figura 4.4. Velocidad vs presión máxima en la capa de lubricante y presión sobre el área efectiva	93
Figura 4.5. Velocidad vs presión máxima en la capa de lubricante y presión sobre el área efectiva	94
Figura 4.6. Gráfica de velocidad vs ángulos	95
Figura 4.7. Alturas a tomarse en cuenta para obtener HT.....	97
Figura 4.8. Distribución de presiones alrededor del cojinete y en el panel de tubos. 98	
Figura 4.9. Alturas hidrostáticas obtenidas en los 3 ensayos experimentales.....	102
Figura 4.10. Grafica radial de las presiones obtenidas los ensayos experimentales	103
Figura 4.11. Resultados teóricos y experimentales a velocidad variable y carga constante.....	105

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Coeficientes de fricción para varias combinaciones de materiales.....	8
Tabla 1.2. Parámetro de película adecuado para los tipos de lubricación.....	12
Tabla 1.3. Promedio aritmético normal de la aspereza de la superficie para varios procesos y componentes de máquinas	13
Tabla 1.4: Materiales recomendados para cojinetes de deslizamiento contra acero o hierro fundido.....	16
Tabla 1.5. Comprobación de la relación de dureza adecuada entre la selección de materiales	18
Tabla 2.1. Asignación de factores de ponderación a cada parámetro de acuerdo a su importancia.....	37
Tabla 2.2. Calificaciones ponderadas de los parámetros de selección.....	40
Tabla 3.1. Masa total del buje (sin carga adicional)	46
Tabla 3.2. Ensayos para obtener la relación $P/P_{cmáx}$ de la película de lubricante a 500 <i>Rpm</i> con carga variable	48
Tabla 3.3. Ensayos para obtener la relación $P/P_{cmáx}$ de la película de lubricante a 2000 <i>Rpm</i> con carga variable	48
Tabla 3.4. Combinaciones límite de velocidad y carga para diseño óptimo de fricción mínima y carga máxima.	49
Tabla 3.5. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.....	66
Tabla 3.6. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	68
Tabla 3.7. Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.....	68
Tabla 3.8. Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas.....	72
Tabla 3.9. Características de la anilla DIN 472 62x2 seleccionada para sujeción de rodamientos	76
Tabla 3.10. Características de la anilla DIN 472 62x2 para la sujeción del eje.....	76
Tabla 4.1. Dimensiones fijas utilizadas para obtener las tablas 4.2 y 4.3	87
Tabla: 4.2. Ensayos realizados a velocidad constante y carga variable	88
Tabla 4.3. Ensayos teóricos realizados con carga constante y velocidad variable	92
Tabla 4.4. Resultados obtenidos experimentalmente en el ensayo 1 a 500 rpm y 1,6 kg.....	99

Tabla 4.5. Resultados obtenidos experimentalmente en el ensayo 2 a 1000 rpm y 1,6 kg.....	100
Tabla 4.6. Resultados obtenidos experimentalmente en el ensayo 3 a 1500 rpm y 1,6 kg.....	101
Tabla 4.7. Resultados teóricos y experimentales a velocidad variable y carga constante.....	105
Tabla 4.8. Ensayos experimentales vs teóricos de Pc máxima.	107
Tabla 5.1. Costo de materiales e insumos	109
Tabla: 5.2. Costos de manufactura, mecanizados y acabados.....	110
Tabla: 5.3. Costos del equipo eléctrico y electrónico	111
Tabla 5.4. Costos indirectos	112
Tabla 5.5. Costo total del equipo de ensayos.	112

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1. PRÁCTICAS DE LABORATORIO	119
ANEXO 2. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	126
ANEXO 3. MATERIALES DEL COJINETE	132
Anexo 3.1. Características del bronce SAE 40	132
Anexo 3.2. Propiedades del acero SAE 1018	133
ANEXO 4. GRAFICAS DE RAIMONDI Y BOYD PARA DISEÑO DE COJINETES HIDRODINÁMICOS	134
Anexo 4.1. Diagrama del espesor mínimo de película y relación de excentricidad	134
Anexo 4.2. Diagrama de posición angular del espesor mínimo de película.	135
Anexo 4.3. Diagrama de presión máxima en la película de lubricante.....	136
Anexo 4.4. Diagrama de posición terminal de película de lubricante y posición de la presión máxima.	137
Anexo 4.5. Diagrama de variable de coeficiente de fricción.	138
ANEXO 5. PROPIEDADES DEL LUBRICANTE SAE 30	139
ANEXO 6. RESULTADOS DE ENSAYOS A TENSIÓN PARA ALGUNOS METALES	139
ANEXO 7. DIMENSIONES DE RODAMIENTOS SEGÚN CATÁLOGO DE FABRICANTE FAG	140
ANEXO 8. TABLAS DE ANILLAS DE RETENCIÓN	141
Anexo 8.1. Dimensiones de anillas interiores según catálogo de fabricante OTIA.	141
Anexo 8.2. Dimensiones de anillas exteriores según catálogo de fabricante OTIA.	142
ANEXO 9. DIMENSIONES DE RETENEDORES DE ACEITE SEGÚN CATÁLOGO DE FABRICANTE LIDERING	143
ANEXO 10. VARIADORES DE FRECUENCIA STARVERT PARA MOTORES	144
ANEXO 11. TABLA DE COMBINACIONES DE CARGA Y VELOCIDADES PARA OBTENER ALTURAS ÓPTIMAS EN LOS ENSAYOS DE LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA	145
ANEXO 12. MOMENTOS DE INERCIA PARA DISTINTOS SÓLIDOS	146
ANEXO 13. CARACTERÍSTICAS DE VARIOS TIPOS DE ACOPLAMIENTOS (MORDAZA ES LO MISMO QUE QUIJADA)	147
ANEXO 14. TAMAÑO DE AGUJEROS PARA TORNILLOS MÉTRICOS .	148

ANEXO 15. FOTOGRAFÍAS	149
Anexo 15.1. Fotografía de elementos de la máquina durante la construcción.....	149
Anexo 15.2. Fotografía de ensamblaje en prototipo.	149
Anexo 15.3. Fotografía de pruebas de funcionamiento en prototipo.....	150
Anexo 15.4. Fotografía de excentricidad del muñón durante pruebas de funcionamiento en prototipo.	150
Anexo 15.5. Detalle de tomas de presión y junta de expansión en prototipo.	151
Anexo 15.6. Datos de la placa del motor.	151
Anexo 15.7. Fotografía del variador de frecuencia para motor.	152
Anexo 15.8. Motor acoplado a los elementos mecánicos del equipo.	152
Anexo 15.9. Equipo de ensayos terminado.	153
ANEXO 16. PLANOS	154

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Adhesión: Atracción molecular entre superficies de cuerpos distintos puestos en contacto.

Asperezas: Falta de suavidad por tener la superficie desigual.

Buje o bocín: Pieza cilíndrica que reviste por el interior los elementos mecánicos que giran alrededor de un eje.

Capilaridad: Propiedad física de un líquido en virtud de la cual este sube o baja al entrar en contacto con un cuerpo; Sus efectos son especialmente visibles en el interior de un tubo capilar o entre dos láminas muy próximas.

Cigüeñal: Es un eje con codos y contrapesos presente en ciertas máquinas que, aplicando el principio del mecanismo de biela - manivela, transforma el movimiento rectilíneo alternativo en circular uniforme y viceversa.

Cizalladura: Es el esfuerzo que soporta una pieza cuando sobre ella actúan fuerzas contenidas en la propia superficie de actuación.

Corrosión: Se define como el deterioro que sufren los metales cuando interactúan con el medio en el que trabajan.

Dureza Brinell: Prueba de dureza no destructiva que sirve para medir la resistencia que un material opone a la abolladura provocada por un cuerpo esférico de un material más duro.

Cojinete: Es la pieza o conjunto de piezas sobre las que se soporta y gira el árbol transmisor de momento giratorio de una máquina.

Deflexión Elástica: es el grado en el que un elemento estructural se deforma bajo la aplicación de una fuerza y tiende a recuperar su forma.

Densidad: Es una medida de cuánto material se encuentra comprimido en un espacio determinado; es la cantidad de masa por unidad de volumen.

Espesor: Densidad o condensación de un fluido.

Excentricidad: Se define como la no coincidencia entre el eje de rotación y el eje de simetría.

Fluido: Que es de consistencia blanda, como el agua o el aceite, y fluye, corre o se adapta con facilidad.

Holgura: Espacio vacío que queda entre dos cosas que están encajadas una dentro de la otra.

Movimiento relativo: Cambio de posición respecto de un sistema de referencia que a su vez se mueve respecto a otro sistema de referencia.

Muñón: Pieza cilíndrica con que un órgano mecánico se fija en un soporte, conservando la libertad de movimiento de rotación sobre sí mismo.

Película de aceite: Espacio estrecho que existe entre dos superficies en movimiento relativo, ocupado por el fluido lubricante.

Presión hidrostática: La presión hidrostática es la parte de la presión debida al peso de un fluido en reposo.

Rugosidad: Conjunto de irregularidades macroscópicas y microscópicas que posee una superficie.

Rugosidad superficial: Conjunto de irregularidades de la superficie real, definidas convencionalmente en una sección donde los errores de forma y las ondulaciones han sido eliminados

Sistema tribológico: Un sistema tribológico consta de las superficies de dos componentes que están en contacto móvil entre sí y su entorno. El tipo, progreso y extensión del desgaste se determina por los materiales y acabados de los componentes, cualquier material intermedio, las influencias del entorno y las condiciones de funcionamiento.

Vasos comunicantes: Es el nombre que recibe un conjunto de recipientes comunicados por su parte inferior y que contienen un líquido homogéneo; se observa que cuando el líquido está en reposo alcanza el mismo nivel en todos los recipientes, sin influir la forma y volumen de estos.

RESUMEN

El presente proyecto tiene como fin el diseñar y construir una máquina de ensayos que permita observar la curva de presiones de lubricante dentro de un cojinete sometido a lubricación hidrodinámica al combinar diferentes cargas y velocidades. Estas presiones se observan mediante tomas de presión alrededor del cojinete, llevadas a un panel mediante mangueras en las que se presenta la presión como alturas de lubricante debido a la presión hidrostática.

En el capítulo 1 se describe la teoría de lubricación y tipos de lubricación. Se pone énfasis en la lubricación hidrodinámica ya que el equipo de ensayos es diseñado para su estudio.

En el capítulo 2 se realiza un análisis de alternativas para elegir el diseño adecuado dando importancia al factor didáctico.

En el capítulo 3 se realiza el diseño del cojinete y la selección del equipamiento adicional que conforma la máquina de ensayos. Se realizan cálculos en base a fórmulas desarrolladas en el capítulo 1 y se busca parámetros óptimos de diseño para el cojinete.

En el capítulo 4 se presenta un análisis de resultados teóricos y experimentales utilizando graficas de dispersión comparativas entre diferentes variables para entender su efecto en el fenómeno de lubricación hidrodinámica.

En el capítulo 5 se detalla los rubros respectivos del equipo y material mecánico, eléctrico y electrónico; además se determinan costos de manufactura.

En el capítulo 6 se presentan las prácticas de laboratorio que pueden ser realizadas con el equipo construido.

Finalmente, se presentan las conclusiones, recomendaciones, lista de referencias, prácticas de laboratorio y anexos.

ABSTRACT

The following project aims to design and build an educational equipment for hydrodynamic lubrication study, which will show the pressure distribution in a journal bearing by combining different loads and speeds on it. Values of pressure will be taken thanks to pressure tappings around the bearing. These values will be represented by the height of oil in manometric tubes due to hydrostatic pressure.

Chapter 1 describes lubrication theory and types of lubrication. Hydrodynamic lubrication is very prominent in this chapter because the machine will study that specific kind.

In chapter 2, there is an alternatives analysis to choose the right design giving priority to the educational aspect, because the machine will be used for laboratory experimentation.

In chapter 3, the design of the bearing is made based on the alternative chosen in the previous chapter. Also, the additional equipment that makes up the machine is selected. Calculations are performed based on the formulations of chapter 1 and optimal design parameters for the journal bearing.

In chapter 4, there is an analysis of theoretical and experimental results using comparative dispersion graphs using different variables, to understand their effect over the phenomenon of hydrodynamic lubrication.

In chapter 5, the costs of mechanical, electrical and electronic equipment are detailed. Also the cost of labor is shown.

In Chapter 6 the labs that can be enhanced with the built equipment are shown

Finally, conclusions, recommendations, list of references, guides for experiments and annexes are exposed.

INTRODUCCIÓN

El estudio de cojinetes hidrodinámicos está incluido dentro del campo de la tribología y se emplea en varios diseños de maquinaria a pequeña y gran escala. Es importante que la combinación entre materiales y un lubricante adecuado, nos proporcione un cojinete capaz de resistir altas cargas sin que se produzca un desgaste significativo en el mismo y pueda operar bajo condiciones hidrodinámicas. ¿Qué variables influyen para que ocurra este fenómeno? Todo tiene relación con la presión producida dentro del cojinete.

Por esta razón se va a delinear un equipo de ensayos capaz de demostrar experimentalmente las diferentes presiones de aceite generadas en un cojinete hidrodinámico a velocidades y cargas distintas y que permita observar el colchón de aceite formado entre las superficies.

Al ser un equipo para laboratorio, se busca que sea capaz de explicar didácticamente la teoría de lubricación hidrodinámica mediante la elaboración de ensayos cortos en los que se pretende variar los factores principales expuestos anteriormente.

Además se busca explicar la teoría de lubricación hidrodinámica al relacionar la teoría planteada con los ensayos obtenidos experimentalmente sin que sea necesario obtener resultados cuantitativos similares. Para esto, se diseña un cojinete con las dimensiones y materiales elegidos previo a la construcción del equipo.

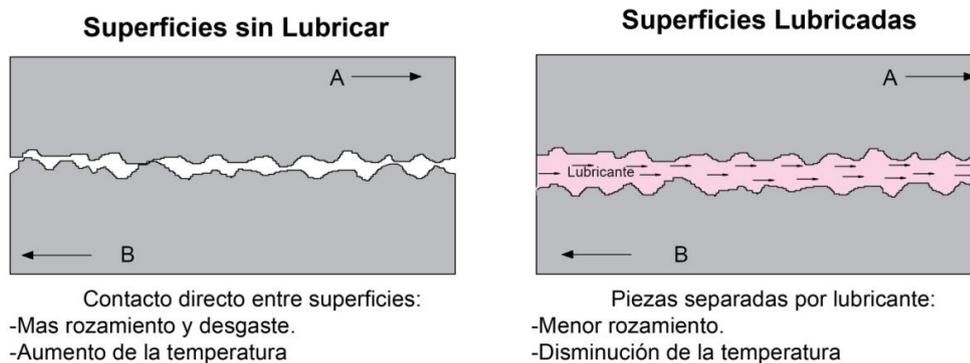
CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

1.1. Lubricación

La lubricación es un proceso que tiene por objetivo disminuir la fricción y el desgaste que ocurre entre dos superficies en contacto ya que producen efectos negativos en las mismas cuando se encuentran en movimiento relativo. Esto se consigue con la ayuda de un material gaseoso, sólido o líquido que tenga la capacidad de formar una película entre las superficies, la cual debe ser lo suficientemente gruesa como para que no exista contacto entre ellas como se observa en el Figura 1.1.

Figura 1.1. Ventajas de la película de lubricante entre 2 cuerpos en contacto

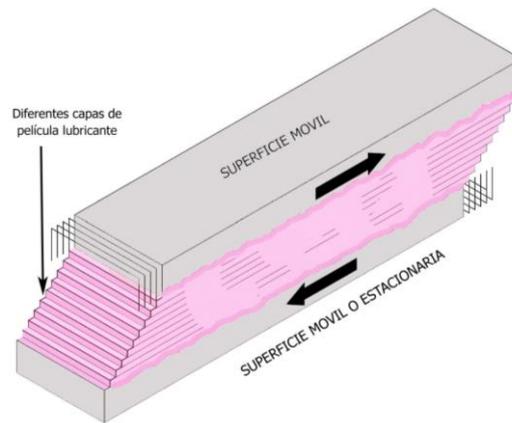


Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

1.1.1. Principio de lubricación.

El fluido lubricante tiende a formar varias capas entre dos superficies en movimiento dependiendo de su viscosidad dinámica. Las capas extremas quedan adheridas a las dos superficies mientras que en las capas internas ocurre un deslizamiento de una sobre otra, logrando separar las superficies en contacto mientras están en movimiento relativo, como se observa en la figura 1.2.

Figura 1.2. Deslizamiento de las capas internas de lubricante

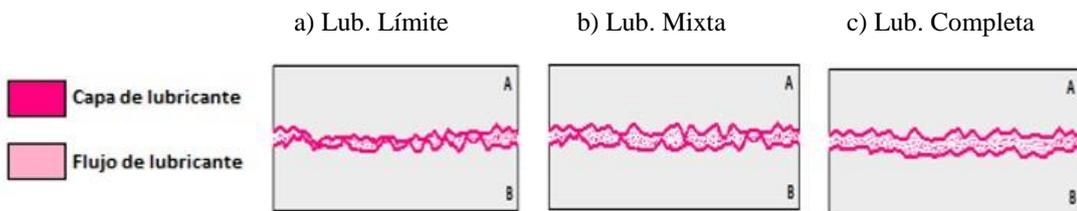


Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

1.1.2. Tipos de lubricación.

Dependiendo del grado de rugosidad de cada una de las superficies y del espesor de la película de lubricante intermedia, se pueden diferenciar 3 tipos de lubricación:

Figura 1.3. Tipos de lubricación entre superficies



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

1.1.2.1. Lubricación límite.

La lubricación límite se produce cuando el espesor de la película de lubricante es muy pequeño, menor que la rugosidad de la superficie del material compuesto. Por lo tanto, una lubricación límite eficaz requiere la presencia de materiales que satisfagan las funciones de un lubricante con sólo una o dos capas moleculares. Figura 1.3a

1.1.2.2. Lubricación de película mixta.

No existe una capa uniforme de lubricante, por lo que puede existir contacto de las asperezas de las superficies en algunos sectores. Figura 1.3b.

1.1.2.3. Lubricación de película completa.

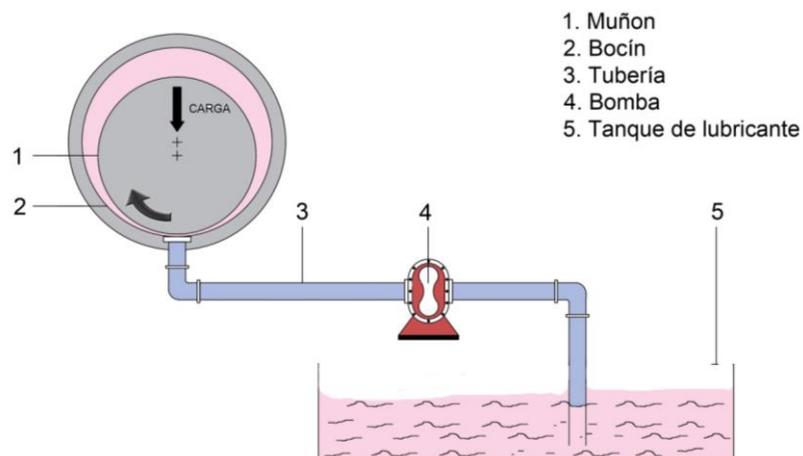
Las superficies no tiene contacto entre si ya que se encuentran totalmente separadas por una capa de lubricante. Figura 1.3c.

La lubricación de película completa se presenta a través de 3 mecanismos:

1.1.2.3.1. Lubricación hidrostática.

Se consigue al suministrar un flujo continuo de lubricante en el punto de contacto del deslizamiento con una presión elevada, con el fin de formar una capa de lubricante estable y así eliminar el contacto entre las superficies. Se recomienda una presión hidrostática entre 10^2 a 10^4 psi, además colocar un depósito, tuberías y una bomba para presurizar el lubricante (Norton, 2011, p. 491). Esa configuración se detalla en la figura 1.4.

Figura 1.4. Elementos componentes de la lubricación hidrostática



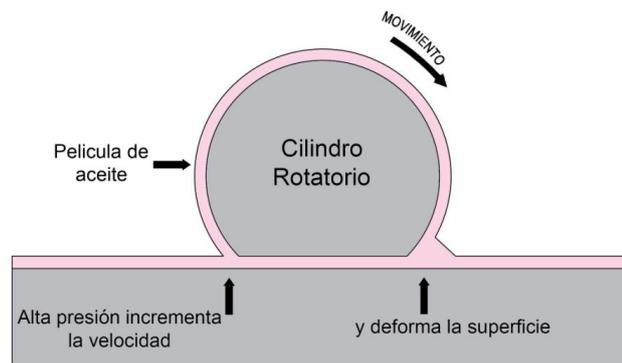
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

1.1.2.3.2. Lubricación elastohidrodinámica.

En mecanismos tales como engranajes o leva-seguidor, se produce cuantioso desgaste cuando operan a bajas velocidades. “La carga crea una pequeña huella plana de contacto debido a la deflexión elástica de las superficies”. (Norton, 2011, p. 491).

Esta huella es suficiente para que se forme una película hidrodinámica completa si la velocidad relativa es lo suficientemente alta. Como resultado de las deflexiones elásticas de la superficie y las grandes presiones entre ellas, la viscosidad del fluido aumenta dramáticamente. Dicho fenómeno es conocido como lubricación elastohidrodinámica y se ilustra en la figura 1.5.

Figura 1.5. Distribución de la presión en un contacto lubricado elastohidrodinámicamente



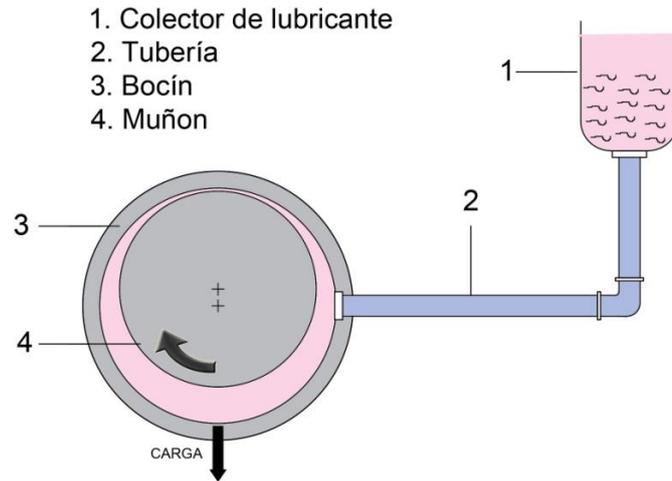
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

1.1.2.3.3. Lubricación hidrodinámica.

Se consigue al suministrar un flujo continuo de lubricante en un punto de contacto de deslizamiento con el fin de bombearlo dentro de la holgura que existe entre las superficies, logrando que el espacio sea ocupado por una película dinámica de fluido como se ilustra en la figura 1.6. Este debe permitir una velocidad relativa entre las superficies con el mínimo rozamiento posible.

Se recomienda suministrar continuamente aceite (por gravedad o presión) para reponer pérdidas (Norton 2011, p. 492), como se ilustra en la figura 1.6. Su estudio se procederá a realizar detalladamente más adelante.

Figura 1.6. Elementos componentes de la lubricación hidrodinámica.

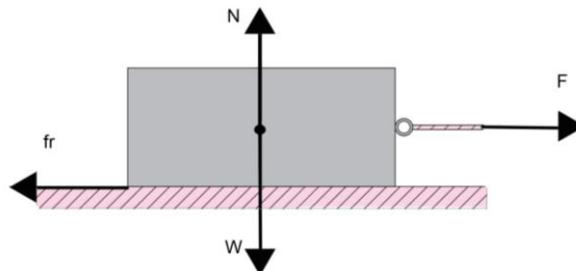


Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

1.2. Fricción

Se denomina fricción f_r , a la fuerza que se opone al movimiento relativo entre dos superficies en contacto al aplicar una fuerza F . Esta se genera debido a las imperfecciones, mayormente microscópicas, entre las superficies. La fuerza de fricción actúa paralela a la superficie y opuesta al sentido del deslizamiento como se observa en la figura 1.7.

Figura 1.7. Diagrama de cuerpo libre de un objeto en movimiento.



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

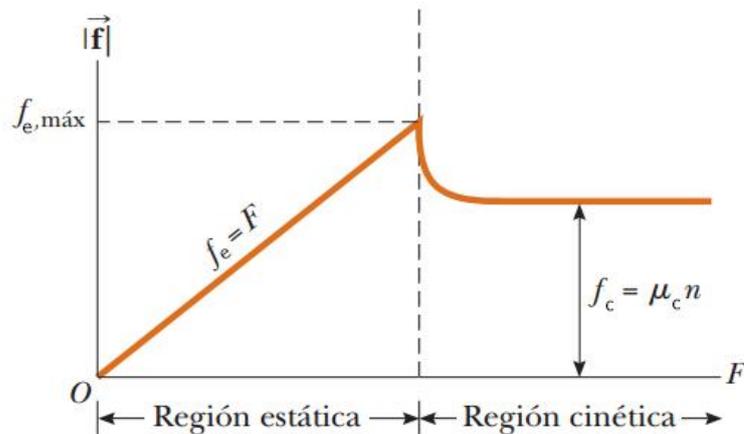
La forma general de escribir la ecuación para la fuerza de fricción es:

$$f_r = u \cdot N \quad (1.1)$$

Donde: f_r = fuerza de fricción [N]
 u = Coeficiente de fricción [adimensional]
 N = Normal o fuerza ejercida de la superficie sobre el cuerpo en contacto [N]

Al aumentar la fuerza F ejercida sobre un cuerpo, tiende a aparecer la fuerza estática f_e que vence la fricción y el cuerpo empieza a deslizarse. Cuando el cuerpo se mueve, la fuerza requerida para mantenerlo en movimiento baja a un valor f_c denominado fuerza cinética. Comúnmente la f_c se aproxima al 75% de la f_e . La relación entre la fuerza F que se aplica y la fuerza de fricción puede representarse mediante la figura 1.8.

Figura 1.8. Grafica de coeficientes estáticos y cinéticos.



Fuente: Serway & Jewett, 2008, p. 121

1.2.1. Coeficiente de fricción.

Es un valor adimensional que representa la oposición al movimiento de 2 cuerpos en contacto. El valor del coeficiente es característico de cada par de materiales y además depende de factores como la temperatura, acabados superficiales y velocidad

relativa entre superficies. Se debe tomar en cuenta que el coeficiente de fricción estática siempre es mayor que el coeficiente de fricción cinética.

$$U_e > U_c$$

Existen varios métodos para reducir la fricción entre dos superficies. Se puede utilizar una combinación de materiales especiales con fricción baja, o también utilizando lubricantes apropiados. En la tabla 1.1. se indica una combinación de materiales con sus respectivos coeficientes de fricción:

Tabla 1.1. Coeficientes de fricción para varias combinaciones de materiales

Coeficientes de fricción		
	μ_s	μ_k
Hule sobre concreto	1.0	0.8
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Madera sobre madera	0.25–0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Madera encerada sobre nieve seca	—	0.04
Metal sobre metal (lubricado)	0.15	0.06
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Hielo sobre hielo	0.1	0.03
Articulación sinovial en humanos	0.01	0.003

Nota: Todos los valores son aproximados. En algunos casos el coeficiente de fricción puede superar 1.0.

Fuente: Serway & Jewett, 2008, p. 121

En la tabla se tiene que los coeficientes mínimos de fricción entre distintos materiales apropiados para la construcción del equipo de ensayos, se presentan en metales con algún tipo de lubricante entre sus superficies. Por esta razón, se procede a realizar un estudio de los tipos de fricción de acuerdo a la lubricación presente entre dichas superficies.

1.2.2. Estados de fricción.

Para el estudio debemos tomar en cuenta la fricción fluida en la que hay presencia de un elemento que presenta propiedades líquidas. Este tiende a separar las superficies de los elementos sólidos que constituyen el sistema tribológico y pueden presentarse como:

1.2.2.1. Fricción hidrodinámica.

Las condiciones hidrodinámicas se logran a través del movimiento relativo del par friccionante cuando se encuentra sometido a ciertas condiciones de velocidad y carga. “Los valores del coeficiente de fricción varían en un rango de 0,001-0,002 en dependencia de la viscosidad del lubricante la cual es muy importante en este estado.” (Mora, 2012, p. 20).

1.2.2.2. Fricción hidrostática.

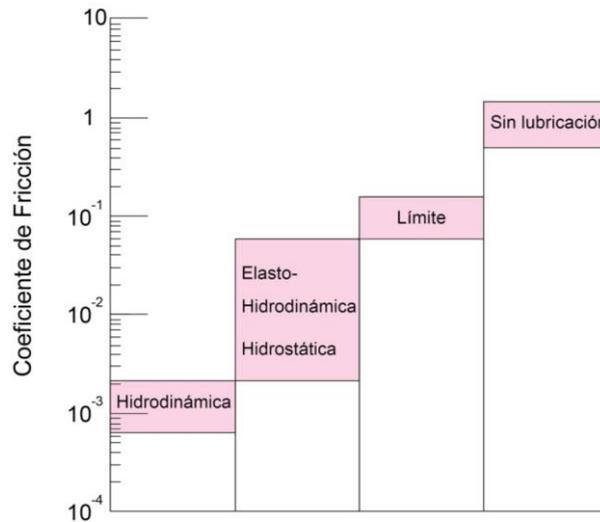
Se presenta en mecanismos que rotan a bajas velocidades y que soportan cargas elevadas en los que para formar una película hidrodinámica, se hace necesario inyectar aceite a presión antes y durante el movimiento del mecanismo.

1.2.2.3 Fricción mixta.

Está formada por los estados de fricción sólido y fluido como en la lubricación elastohidrodinámica. La magnitud del coeficiente de fricción mixta varía entre 0,05 y 0,2. Durante este tipo de fricción, son importantes las propiedades de los materiales en contacto.

En la figura 1.9 se muestra el comportamiento del coeficiente de fricción en los diferentes Regímenes de lubricación.

Figura 1.9. Diagrama de barras indicando el coeficiente de fricción para varias condiciones de lubricación



Fuente: Hamrock, Schmid y Jacobson, 2004, p. 30

En la figura 1.9. se observa que la fricción es mucho mayor en regímenes sin lubricación que en el régimen hidrodinámico, por lo que se presenta gran desgaste debido al contacto entre superficies. El coeficiente de fricción promedio aumenta un total de tres órdenes de magnitud que va desde la hidrodinámica hasta el régimen sin lubricar.

1.3. Desgaste

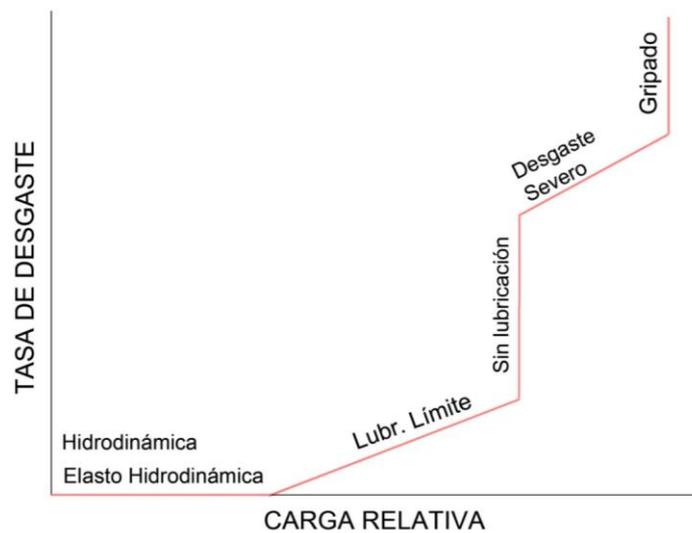
El desgaste se define como la pérdida progresiva de material de la superficie de un cuerpo sólido. El desgaste es el proceso más perjudicial en los elementos de máquinas y principalmente es dependiente de las cargas aplicadas sobre los cuerpos en contacto y del movimiento relativo entre ellos.

1.3.1. Tasa de desgaste.

La figura 1.10. presenta la tasa de desgaste en los diversos regímenes de lubricación por la carga de funcionamiento. En los regímenes hidrodinámicos y elastohidrodinámicos hay poco o ningún desgaste, ya que no

hay contacto entre asperezas. En el régimen de lubricación límite el grado de interacción de asperezas y la tasa del desgaste aumenta cuando la carga aumenta. La transición de lubricación límite a una condición sin lubricación está marcada por un cambio drástico en la tasa de desgaste. Como la carga relativa se incrementa en el régimen sin lubricar, la tasa de desgaste aumenta hasta que se producen rajaduras y gripamientos por lo que el elemento de la máquina deja de operar con éxito. (Hamrock, Schmid y Jacobson., 2004, p.29).

Figura 1.10. Tasa de desgaste para varios regímenes de lubricación (curva de Beervower)



Fuente: Hamrock et al., 2004, p.30

1.4. Parámetro de la película de lubricante

El parámetro de película λ es adimensional e indica los rangos adecuados para definir los 3 regímenes de lubricación en que se encuentra un cojinete. Está dado por la relación entre el mínimo espesor de la película del lubricante h_{min} , y los valores de rugosidad obtenidos mediante los mecanizados de las superficies en contacto:

$$\lambda = \frac{h_{min}}{(R_a^2 + R_b^2)^{1/2}} \quad (1.2)$$

Donde: h_{min} = Espesor mínimo de la película [μm]
 R_a = Aspereza de la superficie A [μm]
 R_b = Aspereza de la superficie B [μm]

Por lo cual se presenta un rango de valores aproximados que espera obtener para determinar el tipo de lubricación que se produce en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Parámetro de película adecuado para los tipos de lubricación

Tipo de lubricación	Parámetro de película
Hidrodinámica	$5 \leq \lambda$
Elastohidrodinámica	$3 \leq \lambda \leq 10$
Mixta	$1 \leq \lambda \leq 5$
Límite	$\lambda \leq 1$

Fuente: Hamrock et al., 2004, p. 78

Los valores expuestos en las tabla 1.2 son aproximados. “Las mayores diferencias en la conformidad geométrica entre las conjunciones lubricadas hidrodinamicamente y las lubricadas elastohidrodinamicamente, dificultan que se puedan hacer distinciones claras” (Linares, 2005, p.2).

1.4.1. Acabado superficial.

Se define como el grado de rugosidad presente en la superficie de un material. Podemos elegir el proceso de mecanizado óptimo para obtener un acabado superficial de acuerdo al régimen de lubricación deseado.

La tabla 1.3. indica los valores típicos de la media aritmética R_a y R_b que son utilizados en el cálculo de la ecuación 1.2.

Tabla 1.3. Promedio aritmético normal de la aspereza de la superficie para varios procesos y componentes de máquinas

		Media aritmética, Ra
		µm
Procesos		
	Vaciado en arena; laminado en caliente	12.5 - 25
	Cortado	3.2 - 25
	Planeado y formado	0.8 - 25
	Forjado	3.2 - 12.5
	Perforado	1.6 - 6.3
	Molido	0.8 - 6.3
	Torno; barreno	0.4 - 6.3
	Estirado; rolado en frío	0.8 - 3.2
	Fundido a presión	0.8 - 1.6
	Molido, grueso	0.4 - 1.6
	Molido, fino	0.1 - 0.4
	Rectificado	0.03 - 0.4
	Pulido	0.02- 0.2
	Lapidado	0.005 - 0.1
Componentes		
	Engranés	0.25 - 10
	Cojinetes simples-chumacera (rodillo de rodadura)	0.12 - 0.5
	Cojinetes simples, cojinete (apoyo)	0.25 - 0.12
	Cojinetes de rodillos-elementos rodantes	0.015 - 0.12
	Cojinetes de rodillos, pistas	0.1 - 0.3

Fuente: Hamrock et al., 2004, p.71

Se busca elegir el tipo de acabado que deben tener las superficies en contacto del cojinete a mecanizar. El resultado es obtener lubricación hidrodinámica y demostrar mediante un equipo de ensayos el fenómeno que ocurre en ella.

El tipo de acabado que se da en el cojinete es un Torneado. Una vez calculado el espesor mínimo de película presente en el diseño, se procederá a calcular el parámetro de película en el capítulo 3 tomando en cuenta dicho acabado superficial.

1.5. Lubricantes

Lubricante es una sustancia que al colocarse entre dos superficies en contacto, tiende a separarlas logrando disminuir la fricción y el desgaste.

Los aceites lubricantes en general están conformados por una base (Mineral, vegetal o sintética más aditivos (antioxidantes, espesantes, antiespumantes, detergentes, etc.).

1.5.1. Lubricantes para lubricación límite.

Los lubricantes límite están presentes en la mayoría de los aceites naturales y lubricantes derivados del petróleo pero necesitan de aditivos para mejorar su rendimiento. El efecto del aditivo sobre las propiedades viscosas del aceite es bastante mínima, ya que el contenido de aditivo límite típico en un lubricante industrial es 0,1-0,5%. Si bien esto puede parecer una insignificante cantidad, se debe reconocer que esto es suficiente para la formación de capas protectoras continuas en las superficies.

1.5.2. Lubricantes para lubricación hidrodinámica.

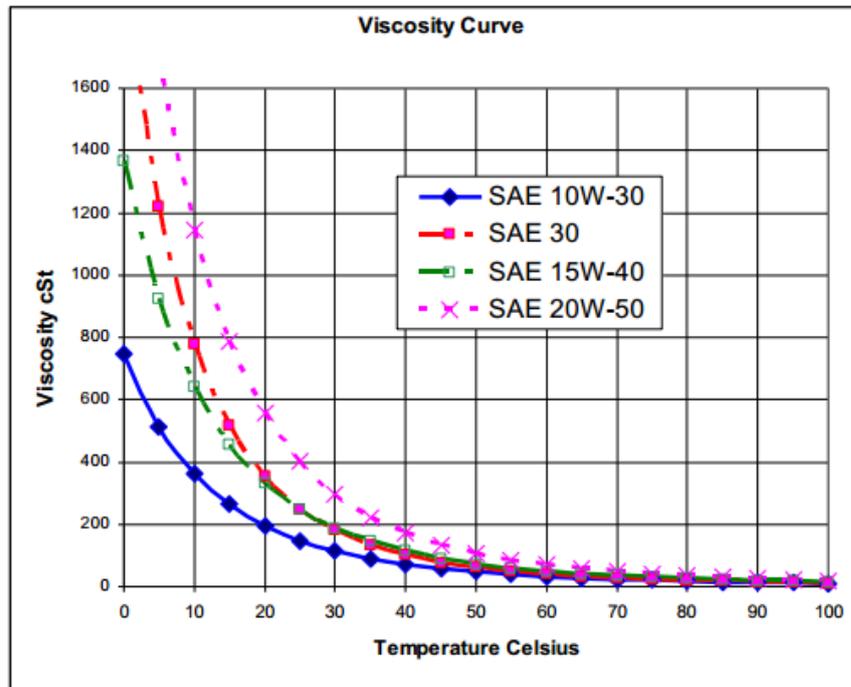
Albarracín (2001) recomienda que para la lubricación hidrodinámica de cojinetes, se debe seleccionar un lubricante que tenga una baja resistencia a la cizalladura con el fin de reducir el consumo de energía necesario para hacer que la superficie móvil se desplace fácilmente sobre la superficie estacionaria. Sin embargo hay que tomar en cuenta que “si el lubricante cizalla excesivamente la capa de aceite formada se rompe.” (Widman, 2012, p. 27).

Para cojinetes hidrodinámicos, los lubricantes que presentan un mejor desempeño son los sintéticos que se caracterizan por tener coeficientes de fricción fluida en promedio entre un 5 y un 20% por debajo de los aceites minerales.

Widman (2012), explica que el cigüeñal del motor de un automóvil está en la fase de lubricación hidrodinámica cuando el aceite tiene la viscosidad adecuada. Presenta una

gráfica comparativa de los aceites comúnmente utilizados en los motores de los autos para obtener lubricación hidrodinámica. Figura 1.11.

Figura 1.11. Comparaciones de la viscosidad de aceite vs la temperatura



Fuente: Widman, 2012, p.4

Entre los diferentes lubricantes presentados para lubricación hidrodinámica, se decide que para experimentación se utiliza el aceite monogrado SAE30 ya que no existe excesiva variación de temperatura en el equipo de ensayos que pueda influir en el cambio de viscosidad del aceite. Sin embargo, se puede utilizar otros aceites para obtener resultados experimentales diferentes.

1.6. Cojinetes

Un cojinete es un apoyo o guía que ubica uno de los componentes de la máquina con respecto a otros en forma tal que el movimiento relativo puede ocurrir mientras las fuerzas asociadas con la operación de la máquina se transmiten sin problemas y de manera eficiente. El conjunto formado por un muñón que gira dentro de un buje se denomina cojinete, sin embargo se ha acostumbrado a llamar cojinete al elemento exterior que soporta el movimiento relativo.

1.6.1. Tipos de cojinetes.

Los cojinetes pueden ser clasificados de varias maneras siendo las más importantes: de acuerdo con el modo básico modo de operación (frotamiento, elemento hidrodinámico, hidrostática o elemento rodante), y de acuerdo con el tipo de carga soportada (axial y radial).

1.6.2. Materiales para cojinetes.

Varios tipos de materiales han sido utilizados en la fabricación de cojinetes desde su invención. Estos son elegidos de acuerdo a las características de operación de una máquina y a las fuerzas que serán transmitidas a los elementos sostenidos por el cojinete.

Las propiedades más importantes al elegir materiales para cojinetes son la suavidad relativa (para absorber partículas extrañas), lubricidad, resistencia a la temperatura y a la corrosión y en algunos casos porosidad (para absorber lubricante), además se debe tomar en cuenta que la dureza del eje debe ser mayor que la del bocín. (Norton, 2011, p. 493).

(Norton, 2011) presenta en la tabla 4.1. la combinación de materiales expuesta por Wilcock y Booser, (1957) que pueden utilizarse para cojinetes deslizantes e indican la razón de dureza contra ejes de aceros comunes.

Tabla 1.4: Materiales recomendados para cojinetes de deslizamiento contra acero o hierro fundido

Material del cojinete	Dureza	Dureza del eje	Razón de dureza
	kg/mm ²	kg/mm ²	
Base de plomo con babbit	15-20	150	8
Base de estaño con babbit	20-30	150	6
Base de cadmio	30-40	200-250	6
Aleación de aluminio	45-50	300	6
Bronce al plomo	40-80	300	5
Bronce al estaño	60-80	300-400	5

Fuente: Norton, 2011, p. 495

1.7. Selección de materiales

1.7.1 Selección del Buje.

El buje debe fabricarse con los materiales más suaves para que con un “asentamiento inicial” se puedan alisar los puntos altos formando un buen ajuste entre el buje y el muñón (Mott, 2004, p. 676).

Los bronce son una magnífica elección para operar contra acero o hierro fundido. El bronce es más blando que los materiales ferrosos, pero tiene buena resistencia en general, capacidad para maquinarse y resistencia a la corrosión. Los bujes de bronce pueden resistir la lubricación límite y soportar cargas y temperaturas altas. (Norton, 2011, p. 494).

Por lo tanto se elige un bronce SAE 40 de dureza BRINELL 60 hb como material de fabricación para el bocín cuyas características se presentan en el anexo 3.1.

1.7.2. Selección del muñón.

Para el muñón se debe seleccionar un material que posea mayor dureza con respecto al material del buje. Esto se realiza con el propósito de facilitar la incrustación de partículas abrasivas en el eje más suave. (Norton, 2004, p. 493).

Por lo cual se busca una dureza mayor a la elegida para el bocín (bronce SAE 40). Se elige el acero AISI 1018 de dureza Brinell 126 hb y cuyas características se encuentran en el anexo 3.2.

Se procede a la comprobación de la relación de dureza para el cojinete en la siguiente tabla:

Tabla 1.5. Comprobación de la relación de dureza adecuada entre la selección de materiales

Materiales	Dureza	Relación de dureza
	Hb	
Acero SAE 1018	126	2,1
Bronce SAE 40	60	

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Al tener una relación de dureza de 2,1 entre materiales del cojinete, se concluye que la elección del acero SAE 1018 y el bronce SAE 40 son las adecuadas.

Es importante tomar en cuenta que el cojinete forma parte de un sistema tribológico, por lo cual no basta con elegir solamente los materiales adecuados para el mismo, sino que depende también del correcto acabado superficial y el lubricante adecuado para que el sistema funcione con seguridad.

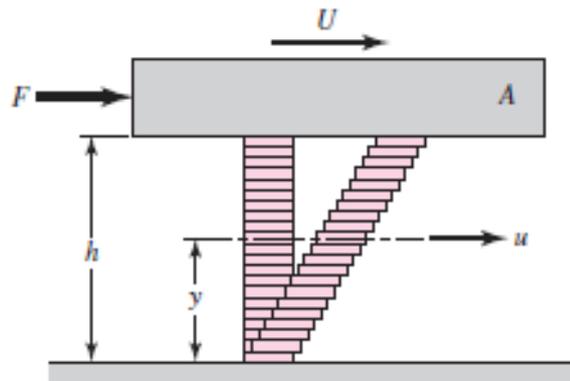
1.8. Viscosidad

La viscosidad se define como la resistencia al corte de un fluido. El valor de esta propiedad disminuye con el aumento de la temperatura y se incrementa si se aumenta la presión.

1.8.1. Viscosidad absoluta.

Existen dos formas de expresar la viscosidad: absoluta y cinemática. La forma que usualmente se toma en cuenta es la viscosidad absoluta, que es una constante de proporcionalidad del cambio de velocidad en un punto del fluido respecto a su altura, como se muestra en la figura 1.12. En él existen dos placas paralelas que se desplazan una respecto a otra con velocidad U y en el medio de las placas hay una película de lubricante de espesor h .

Figura 1.12. Placas paralelas desplazándose la una respecto a la otra. En el medio se encuentra una película de lubricante.



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p.599

La fuerza F que provoca el movimiento, hace que la película de lubricante se deforme como si estuviera conformada por pequeñas capas horizontales. El extremo en contacto con la placa en movimiento tiene velocidad U mientras que el extremo opuesto tiene velocidad cero.

El efecto viscoso de Newton estipula que el esfuerzo cortante de un fluido es proporcional a la rapidez de cambio de la velocidad respecto a y (Budynas & Nisbett, 2006, p. 599). Los fluidos que cumplen esta afirmación son llamados fluidos newtonianos. El resultado es el siguiente:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{U}{h} \quad (1.3)$$

Donde:

- τ = Esfuerzo cortante [Pa]
- μ = Viscosidad absoluta [Pa·s]
- du = Diferencial de velocidad
- dy = Diferencial de altura
- U = Velocidad de la placa móvil [m/s]
- h = Espesor de la película de lubricante [m]

La viscosidad absoluta (también llamada dinámica) μ está dentro de la relación tal como se mencionó, como la constante de proporcionalidad.

1.8.2. Viscosidad cinemática.

La viscosidad cinemática se obtiene a través de la experimentación con un viscosímetro universal de Saybolt, que es una tubería de 17,6 mm de diámetro por 12,25 mm de longitud. Se hacen pasar 60 ml de lubricante a una temperatura determinada por el viscosímetro y el tiempo en segundos se reemplaza en la expresión:

$$v = \left(0,22 \cdot t - \frac{180}{t}\right) \cdot (10^{-6}) \quad (1.4)$$

Donde: v = Viscosidad cinemática [m^2/s]
 t = Tiempo [s]

Para transformar la viscosidad cinemática a viscosidad absoluta se la multiplica por la densidad:

$$\mu = \rho \cdot v \quad (1.5)$$

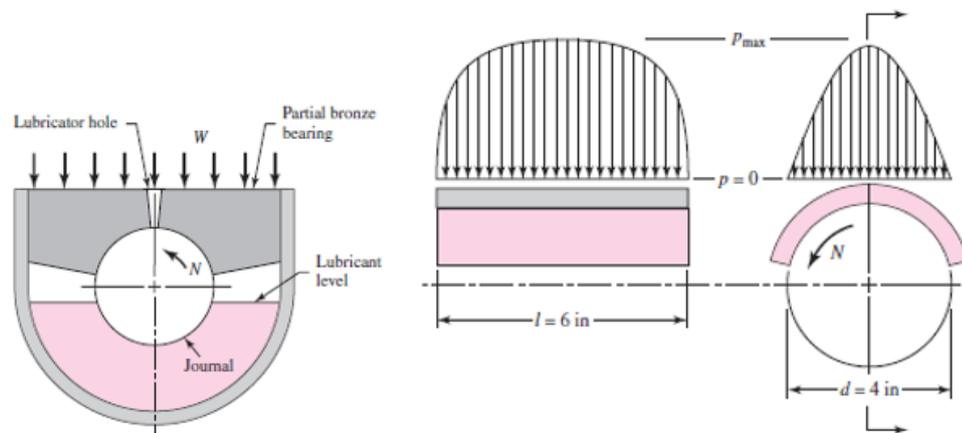
Donde: μ = Viscosidad absoluta [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
 ρ = Densidad [kg/m^3]
 v = Viscosidad cinemática [m^2/s]

1.9. Teoría de lubricación hidrodinámica

Los primeros estudios sobre lubricación hidrodinámica fueron realizados en 1880 por el ingeniero inglés Beauchamp Tower, quien realizó pruebas de laboratorio en un artefacto que simulaba un cojinete utilizado en ferrocarriles. Al hacerlo

funcionar, se formó una capa de lubricante que separaba la superficie de carga con el muñón, pero el tapón del agujero de lubricación ubicado en la parte superior saltaba en cada ensayo. Al colocar un instrumento para medir la presión en el agujero, Tower descubrió que la distribución de la misma dentro del cojinete no era uniforme, sino que la mayor parte estaba concentrada cerca hacia el centro de aquél, tal como en la figura 1.13.

Figura 1.13. Curvas aproximadas de distribución de la presión obtenidas por Tower



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 605

En base al trabajo de Tower, Osborne Reynolds y posteriormente otros investigadores desarrollaron la teoría lubricación hidrodinámica.

1.9.1. Ecuación de Petroff.

El método de análisis de lubricación de Petroff fue el primero en explicar la fricción en un cojinete. Dicho estudio supone que el muñón y el cojinete son concéntricos.

En el análisis se toma un eje vertical de radio r girando con velocidad N rev/s dentro de un cojinete de longitud efectiva l , y entre estos una holgura c . Se asume que esta holgura está llena con aceite, que no existen fugas, y que el eje soporta una carga. Para tener una idea más clara, las dimensiones se presentan en la figura 1.14.

La holgura presentada en ésta y las siguientes figuras se encuentra exagerada por propósitos ilustrativos. La velocidad tangencial en la superficie del eje es U . Se reemplaza esta velocidad y la holgura en la ecuación 1.3 que relaciona el esfuerzo cortante con la viscosidad:

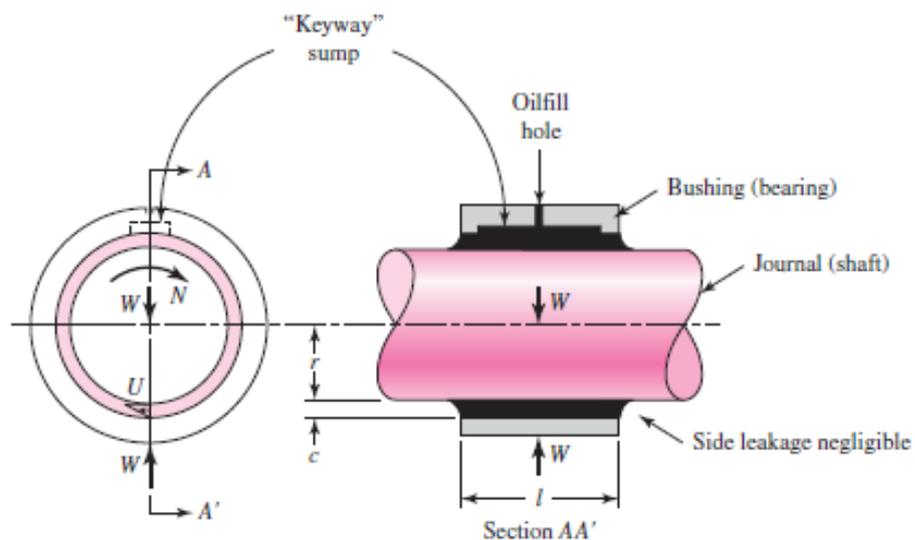
$$U = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot N \quad (1.6)$$

$$\tau = \mu \cdot \frac{U}{h} = \mu \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot N}{c} \quad (1.7)$$

Donde:

- U = Velocidad tangencial [m/s]
- r = Radio del muñón [m]
- N = Velocidad angular [rev/s]
- τ = Esfuerzo cortante [Pa]
- μ = Viscosidad absoluta [Pa·s]
- h = Espesor de la película de lubricante [m]
- c = Holgura [m]

Figura 1.14. Cojinete de contacto deslizante de Petroff



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 602

El esfuerzo cortante es igual a una fuerza F sobre el área A , y el torque T es F por la distancia. La distancia usada para encontrar T es el radio r , mientras que l se utiliza para encontrar el área. Desarrollando estas relaciones y reemplazando los valores con los de la ecuación 1.7 se tiene:

$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \frac{\tau}{A} \quad (1.8)$$

$$\begin{aligned} T = F \cdot r = (\tau \cdot A) \cdot (r) &= \left(\mu \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot N}{c} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \right) \cdot (r) \\ &= \frac{4 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot l \cdot \mu \cdot N}{c} \end{aligned} \quad (1.9)$$

Donde:

- τ = Esfuerzo cortante [Pa]
- F = Fuerza [N]
- A = Área [m²]
- T = Torque [N·m]
- μ = Viscosidad absoluta [Pa·s]
- r = Radio del muñón [m]
- N = Velocidad angular [rev/s]
- c = Holgura [m]
- l = Longitud del cojinete [m]

Se obtiene por otro lado el torque mediante las siguientes relaciones:

$$P = \frac{W}{2 \cdot r \cdot l} \Rightarrow W = 2 \cdot P \cdot r \cdot l \quad (1.10)$$

$$T = f \cdot W \cdot r = f \cdot (2 \cdot P \cdot r \cdot l) \cdot r = 2 \cdot r^2 \cdot f \cdot l \cdot P \quad (1.11)$$

Donde: P = Presión [Pa]
 W = Peso aplicado al eje [N]
 r = Radio del muñón [m]
 l = Longitud del cojinete [m]
 T = Torque [N·m]
 fW = Fuerza de fricción del lubricante [N]
 f = Coeficiente de fricción [adimensional]

Posteriormente se reemplazan las ecuaciones de torque y se simplifica la expresión, que es la ecuación de Petroff:

$$2 \cdot r^2 \cdot f \cdot l \cdot P = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r^3 \cdot l \cdot \mu \cdot N}{c} \quad (1.12)$$

$$f = 2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{\mu \cdot N}{P} \cdot \frac{r}{c} \quad (1.13)$$

Donde : r = Radio del muñón [m]
 f = Coeficiente de fricción [adimensional]
 l = Longitud del cojinete [m]
 P = Presión [Pa]
 μ = Viscosidad absoluta [Pa·s]
 N = Velocidad angular [rev/s]
 c = Holgura [m]

1.9.2. Número de Sommerfield.

Los parámetros $\mu N/P$ y r/c son muy importantes y están asociados por el número característico del cojinete, llamado número de Sommerfield. Este, al igual que la ecuación de Petroff, es un término adimensional y se expresa de la siguiente manera:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu \cdot N}{P} \quad (1.14)$$

Donde: S = Número de Sommerfield [adimensional]
 r = Radio del muñón [m]
 c = Holgura [m]
 μ = Viscosidad absoluta [Pa·s]
 N = Velocidad angular [rev/s]
 P = Presión [Pa]

La expresión r/c se conoce como relación de holgura radial. Si se multiplican ambos lados de la ecuación de Petroff por dicha cantidad, se obtiene una expresión muy útil. (Budynas & Nisbett, 2006, Pa. 602):

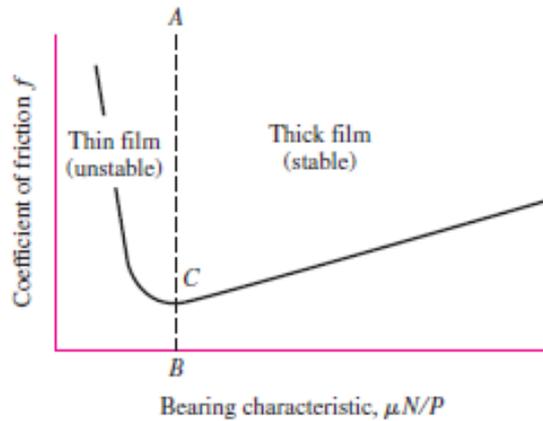
$$f \cdot \frac{r}{c} = 2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{\mu \cdot N}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = 2 \cdot \pi^2 \cdot S \quad (1.15)$$

Donde: f = Coeficiente de fricción [adimensional]
 r = Radio del muñón [m]
 c = Holgura [m]
 μ = Viscosidad absoluta [Pa·s]
 N = Velocidad angular [rev/s]
 P = Presión [Pa]
 S = Número de Sommerfield [adimensional]

El parámetro $\mu N/P$ se compara con el coeficiente de fricción para conocer la frontera entre lubricación de capa límite y lubricación hidrodinámica. Esta comparación, que se expone en la figura 1.15., se obtiene a través de experimentación.

La región que está a la izquierda de la línea AB es el comportamiento de los parámetros antes mencionados en lubricación de capa límite, mientras que la región a la derecha es el comportamiento cuando existe lubricación hidrodinámica. El punto C es el límite inferior de diseño para que exista lubricación hidrodinámica.

Figura 1.15. Variación del coeficiente de fricción f con respecto a $\mu N/P$



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 606

El valor de $\mu N/P$ para el punto C obtenido por los hermanos McKee, que publicaron esta gráfica por primera vez en 1932, es de $0,33 \cdot (10^{-6})$ reyn*rev/s/psi. El valor de $\mu N/P$ generalmente aceptado para mantenerse en la región estable es:

$$\frac{\mu \cdot N}{P} \geq 1,7 \cdot (10^{-6}) \quad (1.16)$$

Donde: μ = Viscosidad absoluta [Pa·s]
 N = Velocidad angular [rev/s]
 P = Presión [Pa]

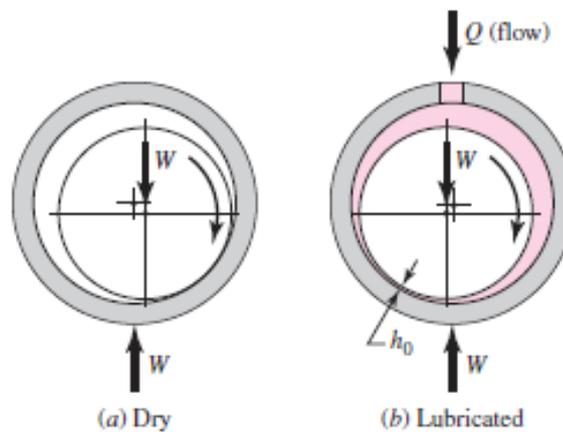
Se coloca a C a la derecha de la línea AB, porque los parámetros se autocorrigien. La película de lubricante es gruesa en esta zona. En el caso de aumento de temperatura del lubricante, se provoca una disminución de la viscosidad y disminución del valor de $\mu N/P$. El coeficiente de fricción disminuiría de acuerdo a la curva, haciendo que se produzca menos calor al cortar la película. Con esto la temperatura se estabiliza.

A la izquierda de la línea AB, donde el espesor de la película es delgado, el incremento de temperatura disminuye la viscosidad pero aumenta la fricción. Con más fricción la temperatura subiría aún más y esta condición seguiría en aumento.

1.9.3. Excentricidad en lubricación hidrodinámica.

Cuando existe lubricación hidrodinámica el muñón adopta una posición excéntrica respecto al cojinete. Antes de que exista movimiento, ambos se encuentran en contacto. Cuando este inicia, el muñón rueda debido al contacto y se desplaza trepando por la pared del cojinete, como en la parte (a) de la figura 1.16. El lubricante es arrastrado por la superficie móvil y forzado dentro del espacio en forma de cuña donde hubo contacto. Esta condición final se indica en la parte (b).

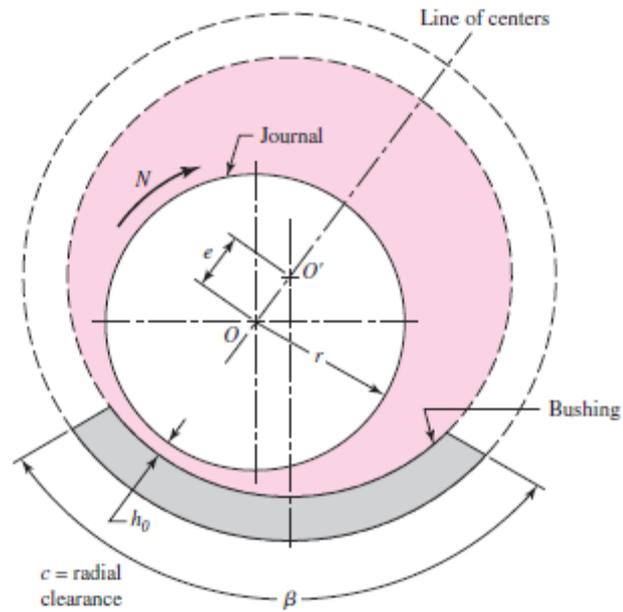
Figura 1.16. Formación de la película de lubricante



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 604

Cuando el lubricante ha ocupado el espacio, se forma un espesor mínimo de película h_0 ubicado en la línea de centros de ambos elementos. La figura 1.17. muestra los centros O del muñón y O' del cojinete, la línea de centros, la excentricidad e , y la longitud angular β . Aparece en ella un cojinete que no envuelve completamente al muñón en su circunferencia, llamado cojinete parcial. Cuando lo envuelve totalmente como exhiben las líneas entrecortadas se conoce como cojinete completo, y cuando el radio del muñón es igual al del cojinete, se conoce como cojinete ajustado.

Figura 1.17. Nomenclatura de un cojinete de contacto deslizante



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 604

La siguiente expresión, llamada relación de excentricidad, es importante para el cálculo de cojinetes:

$$\epsilon = \frac{e}{c} \quad (1.17)$$

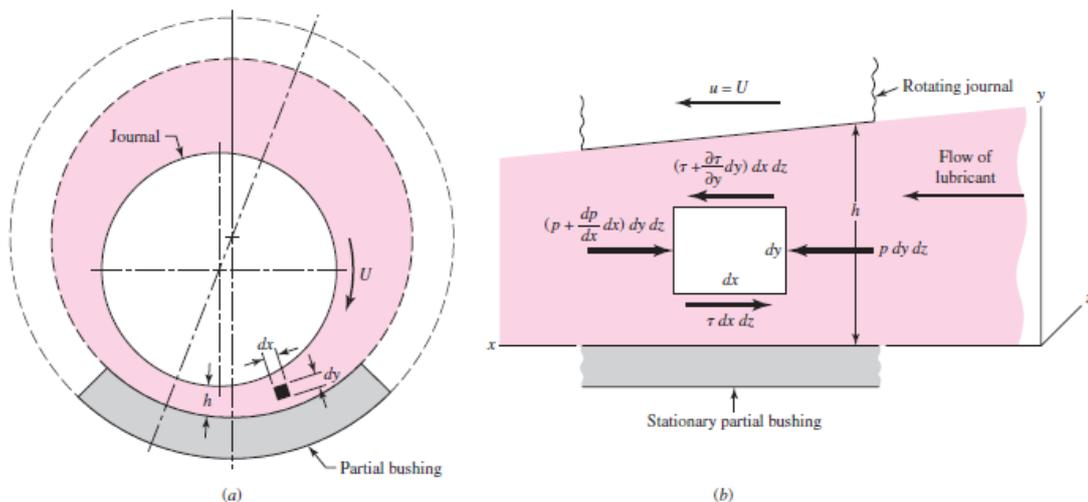
Donde: ϵ = Relación de excentricidad [adimensional]
 e = Excentricidad [m]
 c = Holgura [m]

1.9.4. Ecuación de Reynolds.

La ecuación de Reynolds es una ecuación diferencial que relaciona fricción, presión y velocidad. El lubricante entra al espacio en forma de cuña durante el movimiento y se comprime, adquiriendo una presión capaz de soportar la carga del eje. La figura 1.18. indica una sección de la película de lubricante de dimensiones dx , dy y dz . Se hacen las siguientes suposiciones:

- Las superficies de contacto son planas (porque el radio es grande en relación al espesor de la película).
- El lubricante es un fluido newtoniano.
- Se desprecian las fuerzas debidas a la inercia del lubricante.
- El lubricante es incompresible.
- La viscosidad es constante en toda la película.
- El cojinete se extiende infinitamente en la dirección z .
- No existe flujo de lubricante en esa dirección.
- La presión no cambia en dirección axial.
- La velocidad en cualquier punto de la película depende solamente de las coordenadas x y y .
- La presión es constante en la dirección y .

Figura 1.18. Sección de película de lubricante y fuerzas que actúan sobre el mismo



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 607

Las fuerzas normales en los lados son ocasionadas por la presión, mientras arriba y debajo de la sección las fuerzas cortantes se deben a la velocidad y viscosidad.

El desarrollo de la ecuación empieza con el sumatorio de las fuerzas antes mencionadas. Se utilizan derivadas parciales en las fuerzas porque la velocidad u depende de más de una variable (x y y). Sumando y simplificando:

$$\sum F_x = p dy dz - \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) dy dz - \tau dx dz + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx dz = 0$$

$$p dy - \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) dy - \tau dx + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx = 0$$

$$d\tau dx - dp dy = 0$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \quad (1.18)$$

Como el lubricante es un fluido newtoniano se reemplaza la ecuación 1.3 en la 1-18:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \Rightarrow \frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1.19)$$

Tomando a x como constante e integrando dos veces respecto a y se obtiene:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y + C_1$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (1.20)$$

Ya que el lubricante está adherido a las superficies del muñón y del cojinete, las condiciones de frontera son:

$$\text{Si: } y = 0 \Rightarrow u = 0$$

$$\text{Si: } y = h \Rightarrow u = U$$

C_1 y C_2 pueden ser funciones de x porque se la tomó como constante para integrar. En la segunda condición de frontera h es función de x . Evaluando las constantes y reemplazando en la ecuación 1.20 se tiene:

$$C_1 = \frac{U}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dp}{dx} \quad C_2 = 0$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + \left(\frac{U}{h} - \frac{h}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) y$$

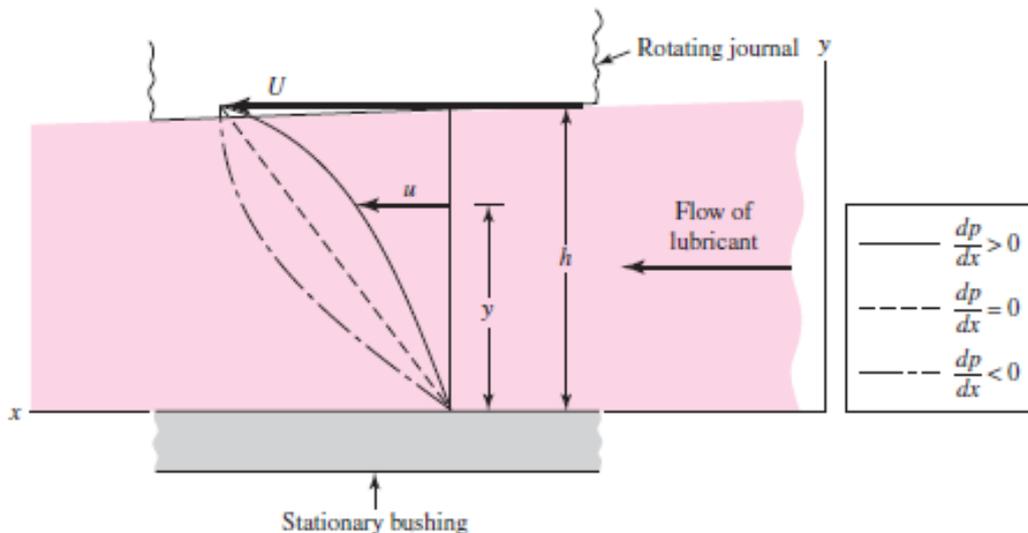
$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 - \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} hy + \frac{U}{h} y$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + \frac{U}{h} y \quad (1.21)$$

La ecuación 1.21 resultante es la distribución de la velocidad en la película en función de la coordenada y y el gradiente presión dp/dx . La figura 1.19. muestra las distribuciones para obtener la velocidad en valores particulares de x y dp/dx . Cuando la presión es máxima, la velocidad es lineal:

$$\frac{dp}{dx} = 0 \Rightarrow u = \frac{U}{h} y \quad (1.22)$$

Figura 1.19. Distribución de la velocidad del lubricante



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 608

Q es el volumen de lubricante que fluye en la dirección x por unidad de tiempo. Utilizando un ancho unitario en la dirección z , el volumen se obtiene por la expresión:

$$Q = \int_0^h u dy \quad (1.23)$$

En la cual se reemplaza el valor de la ecuación 1.22:

$$Q = \int_0^h \frac{U}{h} y dy$$

$$Q = \frac{U \cdot h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \quad (1.24)$$

Como se dijo que el lubricante es un fluido incompresible el flujo es el mismo a través de cualquier sección transversal:

$$\frac{dQ}{dx} = 0 \quad (1.25)$$

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{U \cdot h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 0$$

$$\frac{U}{2} \frac{dh}{dx} - \frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 0$$

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 6 \cdot U \frac{dh}{dx} \quad (1.26)$$

Esta es la ecuación de Reynolds para flujo unidimensional, que supone que no hay fugas laterales, es decir no hay flujo en la dirección z . Si se hubieran considerado las fugas laterales, la ecuación de Reynolds resultante sería:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1.27)$$

No existe una solución analítica general para esta ecuación, pero otros investigadores han obtenido algunas soluciones aproximadas, una de las cuales es de Sommerfield:

$$\frac{r}{c} \cdot f = \varphi \cdot \left[\left(\frac{r}{c} \right)^2 \cdot \frac{\mu \cdot N}{P} \right] \quad (1.28)$$

Donde φ indica una relación funcional. Sommerfield encontró las funciones para cojinetes cortos y cojinetes largos suponiendo que no hay fugas laterales.

En esta sección se ha demostrado la ecuación de Reynolds, pero pocas de las relaciones para llegar a ella se utilizan en el cálculo de cojinetes. Albert A. Raimondi y John Boyd, de los Westinghouse Research Laboratories, resolvieron la ecuación de Reynolds mediante una técnica de iteración con una computadora digital (Budynas & Nisbett, 2006, p. 609) y publicaron sus resultados en 1958. Para el cálculo se utilizarán sus gráficas ubicadas en el anexo 4 de esta obra.

1.10. Criterios de diseño de trumpler

El rozamiento producido al momento del arranque debido a la excentricidad que se presenta en el cojinete, provoca un desprendimiento mínimo de partículas de las superficies en contacto. Estas partículas tienden a desplazarse en el lubricante y pueden provocar daños. Trumpler, un exitoso diseñador de cojinetes presenta los siguientes parámetros a cumplirse para obtener una correcta lubricación hidrodinámica dentro de un cojinete.

1.10.1 Espesor mínimo de película aceptable.

Trumpler recomienda un espacio entre superficies de 200μ pulgadas para permitir el paso de partículas de las superficies esmeriladas tomando en cuenta el tamaño de las mismas (Budynas & Nisbett, 2011, p. 611). Por esa razón se busca que el espesor mínimo de película adecuado cumpla con la siguiente condición:

$$h_{o_{A,B}} \geq 0,0002 + 0,00004 \cdot d \text{ [pulg]} \quad (1.29)$$

Donde: d = Diámetro del muñón [pulg]
 h_o = espesor mínimo de película [pulg]

1.10.2 Carga inicial aceptable del cojinete.

Debido a la relación de dureza entre los materiales en contacto del cojinete, el buje tiende a ser el más afectado por la fricción al momento de operación con carga ya que desprende mayor cantidad de partículas que el muñón. Para evitar daños en la geometría del buje, la relación entre la carga inicial y el área proyectada (presión P sobre el área efectiva) está limitada por:

$$P = \frac{W_i}{l \cdot D} \leq 2413165 \text{ Pa} \quad (1.30)$$

Donde: P = Presión sobre el área efectiva [Pa]
 W_i = Carga inicial sobre el cojinete [N]
 l = longitud del muñón [mm]
 D = Diámetro interior del buje [mm]

CAPÍTULO 2

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

2.1. Criterio de selección de alternativas

Dentro de este estudio se han considerado dos equipos de laboratorio para ensayos de lubricación hidrodinámica. Para el diseño de ambos se estiman siguientes componentes principales:

1. Cojinete de contacto deslizante y muñón
2. Pesas para simular cargas en el cojinete
3. Motor
4. Variador de velocidad
5. Panel de tubos manométricos

El dispositivo más importante de la máquina es el cojinete de contacto deslizante, debido a que la selección de distintos elementos en los demás literales no afecta a la lubricación hidrodinámica.

Por lo tanto se evaluará la conveniencia de un equipo con cojinete completo y uno con cojinete parcial. Los parámetros relevantes para la evaluación son:

1. Rango de operación
2. Beneficio didáctico
3. Facilidad de construcción

2.1.1. Rango de operación.

El parámetro mide la amplitud de la velocidad de giro a la que la máquina puede trabajar, que es importante para la formación de la película de lubricante. Esta característica es altamente distinta entre ambos tipos de cojinete debido a factores como fugas de aceite. Otros dos atributos que son tomados a consideración dentro de este

parámetro son la temperatura y la viscosidad del lubricante. La temperatura de trabajo no puede elevarse demasiado para no afectar la viscosidad.

2.1.2. Beneficio didáctico.

El beneficio didáctico depende de cómo influye cada tipo de cojinete en los instrumentos de medición colocados, en este caso un panel de tubos manométricos. El número de mangueras que salen a los tubos manométricos es distinto por ejemplo, debido a la superficie del cojinete donde se pueden colocar. Los mecanismos para introducir el aceite, así como para su cambio también varían dependiendo del cojinete seleccionado. Esto es tan importante para la limpieza como lo es el rango de operación, se pretende que durante la práctica de laboratorio no se pierda demasiado tiempo con el aseo del equipo.

2.1.3. Facilidad de construcción.

Está comprendida por la conveniencia del tipo de mecanizado a utilizar para fabricar los elementos constituyentes del cojinete. Se elige adecuadamente el procedimiento y fases de trabajo, así como el conjunto de máquinas y herramientas para dar la forma geométrica correcta a las piezas a construir y estar dentro del rango de tolerancia. Fabricar una geometría compleja influye directamente en el costo de fabricación, al ser más largo el tiempo necesario para la misma.

2.2. Factor de ponderación

La evaluación se realiza mediante un método cualitativo por puntos en el que se asigna factores cuantitativos a los parámetros antes mencionados. “El método permite ponderar factores de preferencia al tomar una decisión” (Baca Urbina 2006, p. 107). En la tabla 2.1. se asigna un peso a cada parámetro de acuerdo a su importancia:

Tabla 2.1. Asignación de factores de ponderación a cada parámetro de acuerdo a su importancia

Parámetro	Factor
1. Rango de operación	0,35
2. Beneficio didáctico	0,4
3. Facilidad de construcción	0,25
Total	1

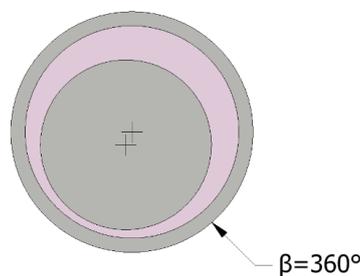
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

2.3. Análisis de alternativas

2.3.1. Cojinete completo.

Se conoce como cojinete completo a aquel en el que el buje envuelve al muñón en la totalidad de su circunferencia, sin depender de que la holgura sea grande o pequeña.

Figura 2.1. Representación de un cojinete completo



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

2.3.1.1. Ventajas.

- La película de lubricante se forma con más facilidad debido a que se genera un sistema de bombeo interno.
- El cojinete completo permite una mayor gama de velocidades de giro y viscosidades al seleccionar el lubricante, gracias a que éste está contenido dentro del cojinete y no puede escapar debido a las altas revoluciones.

- La cantidad de mangueras que pueden salir desde el cojinete hasta los tubos manométricos es mayor.
- Como el sistema no está expuesto al ambiente, tiene un ingreso de impurezas mucho menor, y en consecuencia un mayor ciclo de vida.

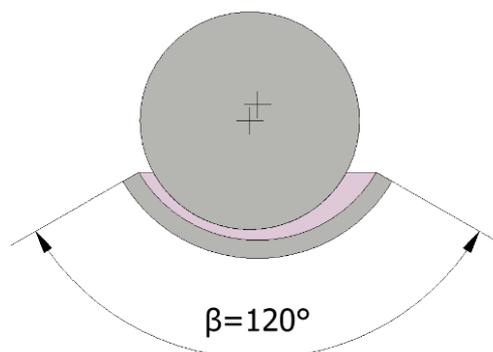
2.3.1.2. Desventajas.

- El costo de materiales es más alto debido a la circunferencia completa.
- El mecanizado de los componentes del cojinete requiere de mayor tiempo, y es más costoso. Lo mismo ocurre con su ensamblaje.
- El mantenimiento de la máquina es más difícil debido a que el cojinete se debe desarmar, además es más complicado visualizar daños físicos o desgaste debido a que el muñón está contenido en toda su circunferencia.

2.3.2. Cojinete parcial.

Es aquel en el que el buje no envuelve completamente al muñón en la totalidad de su circunferencia sino que lo hace parcialmente.

Figura 2.2. Representación de un cojinete parcial



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

2.3.2.1. Ventajas.

- La cantidad de materia prima a utilizar es menor por lo que su costo es bajo.
- El ensamblaje de la máquina es sencillo, por lo cual se pueden realizar ensayos con diferentes lubricantes en menor tiempo.
- Tanto el mantenimiento de la máquina como la evacuación del aceite se simplifican.

2.3.2.2. Desventajas.

- Requiere de lubricantes con mayor viscosidad o de un lubricante sólido. Esto no permite observar adecuadamente el fenómeno de lubricación hidrodinámica.
- La cantidad de puntos de lubricación donde se observara la presión mediante los tubos manométricos depende de la longitud del arco del cojinete, que es menor que la de un cojinete completo.
- No se puede trabajar a velocidades altas porque el aceite se desprende de la región expuesta del muñón.

2.3.3. Evaluación de las alternativas.

En la tabla 2.2. se califica cada alternativa de acuerdo a los parámetros mencionados anteriormente, donde 10 es el valor máximo y 0 es el valor mínimo. Posteriormente se multiplica por el factor de ponderación para obtener la calificación ponderada, cuyo total está en la misma escala que la anterior.

Tabla 2.2. Calificaciones ponderadas de los parámetros de selección

Parámetro	Factor	Cojinete completo		Cojinete parcial	
		Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada
1. Rango de operación	0,35	9	3,15	5,5	1,93
2. Beneficio didáctico	0,4	6,5	2,6	6	2,4
3. Facilidad de construcción	0,25	7	1,75	8,5	2,13
Total	1		7,5		6,46

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

2.3.4. Selección de alternativa.

Como se puede observar en la tabla anterior, la mejor opción para la máquina de ensayos de lubricación hidrodinámica es el cojinete completo, debido a que obtuvo una mejor calificación ponderada.

El cojinete completo supera al parcial en todos los parámetros de selección excepto en uno, el de facilidad de construcción. En orden de importancia este parámetro ocupa el último lugar, además las desventajas referentes a los demás criterios restringen la factibilidad del uso de un cojinete parcial para esta aplicación.

CAPÍTULO 3

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

3.1. Diseño del cojinete

3.1.1 Variables controladas por el investigador.

Las variables controladas por el investigador son condiciones que se eligen al momento de diseñar la máquina de ensayos. El resto de variables a encontrar son dependientes de las de este grupo.

3.1.1.1. Viscosidad del aceite.

En los ejemplos de diseño óptimo se debe seleccionar la viscosidad del aceite a 70° C, a menos que se indique otra cosa (Mott, 2004, p. 676).

Mediante resultados experimentales se obtiene que el aceite seleccionado como lubricante del cojinete para el equipo de ensayos, no alcanza tal temperatura durante el tiempo de funcionamiento de la maquina por lo que se decide diseñar con su viscosidad a temperatura ambiente.

“El aceite que posee la viscosidad adecuada para cojinetes hidrodinámicos es el SAE 30 cuya viscosidad absoluta a 20° C es de 57 μreyn en sistema Inglés, o 393 $c\text{Poise}$ en el SI.” (Norton, 2011, p. 489).

Otras razones por la que se eligió este lubricante están expuestas en el capítulo 1 en la sección 1.5.2. Algunas características sobre este aceite se pueden observar en el anexo 5.

3.1.1.2. Dimensiones del cojinete.

Las gráficas de Raimondi y Boyd funcionan para ángulos β desde 60° hasta 360° , una consideración que no es importante para este diseño porque se pretende utilizar un cojinete completo o de 360° en base a la selección de alternativas del capítulo 2.

Para este caso, se procede a seleccionar las variables de diseño más importantes:

3.1.1.2.1. Holgura radial.

Por motivos didácticos y experimentales, el cojinete está diseñado con una holgura radial c exagerada de 2 mm . Esto nos permite observar claramente la excentricidad que se produce entre el buje y el muñón. Además se puede apreciar el colchón de aceite que se forma entre ambos al girar relativamente mientras están lubricados.

3.1.1.2.2. Factor l/d .

Las gráficas de Raimondi y Boyd expuestas en los diagramas del anexo 4 presentan diferentes valores de l/d obtenidos experimentalmente con fines de diseño. Estas gráficas muestran curvas para tres relaciones distintas de longitud del cojinete sobre el diámetro las cuales son:

$$l/d = 1/4$$

$$l/d = 1/2$$

$$l/d = 1$$

Para la correcta aplicación de las gráficas de Raimondi y Boyd y por motivos de diseño, se busca tener una relación de $l/d = 1$ por lo que:

$$l = d$$

Por esta razón se elige un diámetro d y una longitud de diseño l equivalentes a 60 mm .

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$l = 60 \text{ mm}$$

El dimensionamiento elegido, proporciona un área efectiva sobre la superficie del cojinete lo suficientemente amplio para acoplar los elementos necesarios en la construcción del equipo de ensayos.

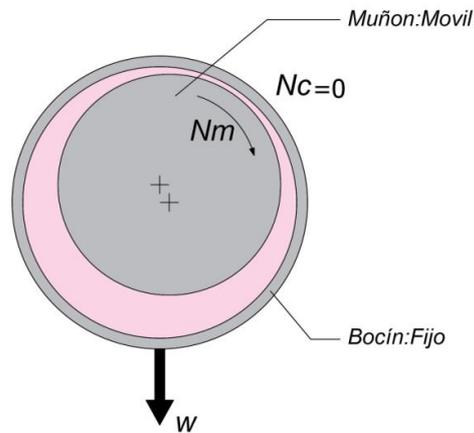
Si se eligiese una relación l/d inferior a 1, el área para colocar las 12 tomas de presión sobre el buje sería muy pequeña. Esto representaría un inconveniente ya que el equipo a construirse debe permitir observar el fenómeno de la lubricación hidrodinámica en varios puntos alrededor del cojinete.

3.1.1.3. Velocidad de giro.

Por facilidad de construcción y experimentación, se asume que el buje permanece fijo, es decir que tiene velocidad $N_c = 0$, mientras que el muñón tiene movimiento giratorio N_m producido por la rotación del eje motor.

La velocidad de giro N_o o velocidad angular relativa, está determinada en la máquina por un vector de carga estacionario y cojinete fijo como se observa en el la figura 3.1.

Figura 3.1. Velocidades relativas del cojinete



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

$$N_o = N_m - N_c$$

Al utilizar la ecuación se tiene:

$$N = N_m - 0$$

$$N = N_m$$

Donde: N = Velocidad angular del cojinete [rev/s]
 N_m = Velocidad angular del muñón [rev/s]
 N_c = Velocidad angular del cojinete [rev/s]

Los autores establecen experimentalmente el siguiente rango de velocidades adecuadas para realizar prácticas en el equipo de ensayos de lubricación hidrodinámica.

$$500 < N < 2000 \quad [Rpm]$$

Por esta razón se procede a diseñar el cojinete con los valores extremos:

$$N_{mín} = 500 \text{ rev/min}$$

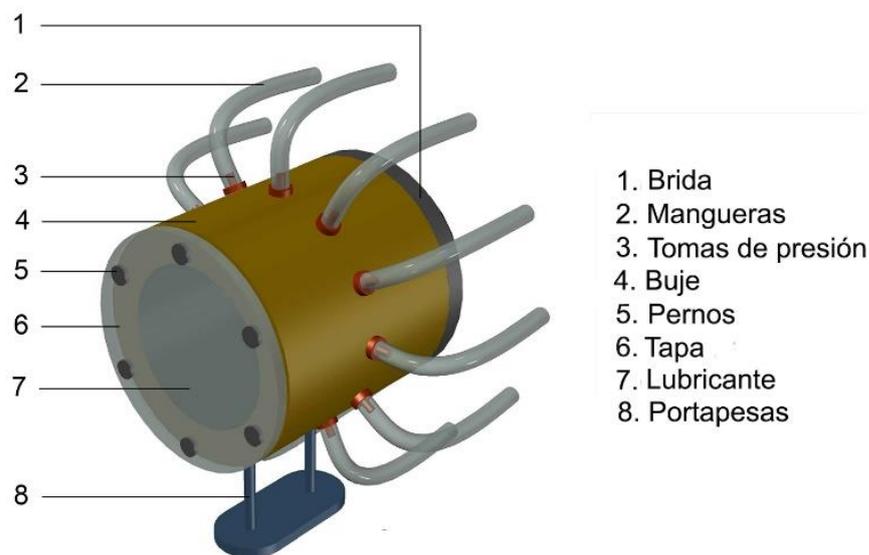
$$N_{máx} = 2000 \text{ rev/min}$$

Estas velocidades son escogidas entre varios ensayos previos realizados en Excel aplicando las ecuaciones expuestas en el capítulo 1 para el diseño de cojinetes hidrodinámicos.

3.1.1.4. Masa del buje.

La carga inicial o peso real del buje, debe ser lo más ligera posible para evitar daños al equipo ocasionado por la fricción durante el momento del arranque. Esta carga inicial se obtiene de la sumatoria de todos los elementos componentes del buje, los cuales se representan en la siguiente figura:

Figura 3.2. Elementos que forman parte del buje



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Al usar el comando `_massprop` en el programa Autocad 2014, se obtienen los volúmenes para cada elemento del buje. Las densidades de los materiales se obtienen del anexo 3 y de otras fuentes mencionadas en la lista de referencias. Conociendo estos datos, se calcula la masa total (figura 3.2). Esto se presenta en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Masa total del buje (sin carga adicional)

Componentes del buje	Característica	Cantidad	Volumen	Densidad	Masa
			[cm ³]	[g/cm ³]	Kg
Brida	Acero SAE 1018	1	33,529	7,87	0,2638
Mangueras (15 cm)	Vinil	12	4,75	1,4	0,0798
Tomas de presión	Bronce SAE 40	12	0,459	1,2	0,00661
Buje	Bronce SAE 40	1	117,828	8,77	1,03335
Pernos	Acero AISI 304	12	0,406	7,93	0,03863
Tapa	Policarbonato	1	29,3	1,2	0,03516
Lubricante (15 cm)	SAE 30	12	2,67	0,902	0,02890
Porta pesas	Acero SAE 1018	1	14,9	7,87	0,11756
Masa total					1,604

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Se obtiene una masa inicial del buje de 1,6 kg.

La carga inicial a aplicarse sobre el cojinete debe cumplir con la condición 1.30 del capítulo 1 para evitar daños al cojinete.

$$P = \frac{W_i}{l \cdot D} \leq 2413165 \text{ Pa}$$

$$\frac{1,6 \text{ kg} \cdot \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}{(0,06\text{m}) \cdot (0,06\text{m})} \leq 2413165 \text{ Pa}$$

$$4360\text{Pa} \leq 2413165 \text{ Pa}$$

Se concluye que la presión ejercida por el peso real del buje está muy debajo del parámetro de diseño establecido por Trumpler por lo que no se presenta desgaste significativo en el cojinete.

3.1.2. Variables dependientes.

Son aquellas que no pueden ser controladas por el diseñador en forma directa por lo cual se debe modificar una o algunas variables del primer grupo siempre y cuando se mantengan dentro de los límites tolerables.

3.1.2.1. Presión máxima en la película.

El diseño del cojinete está restringido por la altura máxima permitida en el panel de tubos manométricos, misma que equivale a 1310 mm como se indica más adelante en la sección 3.2.7. La presión adecuada para obtener tal altura está dada por la ecuación 3.1 de la presión hidrostática:

$$P_c máx = d \cdot g \cdot h \quad (3.1)$$

Donde: $P_c máx$ = Presión máxima en la capa de lubricante [Pa]

d = Densidad del lubricante [Kg/m³]

g = Gravedad [m/s²]

h = Altura [m]

Al utilizar el valor de la densidad del lubricante SAE 30 expuesta en el anexo 5, se tiene:

$$P_c máx = 902 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 1,31m$$

$$P_{max} = 11591.692 Pa$$

3.1.2.2. Carga máxima en el cojinete.

Mediante ensayos teóricos previos realizados aplicando las ecuaciones expuestas en el capítulo 1 conjuntamente con los diagramas del anexo 4 y las velocidades límite establecidas en la sección 3.1.1.3. , se obtienen las siguientes tablas:

Tabla 3.2. Ensayos para obtener la relación $P/P_{c\text{m}\acute{a}x}$ de la película de lubricante a 500 Rpm con carga variable

Combinaciones		$P = \frac{W}{2rl}$	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\mu N}{P}$	Anexo 4.3 (Gráfica)		$h = \frac{d \cdot g}{P_{c\text{m}\acute{a}x}}$
N	WT	P	S	$P/P_{c\text{m}\acute{a}x}$	$P_{c\text{m}\acute{a}x}$	$h < 1,3$
[Rpm]	[Kg]	[Pa]	--	--	[Pa]	[m]
500	1,6	4360	0,169	0,448	9732,14	1,10
500	1,65	4496,25	0,164	0,445	10103,93	1,14
500	1,7	4632,5	0,159	0,442	10480,77	1,18
500	1,75	4768,75	0,155	0,44	10838,07	1,22
500	1,8	4905	0,150	0,438	11198,63	1,27
500	1,85	5041,25	0,146	0,435	11589,08	1,31

Fuente: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Tabla 3.3. Ensayos para obtener la relación $P/P_{c\text{m}\acute{a}x}$ de la película de lubricante a 2000 Rpm con carga variable

Combinaciones		$P = \frac{W}{2rl}$	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\mu N}{P}$	Anexo 4.3 (Gráfica)		$h = \frac{d \cdot g}{P_{c\text{m}\acute{a}x}}$
N	W	P	S	$P/P_{c\text{m}\acute{a}x}$	$P_{c\text{m}\acute{a}x}$	$h < 1,3$
[rpm]	[Kg]	[Pa]	--	--	[Pa]	[m]
2000	1,6	4360	0,676	0,534	8164,79	0,92
2000	1,7	4632,5	0,636	0,532	8707,71	0,98
2000	1,8	4905	0,601	0,53	9254,72	1,05
2000	1,9	5177,5	0,569	0,528	9805,87	1,11
2000	2	5450	0,541	0,524	10400,76	1,18
2000	2,1	5722,5	0,515	0,52	11004,81	1,24
2000	2,2	5995	0,492	0,5173	11589,02	1,31

Fuente: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

De la tabla 3.2. y 3.3. se determinan las cargas máximas permitidas para obtener una altura de 1,31 m a 500 y 2000 rpm . Conociendo estos valores, se procede a realizar el diseño del cojinete con los siguientes parámetros:

Tabla 3.4. Combinaciones límite de velocidad y carga para diseño óptimo de fricción mínima y carga máxima.

Diseño	Velocidad	Carga inicial del buje	Carga adicional	Carga máxima del buje
	[rpm]	kg	kg	[kg]
A	500	1,6	0,25	1,85
B	2000	1,6	0,6	2,2

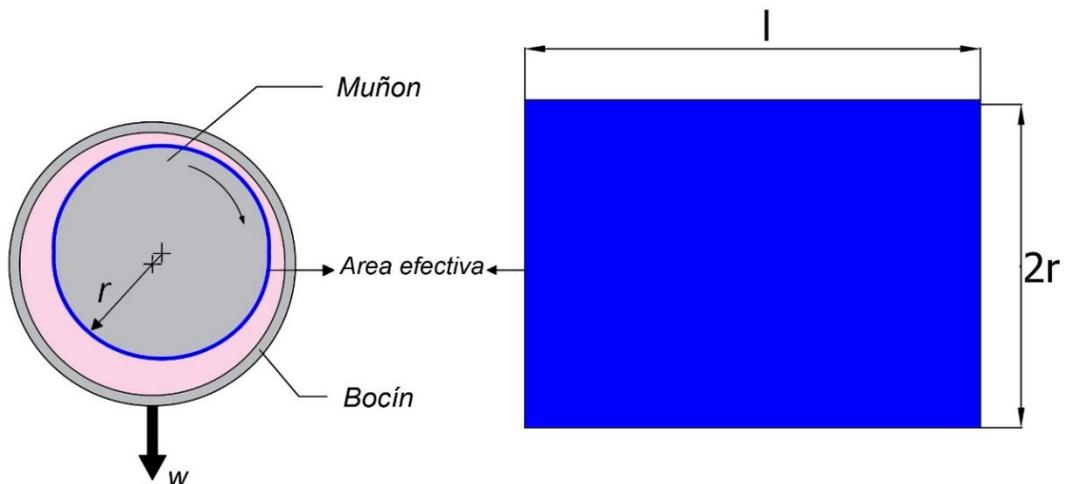
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Se debe tomar en cuenta que dentro del valor de carga máxima del buje, están incluidos los 1,6 kg de carga inicial más la carga adicional.

3.1.2.3. Presión del cojinete en el área proyectada del muñón.

La presión nominal del cojinete en el área proyectada del muñón o carga por unidad de área proyectada, se calcula en función de la fuerza W ejercida sobre el área $2rl$ del muñón como se observa en la figura 3.3.

Figura 3.3. Área efectiva del muñón



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Se procede a calcular la presión utilizando la ecuación 1.10.

$$P_{A,B} = \frac{W_{A,B}}{2 \cdot r \cdot l}$$

Para el diseño A:

Para el diseño B:

$$P_A = \frac{1,85kg \cdot \frac{9,81m}{s^2}}{2 \cdot (0,030m) \cdot (0,060m)}$$

$$P_B = \frac{2,2kg \cdot \frac{9,81m}{s^2}}{2 \cdot (0,030m) \cdot (0,060m)}$$

$$P_A = 5041,25 \text{ Pa}$$

$$P_B = 5995 \text{ Pa}$$

Las presiones resultantes de las cargas máximas aplicadas sobre el muñón, deben cumplir con el parámetro de diseño de Trumpler 1.30 del capítulo 1, para evitar daños al cojinete. Se procede a calcular dicha condición:

$$P_{A,B} \leq 2413165 \text{ Pa}$$

Para el diseño A:

Para el diseño B:

$$5041.25 \text{ Pa} \leq 2413165 \text{ Pa}$$

$$5995 \text{ Pa} \leq 2413165 \text{ Pa}$$

Se demuestra que las presiones ejercidas por la cargas máximas para los diseños A y B, están muy debajo del parámetro establecido por Trumpler por lo que no se presenta desgaste excesivo en el cojinete.

3.1.2.4. Región estable.

Una vez conocidas las presiones máximas de diseño A y B, se procede a verificar si los diseños se encuentran dentro de la región estable expuesta en la figura 1.15 del capítulo 1. Para ello se busca cumplir la condición 1.16 para ambos diseños.

$$\frac{\mu \cdot N_{A,B}}{P_{A,B}} \geq 1,7(10^{-6})$$

Para el diseño A:

Para el diseño B:

$$\frac{(0,393 \text{ Pa} \cdot \text{s}) \cdot \left(8,33 \frac{1}{\text{s}}\right)}{5041,25 \text{ Pa}} \geq 1,7(10^{-6}) \quad \frac{(0,393 \text{ Pa} \cdot \text{s}) \cdot \left(33,33 \frac{1}{\text{s}}\right)}{5995 \text{ Pa}} \geq 1,7(10^{-6})$$

$$6,494 \cdot (10^{-4}) \geq 1,7 \cdot (10^{-6})$$

$$2,185 \cdot (10^{-3}) \geq 1,7 \cdot (10^{-6})$$

Se Demuestra que los 2 diseños se encuentran dentro de la región estable.

3.1.2.5. Relación P/P_c máx.

Para ambos casos de diseño con los valores obtenidos de P y P_c máx, se calcula la relación:

$$\frac{P_{A,B}}{P_c \text{ máx}}$$

Para el diseño A:

Para el diseño B:

$$\frac{5041,25 \text{ Pa}}{11591,692 \text{ Pa}}$$

$$\frac{5995 \text{ Pa}}{11591,692 \text{ Pa}}$$

$$\frac{P_A}{P_c \text{ máx}} = 0,435$$

$$\frac{P_B}{P_c \text{ máx}} = 0,517$$

3.1.2.6. Número de Sommerfield.

Usualmente el número de Sommerfield se calcula mediante la ecuación 1.14 para diseños reales. Eso se realiza con el fin de obtener diseños óptimos con carga máxima, sin pérdida de potencia y un espesor de película adecuado.

Para el presente caso de diseño, el número de Sommerfield se calcula en función de la relación de $P/P_c máx$ para obtener una altura máxima adecuada.

Al entrar en la figura 3.4 con los valores de:

Diseño A:

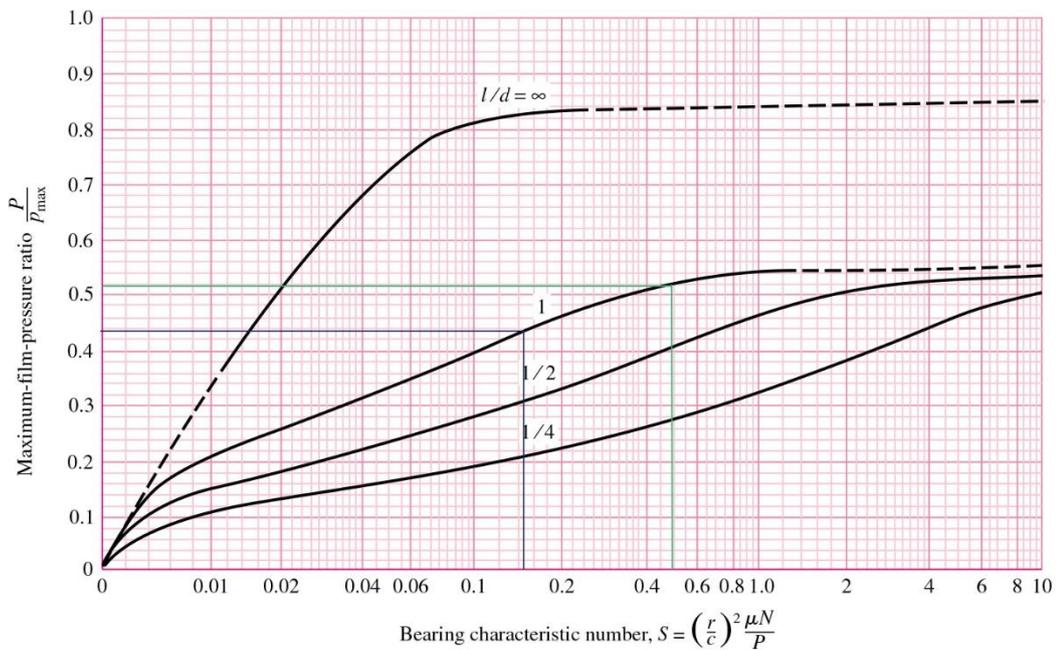
Diseño B:

$$\frac{P_A}{P_{cmáx}} = 0,435$$

$$\frac{P_B}{P_{cmáx}} = 0,517$$

Figura 3.4. Gráfica para determinar el número de Sommerfield en función de

$P/P_c máx$



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 621

Se obtiene:

Para el diseño A:

Para el Diseño B:

$$S_A = 0,146$$

$$S_B = 0,492$$

3.1.2.7. Espesor mínimo de película.

En la figura 3.5. el límite izquierdo de la zona define el valor h_0 óptimo para fricción mínima. El límite derecho representa el valor h_0 óptimo para carga máxima.

En la gráfica 3.5. se observa que el caso A se encuentra dentro de la región óptima de diseño antes mencionada, mientras que el diseño B se sale de la misma.

Si el número de Sommerfield tiende a dirigirse hacia la derecha como en el caso B, el colchón de lubricante tiene mayor espesor, sin embargo se obtiene un diseño con mayor fricción entre las capas de lubricante. Si la fricción es muy grande, ocurren pérdidas de potencia. Por esta razón se hace necesario comprobar está perdida una vez se defina la potencia del motor para el equipo diseñado.

Para los diseños A y B, al entrar en la figura 3.4 con los valores obtenidos de:

Diseño A:

$$S_A = 0,146$$

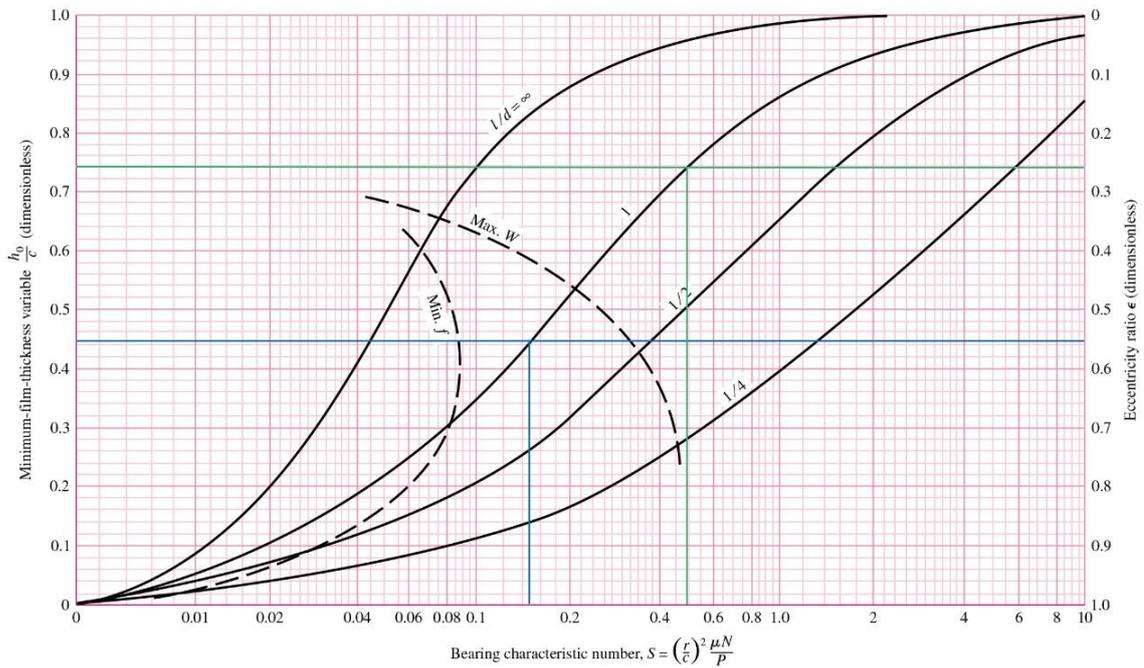
$$l/d = 1$$

Diseño B:

$$S_B = 0,492$$

$$l/d = 1$$

Figura 3.5. Grafica de la variación del espesor mínimo de película y de la relación de excentricidad



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p.616

La relación del espesor mínimo de película en la ordenada izquierda de la figura 3.5. equivale a:

Diseño A:

Diseño B:

$$\frac{ho_A}{c} = 0,445$$

$$\frac{ho_B}{c} = 0,739$$

Ya que el valor de la variable c está dada, al despejar de la relación anterior se obtiene el espesor mínimo ho :

Para el diseño A:

Para el diseño B:

$$ho_A = 0,445 \cdot c$$

$$ho_A = 0,739 \cdot c$$

$$ho_A = 0,445 \cdot 2mm$$

$$ho_A = 0,739 \cdot 2mm$$

$$ho_A = 0,89 \text{ mm}$$

$$ho_A = 1,586 \text{ mm}$$

Para cumplir con el parámetro de diseño de Trumpler que trata sobre el espesor mínimo de película, se procede a calcular la condición 1.29. expuesta en el capítulo 1:

$$h_{o_{A,B}} \geq 0,0002 + 0,00004 \cdot d \text{ [pulg]}$$

Para el diseño A:

$$0,89 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}} \geq 0,0002 + 0,00004 \cdot 60 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}}$$

$$0,035 \text{ pulg} \geq 2,95 \cdot 10^{-4} \text{ pulg}$$

Para el diseño B:

$$1,586 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}} \geq 0,0002 + 0,00004 \cdot 60 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}}$$

$$0,0624 \text{ pulg} \geq 2,95 \cdot 10^{-4} \text{ pulg}$$

Por lo tanto, se cumple satisfactoriamente el parámetro de diseño del espesor de película aceptable para ambos casos, por lo que podemos continuar con el cálculo de la siguiente variable.

3.1.2.8. Cálculo del parámetro de película.

Con los valores obtenidos de la tabla 1.3. del capítulo 1, los acabados superficiales del muñón $Ra = 3 \mu m$ (Torneado) y el buje $Rb = 0,12 \mu m$ (cojinetes simples) además del espesor de película de aceite obtenido, se calcula el tipo de lubricación presente en el diseño mediante la ecuación (1.2):

$$\lambda_A = \frac{h_{o_{A,Bmin}}}{(R_a^2 + R_b^2)^{1/2}}$$

Para el diseño A:

$$\lambda_A = \frac{h_{0Amin}}{(R_a^2 + R_b^2)^{1/2}}$$

$$\lambda_A = \frac{890 \mu m}{(3 \mu m^2 + 0,12 \mu m^2)^{1/2}}$$

$$\lambda_A = 296,4$$

Para el diseño B:

$$\lambda_B = \frac{h_{0Bmin}}{(R_a^2 + R_b^2)^{1/2}}$$

$$\lambda_B = \frac{1586 \mu m}{(3 \mu m^2 + 0,12 \mu m^2)^{1/2}}$$

$$\lambda_B = 528,2$$

Se busca cumplir la siguiente relación, misma que se presenta en la tabla 1.2. del capítulo 1 para obtener lubricación hidrodinámica en el cojinete:

$$5 \leq \lambda_{A,B}$$

Para el diseño A:

$$5 \leq 296,4$$

Para el diseño B:

$$5 \leq 528,2$$

Por lo tanto los acabados superficiales de los elementos principales del cojinete cumplen con el parámetro de película para obtener lubricación hidrodinámica.

3.1.2.9. Excentricidad.

De la figura 3.5. se obtiene la relación de excentricidad que es una idea de la carga que está soportando el cojinete. Está dada por la ecuación 1.17 expuesta en el capítulo 1.

Al entrar en la figura 3.5. con los valores de:

Diseño A:

$$S_A = 0,146$$

$$l/d = 1$$

Diseño B:

$$S_B = 0,492$$

$$l/d = 1$$

La relación de excentricidad equivale a:

Diseño A:

$$\epsilon_A = 0,555$$

Diseño B:

$$\epsilon_B = 0,261$$

Por lo que al despejar la variable e de la ecuación 1.17. se obtiene el valor de la excentricidad que a su vez se representa en la figura 3.5.

$$\epsilon_{A,B} = \frac{e_{A,B}}{c}$$

Para el diseño A:

$$e_A = 0,555 \cdot c$$

$$e_A = 0,555 \cdot 2mm$$

$$e_A = 1,11 \text{ mm}$$

Para el diseño B:

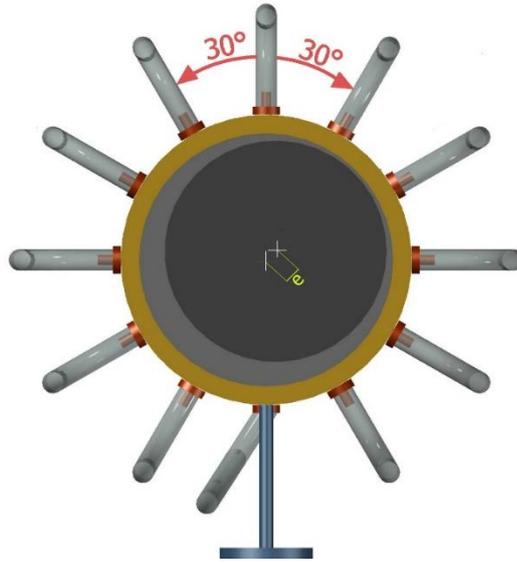
$$e_B = 0,261 \cdot c$$

$$e_B = 0,261 \cdot 2mm$$

$$e_B = 0,522 \text{ mm}$$

La excentricidad presente en los diseños, se representa en la figura 3.6.

Figura 3.6. Representación gráfica de la excentricidad obtenida en el diseño del cojinete con movimiento horario



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Nótese en la figura 3.6., si el valor de $e=0$ y $h_0=c$, el cojinete está centrado. Esto ocurre cuando la carga soportada es muy ligera o nula a velocidades altas por lo que al reemplazar $e=0$ en la ecuación 1.17, se obtiene una relación de excentricidad igual a cero.

En los resultados obtenidos en los diseños A y B, se observa que al aumentar la velocidad, la excentricidad disminuye por lo que el eje tiende a centrarse con respecto al buje.

3.1.2.10. Posición del espesor mínimo de película.

La posición del espesor mínimo de película se obtiene entrando en la figura 3.7. con los valores de:

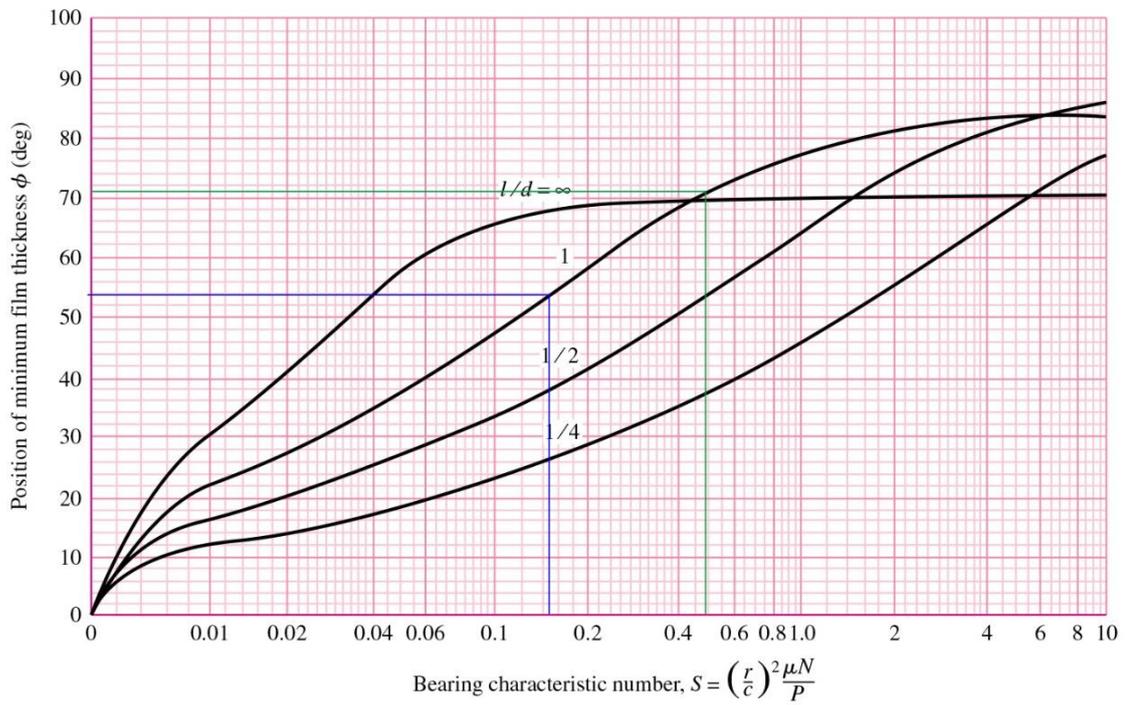
Diseño A:

$$S_A = 0,146$$
$$l/d = 1$$

Diseño B:

$$S_B = 0,492$$
$$l/d = 1$$

Figura 3.7. Gráfica para determinar la posición del espesor mínimo de película



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 617

Se obtiene el ángulo ϕ que equivale a:

Diseño A:

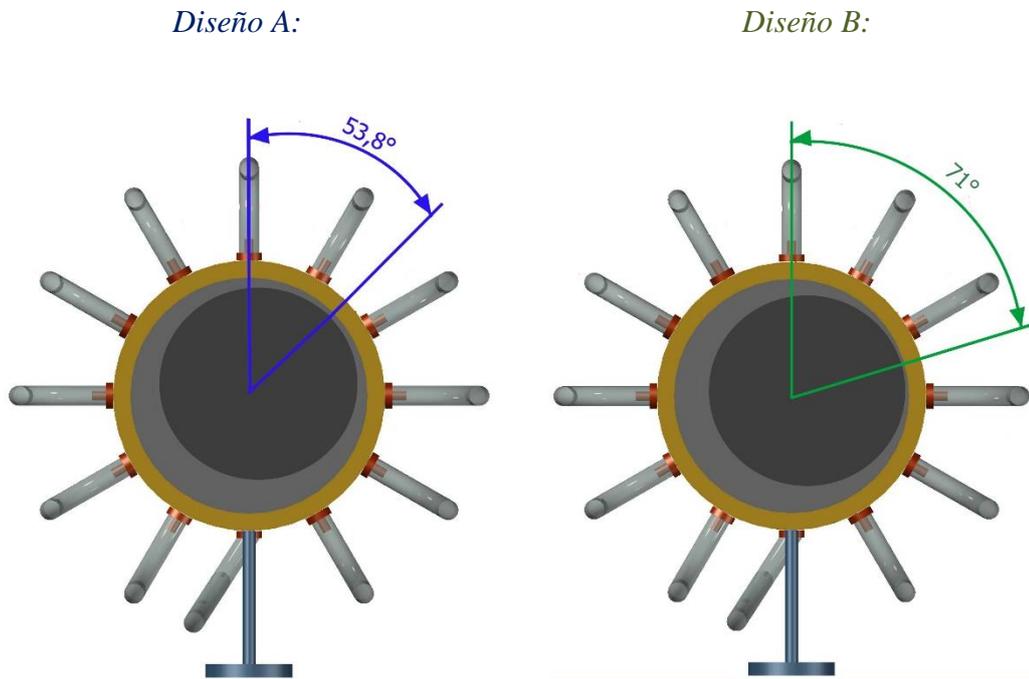
$$\phi_A = 53,8^\circ$$

Diseño B:

$$\phi_B = 71^\circ$$

El ángulo donde se presenta el espesor mínimo de película de lubricante en el cojinete se representa en la figura 3.8 para ambos diseños.

Figura 3.8. Representación gráfica del ángulo φ obtenido en los diseños A y B con movimiento horario



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

3.1.2.11. Ubicación de la presión máxima y mínima en la película de lubricante.

Al entrar en la figura 3.9 con:

Diseño A:

$$S_A = 0,146$$

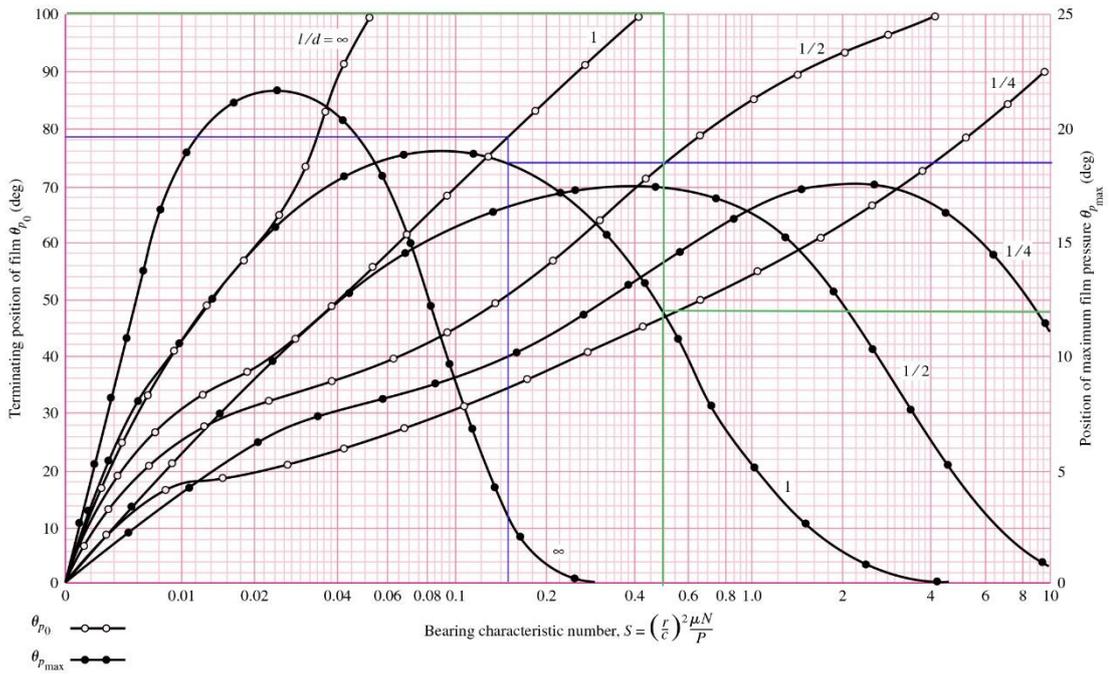
$$l/d = 1$$

Diseño B:

$$S_B = 0,492$$

$$l/d = 1$$

Figura 3.9 Gráfica para determinar la posición terminal de la película de lubricante y la presión máxima de la película



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 622

La posición donde se presenta la presión máxima en la película de aceite se obtiene de la gráfica 3.9.

Diseño A:

$$\theta_{Apcm\acute{a}x} = 18,5^{\circ}$$

Diseño B:

$$\theta_{Bpcm\acute{a}x} = 11,8^{\circ}$$

La posición final de la película de aceite se obtiene de la gráfica 3.9.

Diseño A:

$$\theta_{Ap0} = 78,5^{\circ}$$

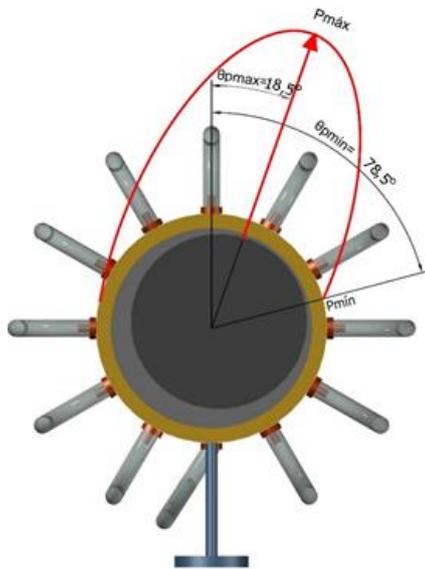
Diseño B:

$$\theta_{Bp0} = 100^{\circ}$$

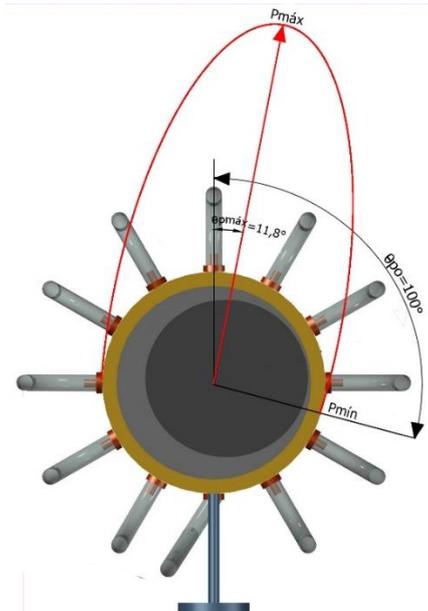
Los ángulos de diseño $\theta_{p\text{máx}}$ y $\theta_{p\text{o}}$ obtenidos para ambos diseños están representados en la figura 3.10.

Figura 3.10. Ángulos de presión máxima y mínima obtenida en el diseño con movimiento horario

Diseño A:



Diseño B:



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Estos ensayos teóricos fueron realizados para los valores extremos de velocidades y cargas permitidas en el equipo. Más ensayos posibles para realizar prácticas de laboratorio, se presentan en el anexo 11.

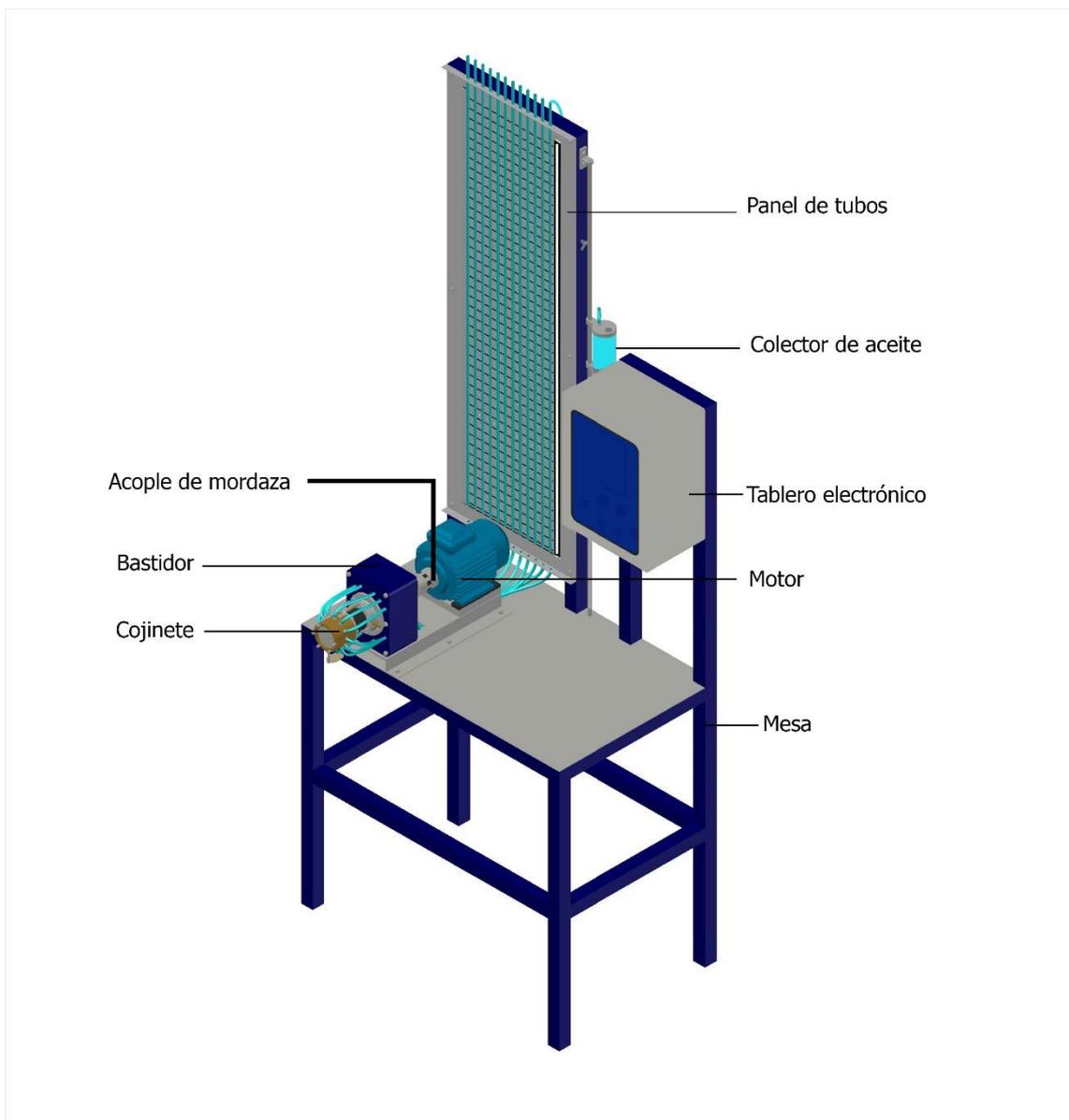
3.2. Ajuste de la máquina

El objeto de estudio de la máquina de ensayos de lubricación hidrodinámica es el cojinete de contacto deslizante. Hechos los cálculos para dimensionar el elemento y encontrar las propiedades de estudio, se requiere diseñar el resto del equipo de tal manera que proporcione movimiento, hermeticidad, control, estabilidad y demás, considerando la facilidad del montaje.

La máquina tiene varios elementos cuyo diseño requiere principios de ingeniería pero no necesitan mayor profundización, por no ser el objeto de estudio. Estos componentes se examinan en esta sección.

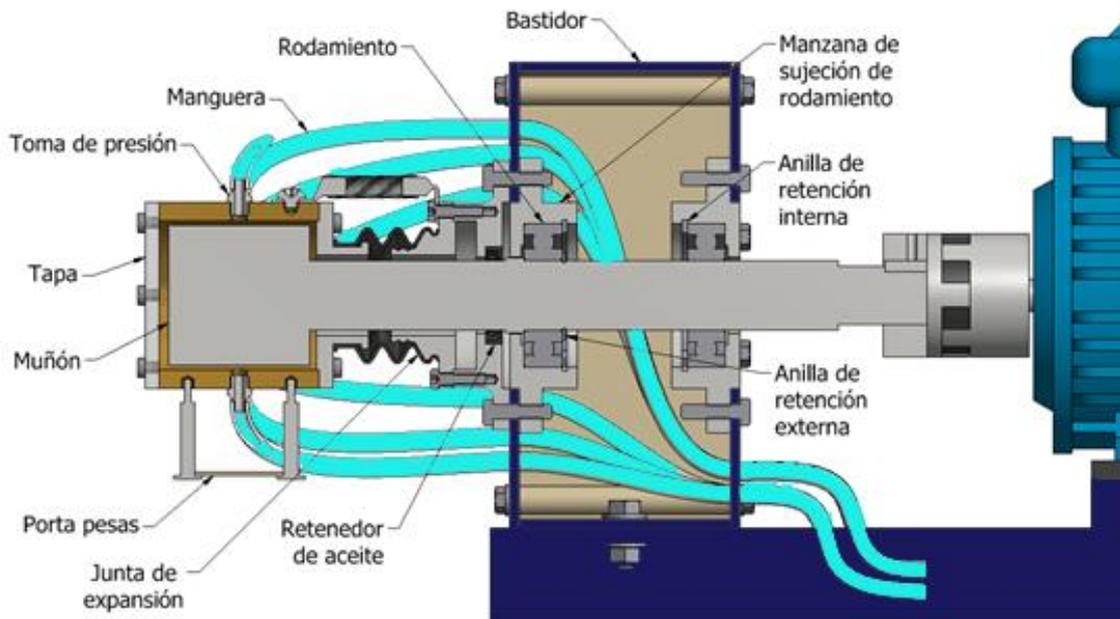
Para ejemplificar, en la figura 3.11. se presenta la máquina de ensayos y en la figura 3.12. las partes en la zona del cojinete:

Figura 3.11. Máquina de ensayos de lubricación hidrodinámica



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Figura 3.12. Sección transversal de la máquina en la zona del cojinete



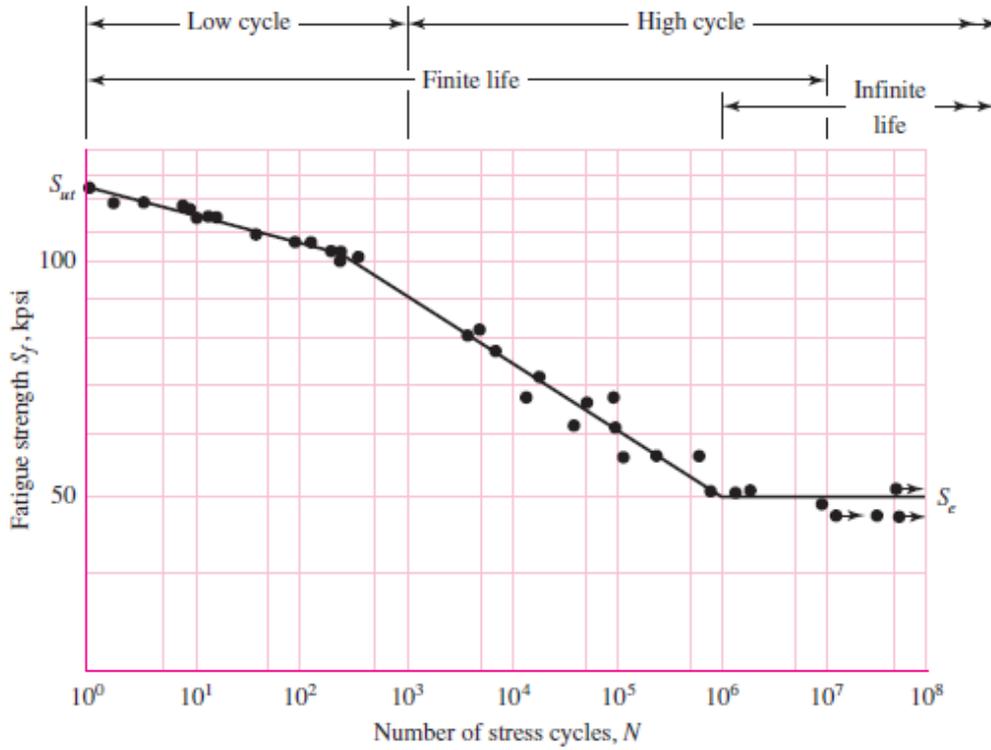
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

3.2.1. Cálculo de resistencia del eje.

3.2.1.1. Cálculo de resistencia a la fatiga.

El eje que será utilizado junto con el muñón debe soportar fallas por fatiga dado que es un elemento giratorio. Para que no se produzcan estas fallas, el esfuerzo S al que va a someterse el material de fabricación debe ser menor que su límite de resistencia a la fatiga S'_e luego de un determinado número de ciclos N . Existe un gráfico comparativo en la figura 3.13. En general, para los aceros se considera que este número de ciclos está entre 10^6 y 10^7 (Budynas & Nisbett, 2006, p.267), como se puede apreciar cuando termina la depresión en el gráfico:

Figura 3.13. Diagrama $S-N$ para un acero con $S_{ut} = 125$ kpsi



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 266

El material del eje, AISI 1018, tiene un esfuerzo último $S_{ut} = 341$ MPa (ver anexo 6). De acuerdo a (Budynas & Nisbett, 2006, p. 274), para los aceros el límite de resistencia se presenta de acuerdo a dicho valor:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Entonces,

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} \quad (3.2)$$

Donde: S'_e = Límite de resistencia a la fatiga [MPa]

S_{ut} = Esfuerzo último [MPa]

Aplicando la ecuación 3.2 se tiene:

$$S'_e = 0,5 \cdot 341 \text{ MPa} = 170,5 \text{ MPa}$$

Este valor es el límite de resistencia a la fatiga de una probeta estándar (vigas rotatorias) del material. Para obtener la resistencia a la fatiga en la ubicación más crítica del eje, por geometría y condiciones de uso, se aplica los factores de Marin a ese resultado (Budynas & Nisbett, 2006, p.279):

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (3.3)$$

- Donde:
- S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación más crítica [MPa]
 - k_a = Factor de modificación de condición superficial [adimensional]
 - k_b = Factor de modificación de tamaño [adimensional]
 - k_c = Factor de modificación de carga [adimensional]
 - k_d = Factor de modificación de temperatura [adimensional]
 - k_e = Factor de confiabilidad [adimensional]
 - k_f = Factor de modificación de efectos varios [adimensional]
 - S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria [MPa]

3.2.1.1.1. Factor de modificación de condición superficial.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Las constantes a y b se pueden encontrar en la siguiente tabla:

Tabla 3.5. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} [kpsi]	S_{ut} [MPa]	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2006, p.279)

$$k_a = 4,51(341)^{-0,265} = 0,962$$

3.2.1.1.2. Factor de modificación de tamaño.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$k_b = \left(\frac{30}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,864$$

3.2.1.1.3. Factor de modificación de carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

El valor para torsión se usa cuando se tiene una torsión pura. En el caso de torsión combinada con flexión se utiliza $k_c = 1$ (Budynas & Nisbett, 2006, p.282).

$$k_c = 1$$

3.2.1.1.4. Factor de modificación de temperatura.

Se elige en función de la tabla 3.3, donde S_T es la resistencia a la tensión a la temperatura de operación y S_{RT} es la resistencia a la tensión a la temperatura ambiente.

Tabla 3.6. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura [°C]	S_T / S_{RT}	Temperatura [°F]	S_T / S_{RT}
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2006, p.283)

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1$$

3.2.1.1.5. Factor de confiabilidad.

Se elige en función de la tabla 3.4, la confiabilidad es un parámetro que decide el diseñador.

Tabla 3.7. Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad [%]	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2006, p.285)

$$k_e = 1 - 0,08z_a$$

Se selecciona una confiabilidad del 95%:

$$k_e = 0,868$$

3.2.1.1.6. Factor de modificación de efectos varios.

$$k_f = 1$$

Se determina el valor de k_f considerando que los efectos varios detallados a continuación no afectan al diseño del eje:

- El eje no tiene esfuerzos residuales de tensión ni compresión.
- No se va trabajar en un ambiente corrosivo.
- Recubrimientos electrolíticos: el eje será galvanizado. “El galvanizado no afecta la resistencia a la fatiga” (Budynas & Nisbett, 2006, p. 286)
- Frecuencia cíclica: afecta cuando están presentes la corrosión y las temperaturas elevadas. Como no se va a trabajar en ninguno de los dos casos, la frecuencia cíclica es independiente, y no perjudica a la resistencia a la fatiga.
- En el eje no va a existir frotamiento, puesto que la sección de la flecha estará en permanente contacto con la superficie interna de los rodamientos y el acople de mordaza, y la sección del muñón trabajará en lubricación hidrodinámica

Finalmente, el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación más crítica del eje es:

$$S_e = (0,962)(0,864)(1)(1)(0,868)(1)(170,5) = 123,01 \text{ MPa}$$

3.2.1.1.7. Factor de seguridad.

Se compara con el límite de resistencia a la fatiga con esfuerzo reversible al que estará sometido el muñón, considerando un peso máximo de 3 kgf, que se calcula mediante la ecuación:

$$\sigma_a = \frac{P}{A} \quad (3.3)$$

Donde: σ_a = Esfuerzo reversible [Pa]

P = Carga [N]

A = Área efectiva [m^2]

$$\sigma_a = \frac{P}{A}$$

$$\sigma_a = \frac{3 \text{kgf} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{(0,06\text{m} \cdot 0,06\text{m})} = 8175 \text{ Pa} = 8,18 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{123,01}{8,18} = 15,04$$

El factor de seguridad n es alto y más que suficiente para que el esfuerzo reversible σ_a no sobrepase el límite de resistencia a la fatiga S_e en el punto más crítico después de $N = 10^6$ ciclos: el eje tiene vida infinita (ver figura 3.13.).

Usualmente, se decide primero cuál va a ser el factor de seguridad y con el esfuerzo reversible se halla el diámetro del eje a construir a través del área efectiva. En esta oportunidad, se eligió primero el diámetro de 30 mm de la flecha para reducir la concentración de esfuerzos en la transición entre flecha y muñón, y además porque en vista de que el diámetro del muñón está restringido a ser 60 mm hubiera sido más dificultoso mecanizar el pequeño eje a partir de ese gran diámetro.

3.2.2. Mecanismo de alineación.

El eje está apoyado en dos rodamientos para restringir los grados de libertad, en este caso, para que no pivotee. Los rodamientos están fijos en el bastidor.

3.2.2.1. Selección de los rodamientos.

La carga sobre el eje es totalmente radial, se eligen rodamientos rígidos de bolas de una hilera de acuerdo a norma DIN 625-1 por disponibilidad en el mercado.

El criterio principal de selección es la geometría del rodamiento, debe soportar el eje de Ø30 mm y ser grande para que haya dos anillas de retención unidas al mismo, una interior para sujetar al rodamiento y una exterior para sujetar al eje. Es decir, las anillas están una dentro de otra.

En el anexo 7 se encuentran las dimensiones de rodamientos de marca FAG. La velocidad máxima de trabajo de la máquina es 2000 rpm. Comparando con la tabla, este valor no es una limitante.

Se elige el rodamiento FAG 6206.2RSR por el tamaño y porque tiene protecciones laterales para que no escape la grasa.

Es prudente comprobar que la vida del rodamiento sea razonablemente larga. La ecuación de vida de este elemento, cuando la velocidad de giro es variable, parte de la fatiga del material (FAG, 2000, p. 31):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3.4)$$

Donde: L_{10} = Vida nominal [10^6 rev]
 C = Capacidad de carga dinámica [kN]
 P = Carga dinámica equivalente [kN]
 p = Exponente de vida [adimensional]

El exponente de vida es diferente dependiendo de si se trabaja con rodamientos de bolas o de rodillos. Para rodamientos de bolas $p = 3$. La capacidad de carga dinámica C es un valor que se indica en tablas (anexo 7), y la carga dinámica equivalente P se obtiene de la ecuación:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (3.5)$$

Donde: $P =$ Carga dinámica equivalente [kN]

$X =$ Factor radial [adimensional]

$F_r =$ Carga radial [kN]

$Y =$ Factor axial [adimensional]

$F_a =$ Carga axial [kN]

Los factores X y Y dependen de la relación F_a / F_r y su comparación con valor el valor e de la tabla 3.5.

Tabla 3.8. Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas															
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Fuente: FAG, 2000, p. 148

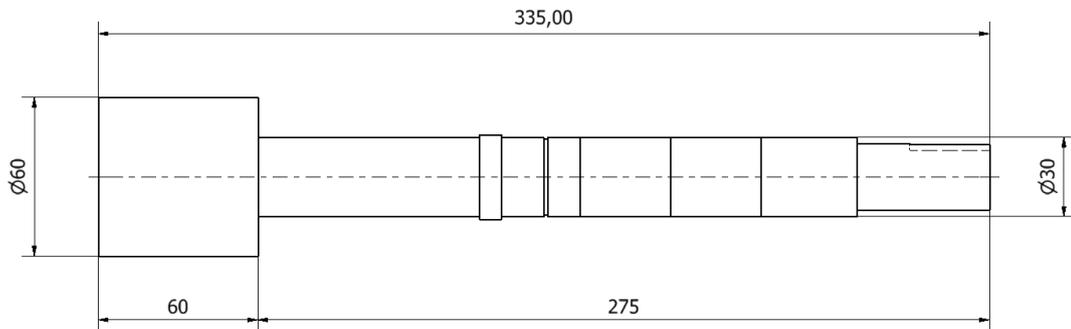
Como no existen cargas axiales:

$$F_a = 0 \Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = 0$$

Entonces F_a / F_r es menor que cualquier valor de e , por lo que $X = 1$ y $Y = 0$.

La carga radial F_r es el valor de la mayor de las reacciones provocadas en cualquiera de los dos rodamientos del equipo. Se procede a hallar las reacciones tomando en cuenta las dimensiones de la figura 3.14.

Figura 3.14. Dimensiones del eje incluido el muñón



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

El volumen del eje es:

$$V = \left(\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \right) l_1 + \left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \right) l_2$$

$$V = \left(\frac{0,06^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot 0,06 + \left(\frac{0,03^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot 0,275 = (1,70 + 1,94) \cdot 10^{-4} m^3$$

$$V = 3,64 \cdot 10^{-4} m^3$$

El acero SAE 1018 tiene una densidad de 7,87 g/cm³ (anexo 3.2), con esta densidad se halla la masa y con la última se encuentra el peso del eje:

$$\rho = \frac{7,87 g}{cm^3} \cdot \frac{100^3 cm^3}{1m^3} \cdot \frac{1 kg}{1000 g} = 7870 kg/m^3$$

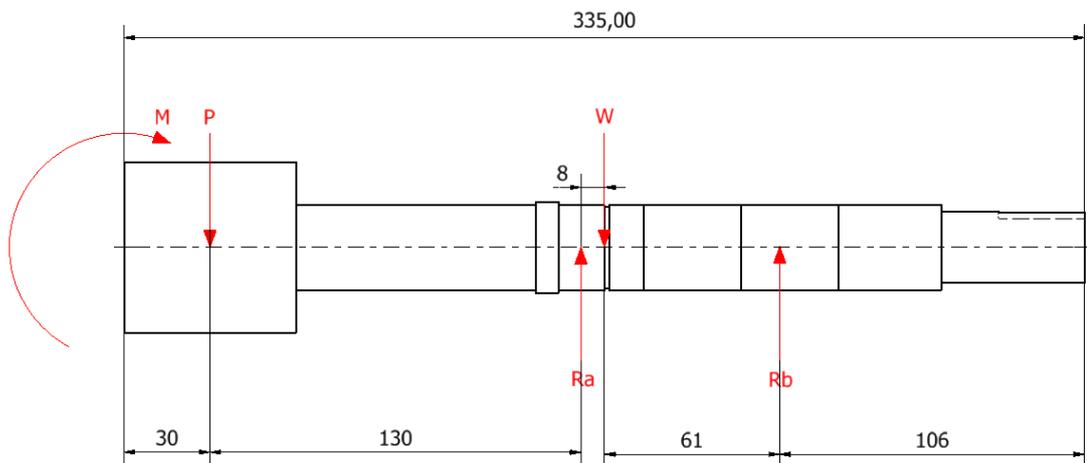
$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m = \rho \cdot V = 7870 \frac{kg}{m^3} \cdot 3,64 \cdot 10^{-4} m^3 = 2,86 kg$$

$$W = m \cdot g = 2,86 kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 28,10 N$$

Cálculo de fuerzas y reacciones:

Figura 3.15. Diagrama de cuerpo libre del eje incluido el muñón



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

La carga máxima de diseño para este elemento es de 3 kgf. A través de sumatorias de fuerzas y momentos se hallan las incógnitas:

$$\sum Fy = 0$$

$$R_a + R_b - P - W = 0$$

$$R_a + R_b = P + W = 3kg \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) + 28,10N = 57,53 N$$

$$\sum M = 0$$

$$P \cdot (0,03) - R_a \cdot (0,16) + W \cdot (0,168) - R_b \cdot (0,229) = 0$$

$$R_a = \frac{3(9,81)(0,03) + 28,10(0,168) - R_b(0,229)}{(0,16)} = \frac{-R_b(0,229) + 5,604}{(0,16)}$$

$$\frac{-R_b(0,229) + 5,604}{(0,16)} - R_b = 57,53$$

$$-R_b \cdot (0,229) + 5,604 - R_b = 57,53 \cdot (0,16)$$

$$R_b = \frac{3,601}{(0,229 - 1)} = 4,67 \text{ N}$$

$$R_b = 4,67 \text{ N} \Rightarrow R_a = 52,86 \text{ N}$$

La reacción mayor es R_a , que se utiliza como la crítica para el cálculo de vida del rodamiento:

$$F_r = R_a$$

$$P = X \cdot (52,86) + Y \cdot (0)$$

$$P = 1 \cdot (52,86) + 0 \cdot (0) = 0,05286 \text{ kN}$$

Obteniendo la capacidad de carga dinámica $C=19,3 \text{ kN}$ del anexo 7, se tienen todas las variables para hallar la vida del rodamiento mediante la ecuación 3.4:

$$L_{10} = \left(\frac{19,3}{0,05286} \right)^3$$

$$L_{10} = 4,87 \cdot 10^7 \cdot (10^6 \text{ rev}) = 4,87 \cdot 10^{13} \text{ rev}$$

$$4,87 \cdot 10^{13} \text{ rev} > 10^6 \text{ rev}$$

Al ser el número de ciclos L_{10} (igual a N) resultante mucho mayor a 10^6 rev , el rodamiento FAG 6206.2RSR también está dentro del espectro de vida infinita de la figura 3.13.

3.2.2.2. Selección de las anillas de retención.

Las anillas de retención van de acuerdo a la norma DIN 471 (exteriores) y DIN 472 (interiores), nuevamente por disponibilidad en el mercado y para mantener el sistema métrico en toda la máquina.

El diámetro exterior del rodamiento seleccionado FAG 6206.2RSR es 62 mm, por lo que el alojamiento en las manzanas de sujeción de rodamientos será de ese tamaño. Las anillas interiores están en el catálogo del fabricante del anexo 8.1.

Se elige la anilla DIN 472 62x2 cuyas características se indican en la siguiente tabla:

Tabla 3.9. Características de la anilla DIN 472 62x2 seleccionada para sujeción de rodamientos

Dimensiones de la anilla [mm]						Dimensiones de la ranura [mm] (En las manzanas)		
d1	s	a	b	d3	d4	d2	m	n
62	2	7,3	5,5	66,2	46,7	65	2,15	4,5

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

La lista de anillas exteriores viene del mismo catálogo, en el anexo 8.2.

Se elige la anilla la DIN 471 30x1,5 cuyas características se indican en la siguiente tabla:

Tabla 3.10. Características de la anilla DIN 472 62x2 para la sujeción del eje

Dimensiones de la anilla [mm]						Dimensiones de la ranura [mm] (En el eje)		
d1	s	a	b	d3	d4	d2	m	n
30	1,5	5	3,5	27,9	40,5	28,6	1,6	2,1

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Las condiciones que debe cumplir en el diseño es que sea para ejes de 30 mm, y que el diámetro d_4 de la anilla interior debe ser menor que el diámetro d_4 de la exterior ($d_4 < 46,7$ mm).

$$d_{4i} > d_{4e}$$

$$46,7 \text{ mm} > 40,5 \text{ mm}$$

Por lo cual se comprueba que las anillas elegidas son correctas.

3.2.3. Sellamiento del equipo.

La máquina está sellada desde el bastidor hasta la tapa frontal, que es de material transparente para observar la excentricidad y movimiento.

El buje necesita tener bastante libertad de movimiento radial, está unido al resto de la máquina a través de una junta de expansión de caucho con bridas metálicas.

Para la conexión del eje con el bastidor se utiliza un retenedor de aceite. No se necesita circulación de lubricante pasado este punto.

3.2.3.1. Selección del retenedor de aceite.

Se requiere un retenedor de aceite para diámetro de 30 mm y del tipo AS porque tiene un labio guardapolvo que asegura que no entre ningún material a dañar la superficie exterior del muñón e interna del buje.

El retenedor debe ser de caucho de nitrilo (NBR) por su alta resistencia al desgaste. El rango de temperaturas (-30° a 100°C) está dentro del rango de operación.

De la tabla del anexo 9, se elige el retenedor AS30x42x7

3.2.4. Cálculo de potencia del motor.

La potencia del motor a seleccionar depende directamente del torque que se quiere vencer. Para hallar el torque se encuentra primero el momento de inercia del elemento, de acuerdo a las dimensiones del eje de la figura 3.14. utilizada para la selección de rodamientos.

Se obtiene la masa de cada sección de geometría del elemento de acuerdo a los volúmenes hallados en la sección 3.2.2.1.

$$V_{muñón} = 1,70 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$V_{eje} = 1,94 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\rho = 7870 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{muñón} = \rho \cdot V_{muñón} = 7870 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,70 \cdot 10^{-4} m^3 = 1,34 kg$$

$$m_{eje} = \rho \cdot V_{eje} = 7870 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,94 \cdot 10^{-4} m^3 = 1,52 kg$$

El eje para el momento de inercia de la ecuación 3.6 se observa en el anexo 12.

$$I_x = \frac{m d^2}{8} \quad (3.6)$$

Donde: I_x = momento de inercia para el eje longitudinal del cilindro
[kg·m²]
 d = diámetro [m]

$$I_{x_{muñón}} = \frac{m \cdot d^2}{8} = \frac{1,34 \cdot (0,06)^2}{8} = 6,03 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2$$

$$I_{x_{eje}} = \frac{m \cdot d^2}{8} = \frac{1,52 \cdot (0,03)^2}{8} = 6,84 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2$$

$$I_{x_{total}} = I_{x_{muñón}} + I_{x_{eje}} = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

El segundo elemento para calcular el torque es la aceleración angular que está dado por la ecuación:

$$\omega = \alpha \cdot t \quad (3.7)$$

Donde: ω = velocidad angular [rad/s]
 α = aceleración angular [rad/s²]
 t = tiempo [s]

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

El tiempo en el que se desea que el motor alcance la velocidad máxima de 2000 rpm es 1 segundo, la aceleración real será regulada con un variador de frecuencia:

$$\alpha = \frac{2000 \text{ rev}}{1 \text{ s} \cdot \text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 209,44 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

El cálculo del torque viene dado por la ecuación:

$$T = I_x \cdot \alpha \quad (3.8)$$

Donde: T = Torque [N·m]
 I_x = momento de inercia del elemento [kg·m²]
 α = aceleración angular [rad/s²]

$$T = 1,29 \cdot 10^{-3} \cdot (314,16) = 0,27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Finalmente, se calcula la potencia mediante la ecuación 3.9:

$$P = \omega \cdot T \quad (3.9)$$

Donde: P = Potencia requerida del motor [W]

ω = velocidad angular [rad/s]

T = Torque [N·m]

$$P = \frac{2000 \text{ rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot 0,27 = 56,59 \text{ W}$$

$$P = 56,59 \text{ W} \cdot \frac{1 \text{ HP}}{745,69 \text{ W}} = 0,08 \text{ HP}$$

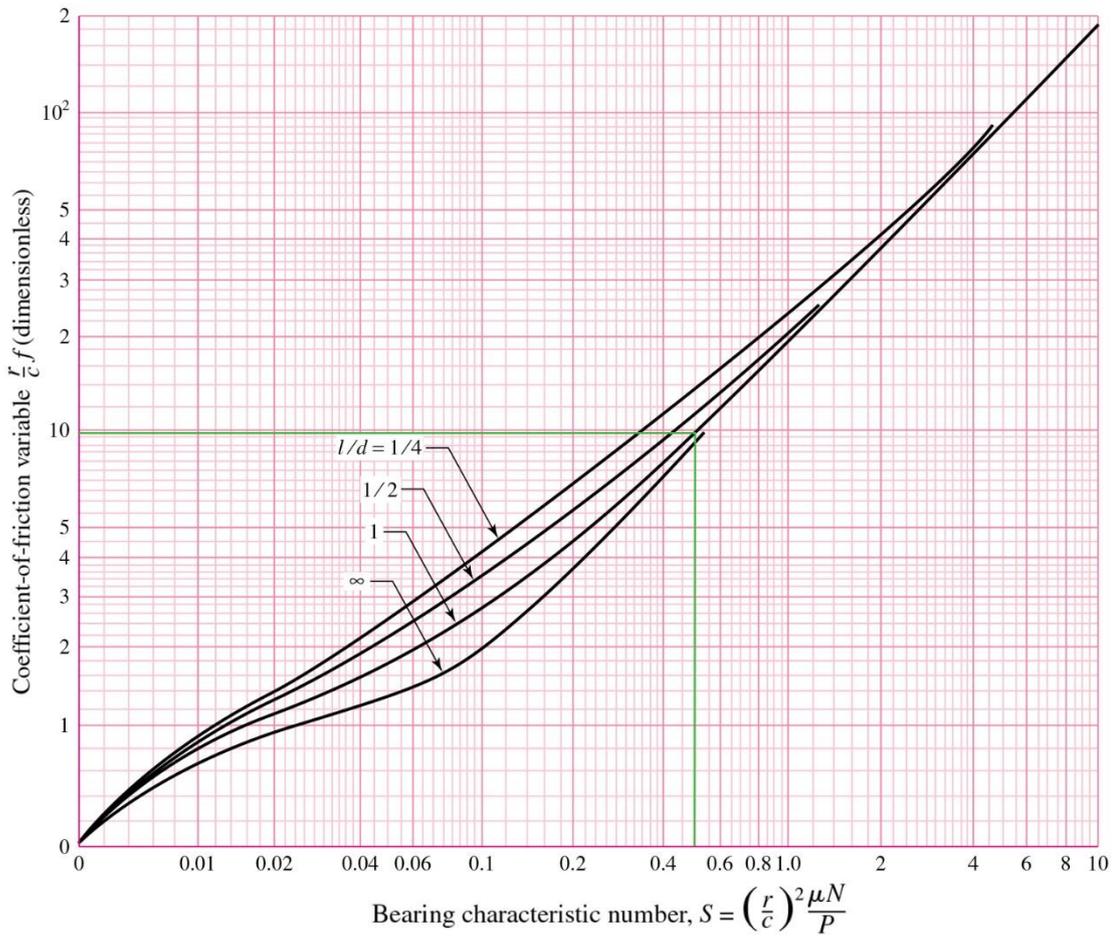
A la potencia necesaria se le debe agregar la pérdida debido a la fricción del aceite dentro del cojinete. Se utiliza el número de Sommerfield máximo obtenido del diseño de la sección 3.1. Este número se sitúa en el eje de las abscisas de la figura 3.16, y con él se encuentra la variable de coeficiente de fricción $(r/c) \cdot f$.

Al entrar en la figura 3.16 con los valores de:

$$S = 0,492$$

$$l/d = 1$$

Figura 3.16. Gráfica de la variable de coeficiente de fricción



Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p.619

Se obtiene:

$$\left(\frac{r}{c}\right) f = 9,6$$

$$f = \frac{9,6 \cdot c}{r} = \frac{9,6(2)}{30} = 0,64$$

El par de torsión de fricción en el muñón es:

$$T = fWr \tag{3.10}$$

Donde: T = Torque [N·m]

f = Coeficiente de fricción [adimensional]

r = Radio del muñón [m]

$$T = 0,64(3 \cdot 9,81)(0,030) = 0,565 N \cdot m$$

La fórmula de pérdida de potencia es función de esta variable (Budynas & Nisbett, 2006, p. 618):

$$HP_{p\acute{e}rdida} = \frac{TN}{1050} \quad (3.11)$$

Donde: $HP_{p\acute{e}rdida}$ = Pérdida de potencia [HP]

T = Torque [lbf·pulg]

N = Velocidad de giro [rev/s]

$$T = 0,565 N \cdot m \times \frac{8,85 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}}{1 N \cdot m} = 5 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}$$

$$N = 2000 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 33,33 \frac{\text{rev}}{\text{s}}$$

$$\Rightarrow HP_{p\acute{e}rdida} = \frac{(5 \text{ lbf})(33,33)}{1050} = 0,159 \text{ HP}$$

$$P_{total} = P + HP_{p\acute{e}rdida}$$

$$P_{total} = 0,08 + 0,159 = 0,239 \text{ HP}$$

La potencia para vencer la inercia del eje no debe ser mayor que el 30% de la potencia nominal del motor. Con un motor de 0,25 HP:

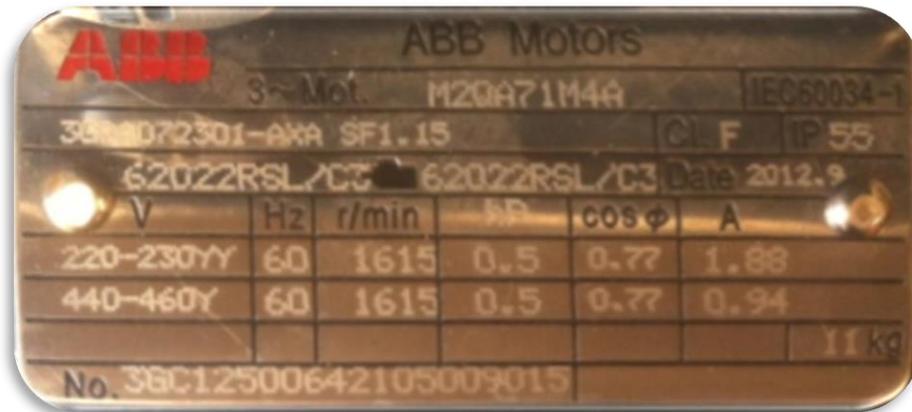
$$\frac{P}{P_{nominal}} = \frac{0,08}{0,25} = 0,32 > 0,3$$

No se cumple la condición. Por lo tanto se elige un motor de 0,5 HP y se vuelve a probar:

$$\frac{P}{P_{nominal}} = \frac{0,08}{0,5} = 0,16 > 0,3$$

Con ese motor la condición se cumple por un margen razonable. Debido a que se va a utilizar un variador de frecuencia, se debe emplear un motor trifásico. La velocidad nominal del motor encontrado en el mercado es 1615 rpm y tamaño de carcasa 71M. Sus características principales se presentan en la figura 3.16.

Figura 3.17. Datos de placa del motor elegido



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

3.2.5. Selección del variador de frecuencia.

El variador de frecuencia se asigna en función de la potencia calculada del motor. El variador adecuado para el motor de ½ Hp de potencia elegido es el iE5SV004 iE5-2 de la marca STARVERT (figura 3.18), cuyas especificaciones se presentan en el anexo 10.

Figura 3.18. Variador STARVERT iE5 para motor de 1/2hp



Fuente: Erhsa.com, 2011, p.4

Por motivos didácticos, el variador se configura de tal manera que su velocidad se altere linealmente entre el siguiente rango:

$$0 < N < 2000 \text{ rpm}$$

Se pueden realizar varios ensayos de laboratorio dentro del rango de velocidad presentado y a la carga adecuada con el fin de obtener diferentes curvas de presión en el panel de tubos manométricos. Las alturas deben estar dentro de los límites del panel como se mencionó anteriormente.

3.2.6. Transporte de aceite dentro de la máquina.

El lubricante está almacenado en el colector, del mismo sale una manguera que lo transporta hasta el cojinete por gravedad.

El interior del cojinete existe presión cuando la máquina está funcionando, el aceite sube por mangueras ubicadas en las tomas de presión de su circunferencia. Éstas son doce conexiones roscadas obtenidas de graseros modificados a los que se les ha quitado el mecanismo anti retorno. De ahí llega hasta el panel de tubos manométricos graduado (ver figura 3.11.) para obtener los valores y dibujar la curva de presión del estudio.

Si sobrepasa el límite de altura, cae mediante mangueras nuevamente al colector. En este extremo el sistema está abierto para que la presión sea igual a la atmosférica.

3.2.7. Selección del panel de tubos manométricos.

Los valores obtenidos en las 12 tomas de presión, son mostrados en 12 columnas de altura por presión hidrostática con la ayuda de mangueras transparentes de 5/16 x 3/16 pulgadas fabricadas en vinyl.

Las mangueras tienen un diámetro suficiente para evitar problemas de capilaridad al momento del nivelado de los tubos manométricos. Estas mangueras son instaladas en

una superficie metálica rectangular a la que se denomina “panel de tubos manométricos” (ver figura 3.18)

La ecuación 4.1 se utiliza para calcular las alturas hidrostáticas de aceite obtenidas en cada una de las 12 mangueras. Dichas alturas se representan en la figura 3.19.

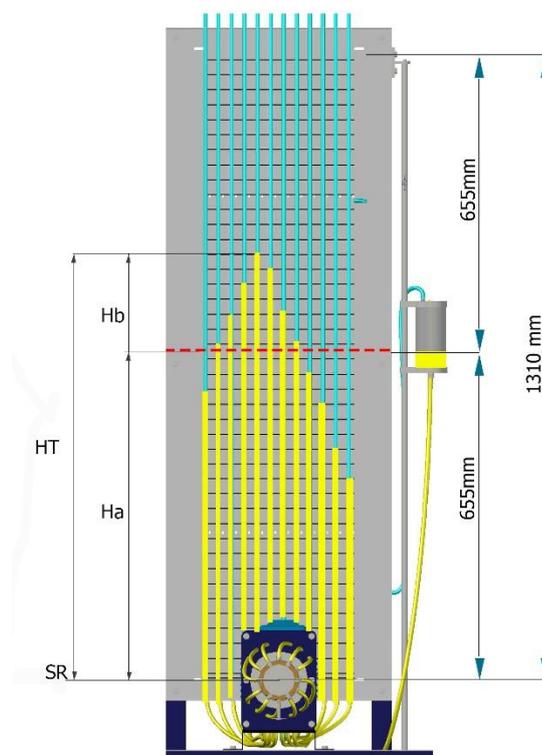
$$HT = Ha + Hb \quad (3.12)$$

Donde: Ha = Altura desde el sistema de referencia. Desde el centro del cojinete hasta el nivel de altura de aceite inicial en las mangueras [m]

Hb = Altura desde el nivel de altura de aceite inicial hasta las alturas obtenidas en cada manguera [m].

HT = Altura total de aceite para calcular la presión hidrostática [m]

Figura 3.19. Panel de tubos manométricos con alturas máximas y mínimas definidas



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Importante: Para fines didácticos, se pretende aplicar al cojinete diferentes cargas a diferentes velocidades. La combinación entre estas da como resultado diferentes ensayos con distintas presiones generadas en la capa de lubricante dentro del cojinete.

Es importante nivelar las alturas de aceite de todas las mangueras a un punto cercano a la línea roja del panel. Esto se realiza con el fin de obtener un mayor número de ensayos. Además se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Evitar que el aceite sobrepase el límite superior del panel para poder observar una curva de aceite estable.
- Evitar que el aceite sobrepase el límite inferior del panel para evitar la formación de burbujas de aire dentro del cojinete.

La altura total del panel de tubos manométricos equivale a 1310 mm respecto al muñón el cual es tomado como sistema de referencia.

3.2.8. Selección del colector de aceite.

La función principal del colector es dar un suministro continuo de aceite por gravedad como se observa en la figura 3.18. Este colector tiene la posibilidad de desplazarse verticalmente para obtener una altura de aceite similar en todas las columnas del panel manométrico por presión hidrostática. Experimentalmente se obtiene que el volumen de aceite necesario para satisfacer el sistema de lubricación en el equipo de ensayos equivale a 400 mm³ por lo que el colector se diseña con capacidad para 500 mm³ de aceite.

CAPÍTULO 4

ENSAYOS Y RESULTADOS

4.1. Ensayos teóricos

El análisis de resultados es fundamental para comprender que es lo que sucede durante el fenómeno de la lubricación hidrodinámica. Mediante los parámetros de diseño obtenidos en el capítulo 3, los cuales están representados en la tabla 4.1, se procede a realizar varios ensayos de lubricación hidrodinámica utilizando las gráficas de Raymondi y Boyd expuestas en el anexo 4 y cumpliendo con los parámetros de diseño de Trumpler.

Tabla 4.1. Dimensiones fijas utilizadas para obtener las tablas 4.2 y 4.3

Dimensiones fijas de diseño		
β	360	[°]
d	60	[mm]
l	60	[mm]
c	2	[mm]
μ	0,393	[Pa.s]
Wb	1,6	[Kg]
δ	902	[kg/m ³]

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Donde: d = Diámetro del muñón.

l = Longitud del cojinete en contacto

c = Holgura entre el muñón y el buje.

μ = Viscosidad del aceite SAE30 a 20°C

Wb = Carga inicial del cojinete o peso del buje sin carga

δ = Densidad del aceite

Importante: Las presiones utilizadas en los ensayos se identifican de la siguiente manera:

- P = Presión ejercida por la carga W_T sobre el área efectiva del muñón.
- $P_c máx$ = presión máxima en la capa de lubricante del cojinete en funcionamiento.

Con el fin de obtener gráficas comparativas relacionando las variables más importantes se eligen los siguientes ensayos:

- Ensayo a velocidad constante y carga variable.
- Ensayo a velocidad variable y carga constante.

4.1.1. Ensayo a velocidad constante y carga variable.

Mediante cálculos en Excel, utilizando las gráficas de Raymondi y Boyd y expuestas en el anexo 4 conjuntamente con los valores de la tabla 4.1. se obtiene la siguiente tabla:

Tabla: 4.2. Ensayos realizados a velocidad constante y carga variable

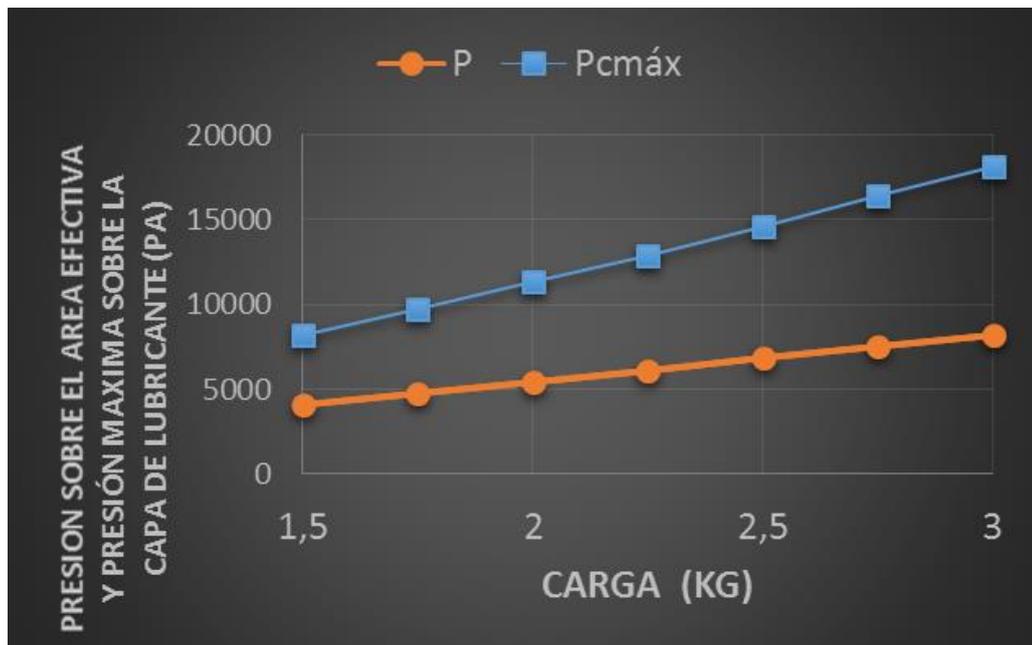
PARÁMETROS DE DISEÑO				RESULTADOS TEÓRICOS OBTENIDOS DE LAS GRÁFICAS DE RAIMONDI Y BOYD								
N=cte; W=variable		$P = \frac{W}{2rl}$	$S = \left(\frac{l}{c}\right)^2 \cdot \frac{\mu N}{P}$	ANEXO 4.3		ANEXO 4.1				ANEXO 4.2	ANEXO 4.4	
N	W	P	S	P/pcmáx	pcmáx	h0/c	ho>0,614	ε=e/c	e	φ	θpcmáx	θpc0
[rpm]	[Kg]	[Pa]	--	--	[Pa]	--	[mm]	--	[mm]	[°]	[°]	[°]
1000	1,5	4087,5	0,361	0,5	8175,00	0,67	1,34	0,33	0,66	67	14,4	97
1000	1,75	4768,75	0,309	0,49	9732,14	0,622	1,244	0,378	0,756	64	15,6	92,2
1000	2	5450	0,270	0,48	11354,17	0,6	1,2	0,4	0,8	63	16,3	91
1000	2,25	6131,25	0,240	0,475	12907,89	0,575	1,15	0,425	0,85	61	16,8	88,5
1000	2,5	6812,5	0,216	0,465	14650,54	0,54	1,08	0,46	0,92	58,5	17,4	86,5
1000	2,75	7493,75	0,197	0,455	16469,78	0,52	1,04	0,48	0,96	57,8	17,8	84
1000	3	8175	0,180	0,45	18166,67	0,498	0,996	0,502	1,004	56	18	83

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

4.1.1.1. Resultados.

4.1.1.1.1. Carga vs presiones.

Figura 4.1. Carga vs presión máxima en la capa de lubricante y presión sobre el área efectiva



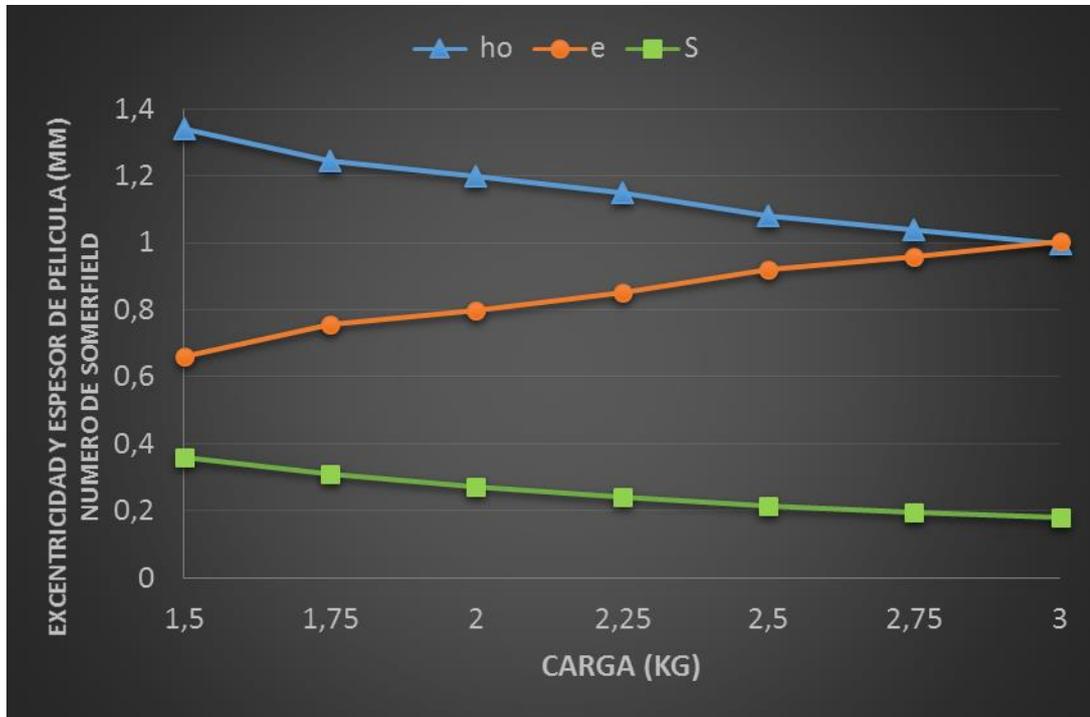
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

De la figura 4.1., se concluye lo siguiente:

- Al aumentar la carga en el cojinete, la presión máxima ejercida sobre la capa de lubricante aumenta
- Al aumentar la carga en el cojinete, la presión ejercida sobre el área efectiva en contacto aumenta.
- La relación entre presión sobre la capa de lubricante y la presión sobre la el área efectiva en contacto tiende a aumentar linealmente si se aumenta la carga.

4.1.1.1.2. Carga vs Sommerfield, excentricidad y espesor mínimo de lubricante.

Figura 4.2. Gráfica de carga vs Sommerfield, excentricidad y espesor mínimo de lubricante



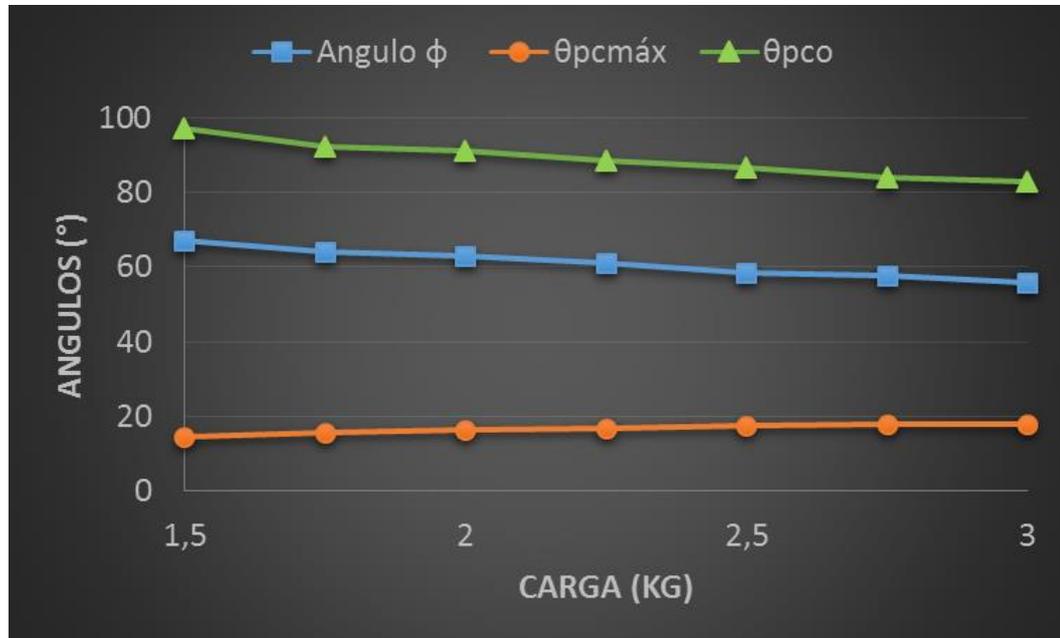
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

De la figura 4.2. se concluye lo siguiente:

- A mayor carga, el número de Sommerfield y el espesor de película de lubricante tienden a disminuir. Un número de Sommerfield pequeño, da como resultado una capa de lubricante más delgada en el punto de contacto del buje con el muñón.
- A mayor carga, la excentricidad entre el buje y el muñón tiende a aumentar. Este aumento de excentricidad se produce debido a que un cojinete muy cargado tiene un espesor de película de lubricante muy delgado.

4.1.1.1.3. Velocidad vs ángulo φ , θ_{p0} y $\theta_{pcm\acute{a}x}$.

Figura 4.3. Gráfica de carga vs ángulos de presión mínima, presión máxima y holgura mínima.



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

De la figura 4.3. se concluye lo siguiente:

- Si el ángulo de presión máxima aumenta, los ángulos θ_0 y φ disminuyen. Debido a esto, la curva de distribución de presiones obtenida alrededor del cojinete se presenta en una menor longitud de arco.
- El ángulo φ en el que se presenta el espesor mínimo de lubricante, está presente entre la zona de presión máxima y presión mínima. Por lo tanto se concluye que la presión máxima no se presenta en el espacio de menor holgura.

4.1.2. Ensayo a carga constante y velocidad variable.

Mediante cálculos en Excel, utilizando las gráficas de Raymond y Boyd y expuestas en el anexo 4 conjuntamente con los valores de la tabla 4.1 se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 4.3. Ensayos teóricos realizados con carga constante y velocidad variable

PARÁMETROS DE DISEÑO				RESULTADOS TEÓRICOS OBTENIDOS DE LAS GRÁFICAS DE RAIMONDI Y BOYD								
N=variable; W=constante		$P = \frac{W_T}{2r_l}$	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\mu N}{P}$	ANEXO 4.3		ANEXO 4.1				ANEXO 4.2	ANEXO 4.4	
N	W	P	S	P/Pcmáx	Pcmáx	h0/c	ho>0,614	ε=e/c	e	φ	θpcmáx	θpc0
[rpm]	[Kg]	[Pa]	--	--	[Pa]	--	[mm]	--	[mm]	[°]	[°]	[°]
500	1,6	4360	0,169	0,447	9753,91	0,481	0,962	0,519	1,038	53,8	18	82,2
750	1,6	4360	0,254	0,479	9102,30	0,582	1,164	0,418	0,836	61,6	16,6	90
1000	1,6	4360	0,338	0,498	8755,02	0,65	1,3	0,35	0,7	66	15	94,8
1250	1,6	4360	0,423	0,512	8515,63	0,72	1,44	0,28	0,56	70	13,5	100
1500	1,6	4360	0,507	0,522	8352,49	0,741	1,482	0,259	0,518	71,6	11,7	104
1750	1,6	4360	0,592	0,528	8257,58	0,778	1,556	0,222	0,444	72,8	10	107
2000	1,6	4360	0,676	0,532	8195,49	0,8	1,6	0,2	0,4	74,2	8,5	114

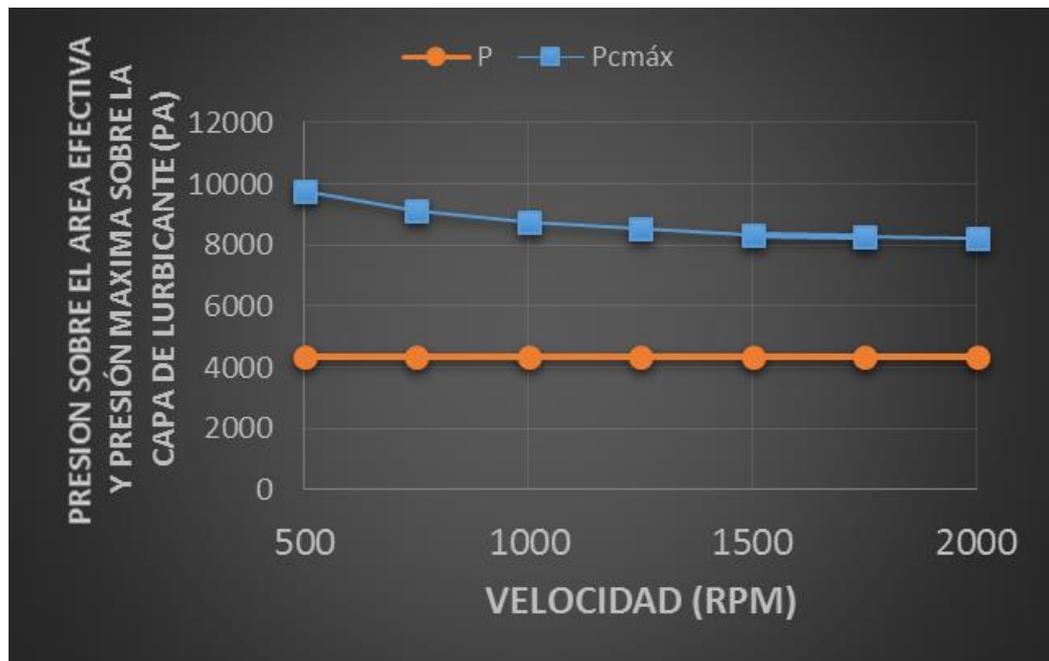
Fuente: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Importante: Estos ensayos serán utilizados posteriormente para establecer una relación entre lo teórico y experimental obtenido con el equipo construido.

4.1.2.1. Resultados.

4.1.2.1.1. Velocidad vs presiones.

Figura 4.4. Velocidad vs presión máxima en la capa de lubricante y presión sobre el área efectiva



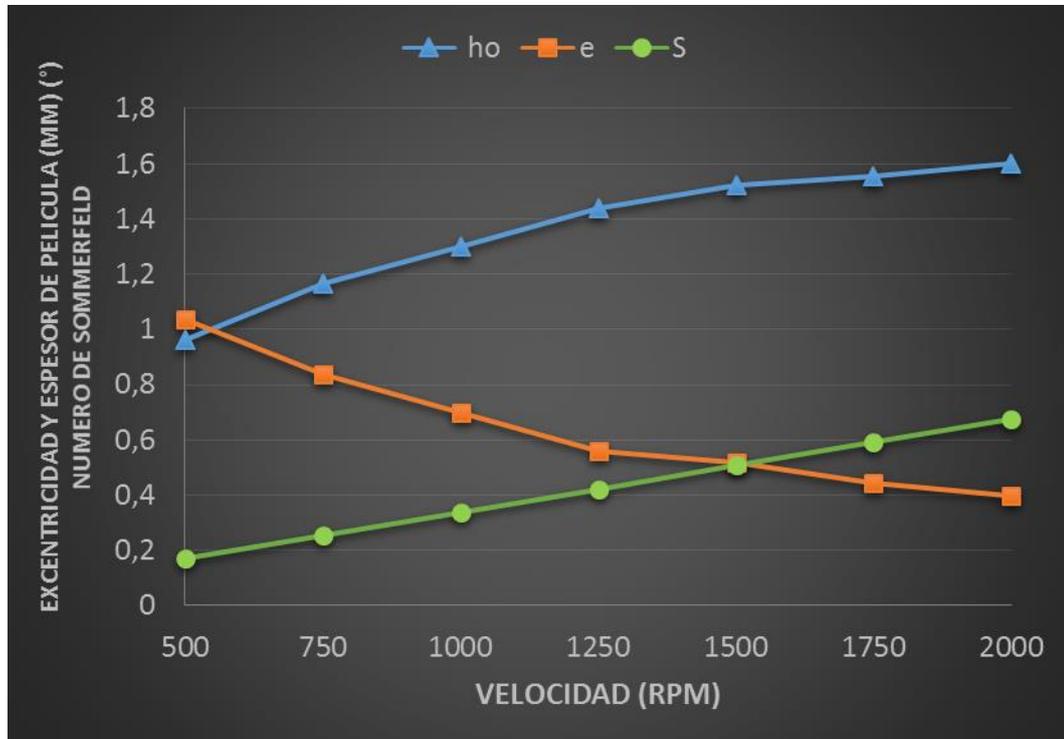
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

De la figura 4.4. se concluye lo siguiente:

- Al aumentar la velocidad del muñón, la presión ejercida sobre el área efectiva en contacto se mantiene constante. Esto ocurre debido a que dicha presión depende exclusivamente de la carga en el cojinete sobre el área efectiva la cual es constante en el ensayo propuesto.
- Al aumentar la velocidad del muñón y manteniendo la carga, la presión máxima ejercida sobre la capa de lubricante disminuye.

4.1.2.1.2. Velocidad vs Sommerfield, excentricidad y espesor mínimo de lubricante.

Figura 4.5. Velocidad vs presión máxima en la capa de lubricante y presión sobre el área efectiva



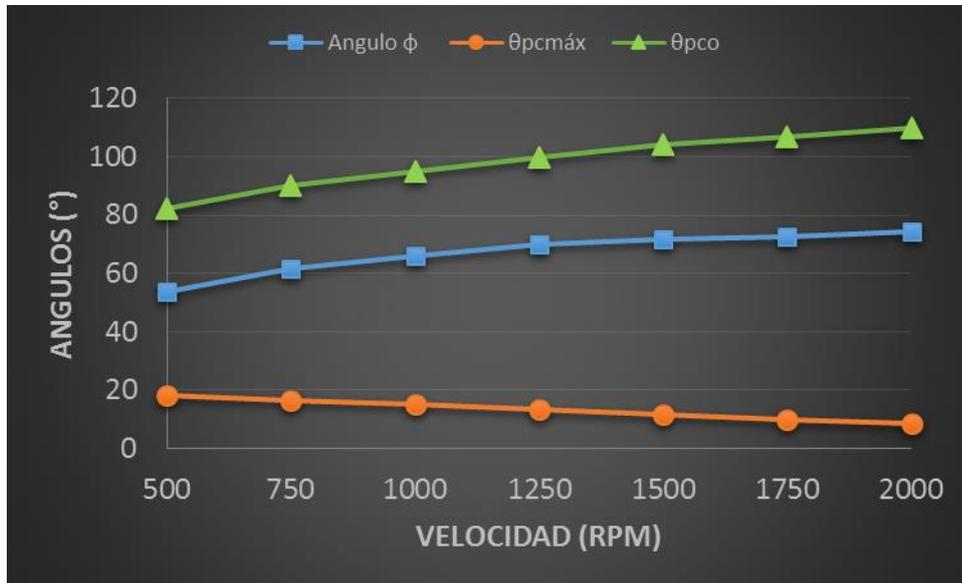
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

De la figura 4.5, se concluye lo siguiente:

- A mayor velocidad, el número de Sommerfeld y el espesor de película de lubricante tienden a aumentar. Un número de Sommerfeld grande, da como resultado una capa de lubricante de mayor espesor en el punto de contacto del buje con el muñón.
- A mayor velocidad, la excentricidad entre el buje y el muñón tiende a disminuir. Esto se produce debido a que un cojinete que gira a mayores revoluciones tiende a planear sobre el lubricante ya que el espesor de película incrementa drásticamente.

4.1.2.1.3. Velocidad vs ángulo φ , θ_{p0} y $\theta_{P_{cm\acute{a}x}}$.

Figura 4.6. Gráfica de velocidad vs ángulos



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

De la figura 4.6. se concluye lo siguiente:

- Si el ángulo $\theta_{P_{cm\acute{a}x}}$ disminuye, los ángulos θ_{pc0} y φ aumentan. Debido a esto, la curva de distribución de presiones obtenida alrededor del cojinete, se presenta en una mayor longitud de arco.
- El ángulo φ en el que se presenta el espesor mínimo de lubricante, se encuentra entre la zona de presión máxima y presión mínima. Por lo tanto se concluye que la presión máxima no se presenta en el espacio de menor holgura.

4.2. Resultados experimentales

La curva de presiones en la capa de lubricante formada alrededor del cojinete, se puede demostrar únicamente mediante datos obtenidos experimentalmente. Esto es debido a que no existe método alguno que permita calcular las presiones que se forman en los diferentes puntos del cojinete con excepción de la presión máxima y mínima.

4.2.1. Ecuaciones utilizadas para los experimentos.

4.2.1.1. Carga total.

La ecuación 4.2 se utiliza para calcular la carga total aplicada sobre el cojinete.

$$WT = Wa + Wb$$

Donde: Wa = Carga adicional (N)
 Wb = Carga inicial del buje (N)
 WT = Carga total aplicada (N)

4.2.1.2. Altura total hidrostática.

La ecuación 4.1 se utiliza para calcular las alturas hidrostáticas de aceite obtenidas en cada una de las 12 mangueras. Dichas alturas se representan en la figura 4.7.

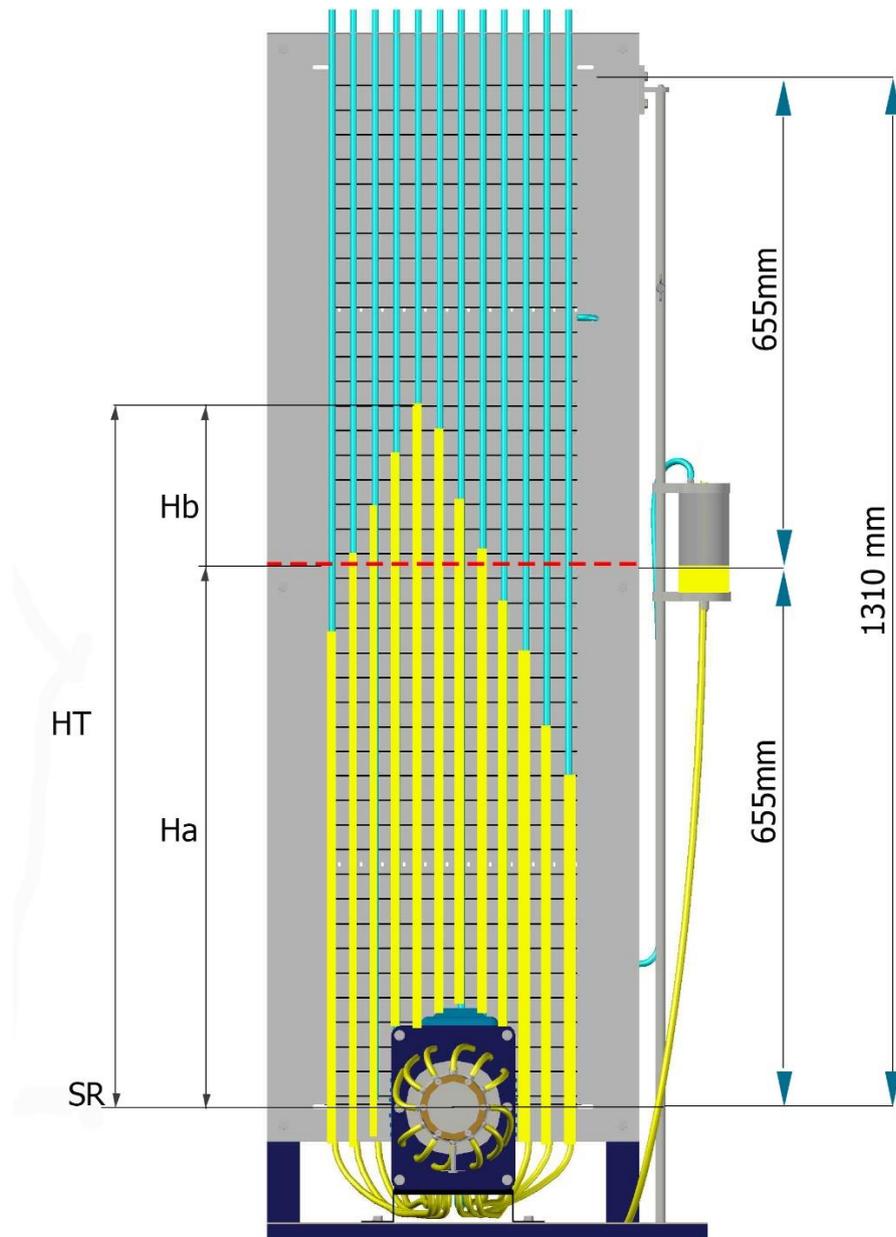
$$HT = Ha + Hb \tag{4.1}$$

Donde: Ha = Altura desde el sistema de referencia. Por facilidad va desde el centro del cojinete hasta el nivel de altura de aceite inicial en las mangueras [m]

Hb = Altura desde el nivel de altura de aceite inicial hasta las alturas obtenidas en cada manguera [m]. (Puede ser positiva o negativa).

HT = Altura total de aceite para calcular la presión hidrostática [m]

Figura 4.7. Alturas a tomarse en cuenta para obtener HT



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

4.2.1.3. Presión hidrostática.

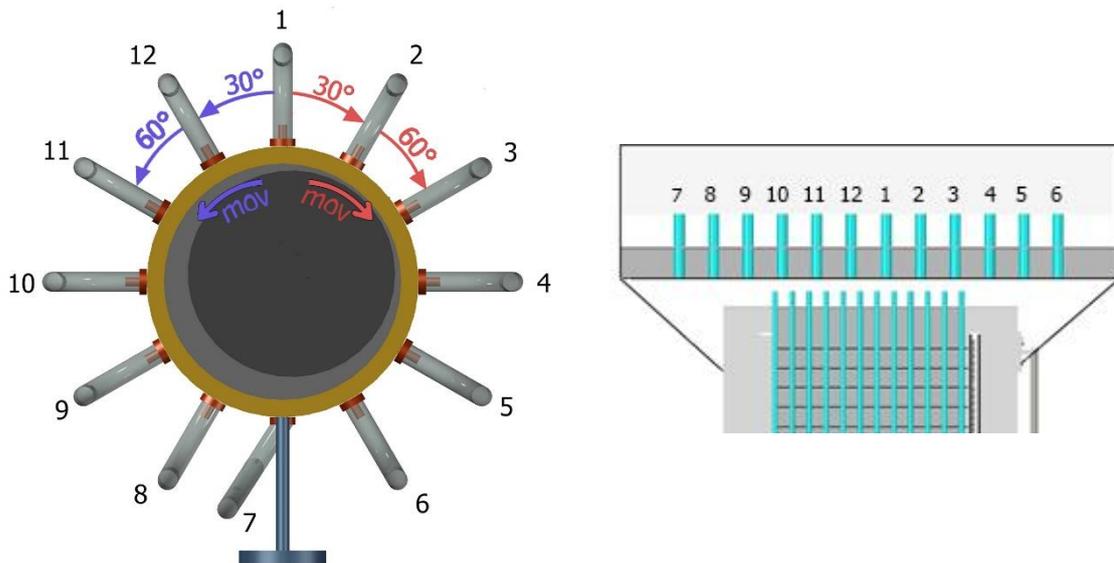
La presión resultante se calcula en base a las alturas hidrostáticas HT obtenidas en cada tubo mediante la ecuación de presión hidrostática 3.9 expuesta en el capítulo 3.

$$P_c = d \cdot g \cdot hc \quad (4.3)$$

Donde: P_c = Presión de cada uno de los 12 puntos del cojinete [Pa]
 d = Densidad del lubricante [Kg/m³]
 g = Gravedad [m/s²]
 hc = Altura hidrostática en cada uno de los 12 puntos del cojinete [m]

El orden de las tomas de presión distribuidas alrededor del cojinete en función de sus ángulos se presentan en la figura 4.8. Cabe recalcar que la posición de los ángulos depende del sentido de giro del muñón.

Figura 4.8. Distribución de presiones alrededor del cojinete y en el panel de tubos



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

4.2.2. Toma de datos

Se realizan 3 ensayos a velocidad variable y carga constante, los cuales se presentan en las tablas 4.4, 4.5 y 4.6. Se deben tomar en cuenta las ecuaciones de la sección 4.2 para llenar la tabla conjuntamente con los datos obtenidos en los ensayos realizados.

Tabla 4.4. Resultados obtenidos experimentalmente en el ensayo 1 a 500 rpm y 1,6 kg

ENSAYO N°1				
Velocidad:	[RPM]	500		
Sentido de giro:	H/AH	Horario		
Peso del Buje: (Wb)	[Kg]	1,6		
Carga adicional: (Wa)	[Kg]	0		
Carga total: (WT)	[N]	15,696		
Densidad (Lub.):	[Kg/m3]	902 (Aceite SAE 30)		
Altura desde SR. (Ha)	[m]	0,655		
TOMA DE DATOS				
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión
	[°]	[m]	[m]	[Pa]
1	0°/360°	0,382	1,037	9176,019
2	30°	0,456	1,111	9830,817
3	60°	0,167	0,822	7273,566
4	90°	-0,214	0,441	3902,241
5	120°	-0,226	0,429	3796,058
6	150°	-0,234	0,421	3725,269
7	180°	-0,167	0,488	4318,127
8	210°	-0,07	0,585	5176,443
9	240°	0,006	0,661	5848,938
10	270°	0,077	0,732	6477,190
11	300°	0,152	0,807	7140,836
12	330°	0,251	0,906	8016,850

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Tabla 4.5. Resultados obtenidos experimentalmente en el ensayo 2 a 1000 rpm y 1,6 kg

ENSAYO N°2				
Velocidad:	[RPM]	1000		
Sentido de giro:	H/AH	Horario		
Peso del Buje: (Wb)	[Kg]	1,6		
Carga adicional: (Wa)	[Kg]	0		
Carga total: (WT)	[N]	15,696		
Densidad (Lub.):	[Kg/m3]	902 (Aceite SAE 30)		
Altura desde SR. (Ha)	[m]	0,655		
TOMA DE DATOS				
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión
	[°]	[m]	[m]	[Pa]
1	0°/360°	0,346	1,001	8857,469
2	30°	0,336	0,991	8768,982
3	60°	0,229	0,884	7822,180
4	90°	-0,008	0,647	5725,057
5	120°	-0,217	0,438	3875,696
6	150°	-0,274	0,381	3371,324
7	180°	-0,209	0,446	3946,485
8	210°	-0,106	0,549	4857,892
9	240°	0,004	0,659	5831,241
10	270°	0,11	0,765	6769,194
11	300°	0,2	0,855	7565,570
12	330°	0,289	0,944	8353,097

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Tabla 4.6. Resultados obtenidos experimentalmente en el ensayo 3 a 1500 rpm y 1,6 kg

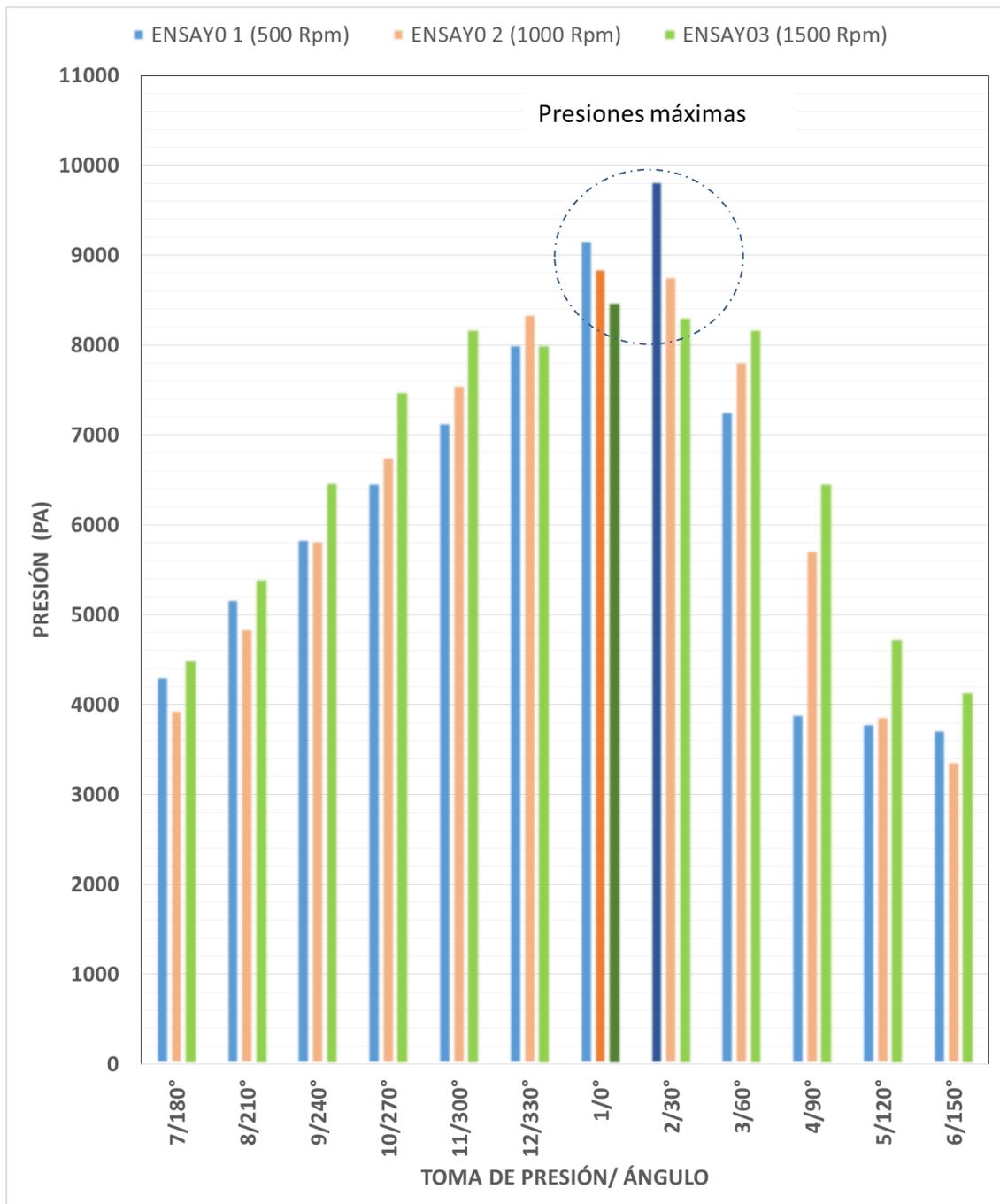
ENSAYO N°3				
Velocidad:	[RPM]	1500		
Sentido de giro:	H/AH	Horario		
Peso del Buje: (Wb)	[Kg]	1,6		
Carga adicional: (Wa)	[Kg]	0		
Carga total: (WT)	[N]	15,696		
Densidad (Lub.):	[Kg/m3]	902 (Aceite SAE 30)		
Altura desde SR. (Ha)	[m]	0,655		
TOMA DE DATOS				
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión
	[°]	[m]	[m]	[Pa]
1	0°/360°	0,304	0,959	8485,827
2	30°	0,285	0,94	8317,703
3	60°	0,27	0,925	8184,974
4	90°	0,076	0,731	6468,341
5	120°	-0,119	0,536	4742,860
6	150°	-0,186	0,469	4150,003
7	180°	-0,146	0,509	4503,948
8	210°	-0,044	0,611	5406,507
9	240°	0,077	0,732	6477,190
10	270°	0,191	0,846	7485,933
11	300°	0,27	0,925	8184,974
12	330°	0,25	0,905	8008,001

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

4.2.2.1 Valores obtenidos en el panel de tubos manométricos.

En la figura 4.9 se representan mediante una gráfica de columnas, las alturas hidrostáticas obtenidas en los 3 ensayos realizados en el equipo de lubricación hidrodinámica.

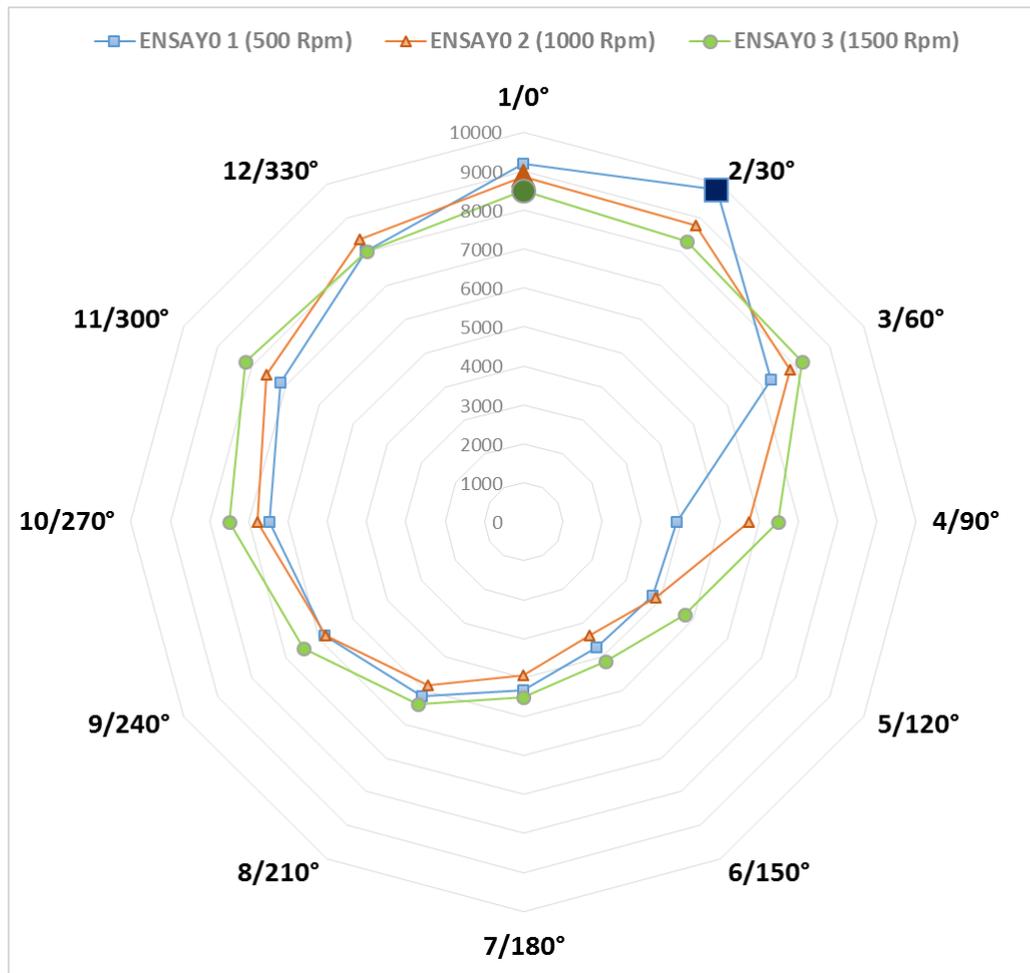
Figura 4.9. Alturas hidrostáticas obtenidas en los 3 ensayos experimentales.



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Se puede observar como varía la presión alrededor del cojinete en los ensayos experimentales gracias a las 12 tomas de presión colocadas alrededor del buje. Estas presiones se representan mediante una gráfica radial, misma que se indica en la figura 4.10. Además se interpreta la presión mínima en el gráfico 4.11.

Figura 4.10. Grafica radial de las presiones obtenidas los ensayos experimentales



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

De las gráficas obtenidas se concluye lo siguiente:

- A menor velocidad y con carga constante, la presión máxima dentro del cojinete aumenta.
- Experimentalmente se observó como el muñón tiende a centrarse en el buje al aumentar la velocidad. A mayor velocidad, menor excentricidad.

- El colchón de lubricante entre el buje y el muñón, tiene mayor espesor al aumentar la velocidad y mantener la carga.
- Los ángulos de presión máxima para los 3 casos se mantienen entre los 0° y 30° tomando en cuenta el sentido horario del giro del muñón.
- La presión mínima se presenta entre los 180° y los 150° tomando en cuenta el sentido horario del giro del muñón.
- El colchón de lubricante siempre se mantiene en altas y bajas velocidades.
- Las alturas hidrostáticas de aceite no sobrepasan los límites superior ni inferior del panel de tubos.

4.3 Relación entre ensayos teóricos y experimentales.

Se puede realizar un análisis entre la teoría y la práctica para comparar resultados y obtener la eficiencia de la máquina. Las variables a ser analizadas se toman de acuerdo a las que son posibles de obtener en ensayos experimentales y teóricos.

Para realizar una comparación se eligen los datos teóricos y experimentales a carga constante y carga variable.

De la tabla de resultados teóricos 4.3 y las tablas de resultados experimentales 4.4, 4.5, 4.6, se obtiene la siguiente tabla:

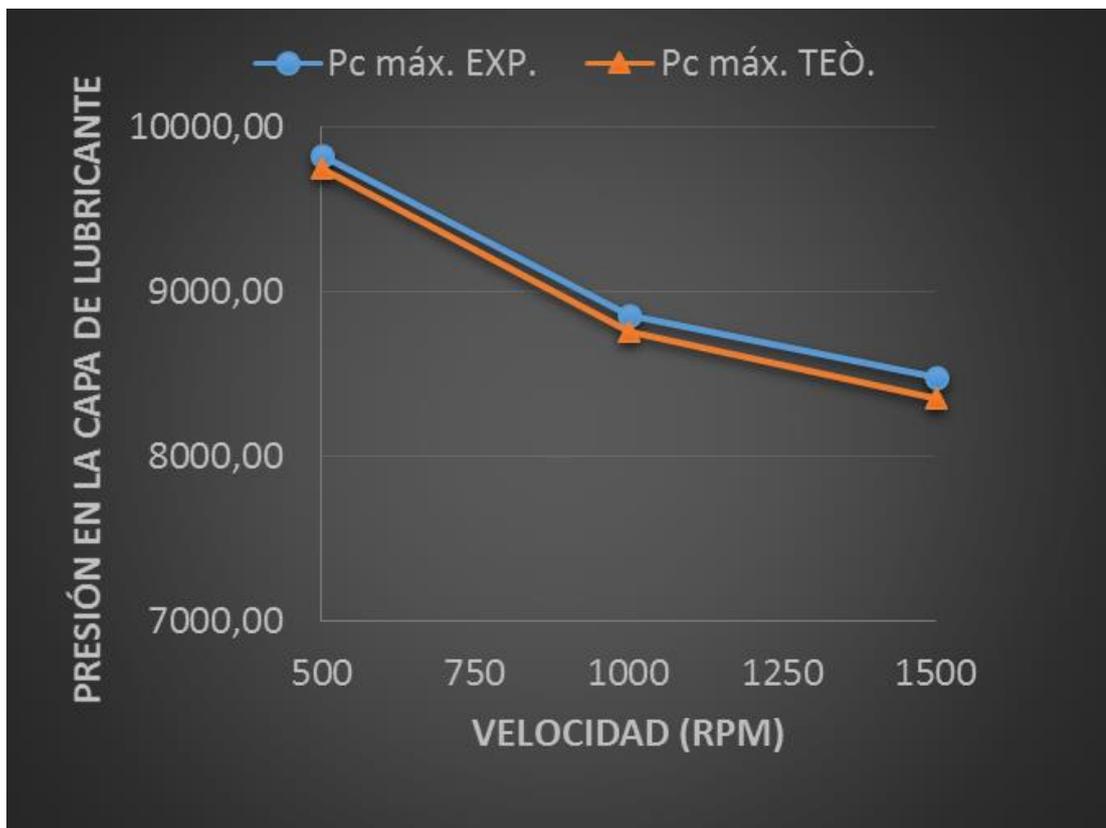
Tabla 4.7. Resultados teóricos y experimentales a velocidad variable y carga constante

PARÁMETROS SIMILARES TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES		PRESIÓN MÁXIMA EN LA CAPA DE LUBRICANTE		PRESIÓN MÁXIIIMA EN LA CAPA DE LUBRICANTE		PRESIÓN MÍNIMA EN LA CAPA DE LUBRICANTE	
N	WT	Pc máx. EXP.	Pc máx. TEÒ.	$\theta_{p_{CM} \max. EXP.}$	$\theta_{p_{CM} \max. TEÒ.}$	$\theta_{p_{C0. EXP.}$	$\theta_{p_{C0. TEÒ.}$
[rpm]	[Kg]	[Pa]	[Pa]	[°]	[°]	[°]	[°]
500	1,6	9830,82	9753,91	30	18	150	82
1000	1,6	8857,47	8755,02	0	15	150	94,8
1500	1,6	8485,83	8352,49	0	11,7	150	104

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

4.3.1. Presión máxima en la capa de lubricante ($P_{cmáx}$)

Figura 4.11. Resultados teóricos y experimentales a velocidad variable y carga constante



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Conclusiones de la comparación teórico- experimental:

- Las presiones obtenidas tienden a acercarse para ambos casos.
- Al convertir en Psi se observa que las diferencias de presión son mínimas ya que el pascal es una unidad muy pequeña.
- Los ángulos teóricos están por debajo de los 30° obtenidos experimentalmente. Esto ocurre porque la apreciación experimental en el equipo es cada 30° mientras que en la teoría se obtienen ángulos más precisos.
- Al aumentar la velocidad, el ángulo de presión máxima en la capa de lubricante disminuye para ambos casos.
- Los resultados obtenidos varían de una forma similar pero con diferentes valores.
- El ángulo donde se tiene la presión mínima varía mucho en comparación a lo obtenido teóricamente.

Importante: Se concluye que los resultados experimentales se acercan a los teóricos en cuanto a la presión en la capa de lubricante se refiere, mientras que los ángulos no se acercan debido a la apreciación angular que tiene el equipo. El equipo de ensayos de lubricación está enfocado en la fenomenología y la visualización. Por motivos didácticos se busca que el equipo de ensayos permita a los estudiantes apreciar la curva de presiones producida dentro del cojinete, cuyo propósito se cumple satisfactoriamente.

Los cojinetes reales son diseñados con holguras de 1/1000, en los que la temperatura del lubricante se eleva drásticamente durante su funcionamiento. El equipo de ensayos ha sido diseñado con una holgura exagerada mayor a 1/10 por lo que no se aprecia un incremento de temperatura que influya en los resultados teóricos obtenidos. Por esta razón se obtienen resultados cualitativos adecuados pero que cuantitativamente difieren de los teóricos en algunas de sus variables encontradas.

4.4. Eficiencia de la máquina

La eficiencia de la máquina viene dada por la ecuación:

$$Eficiencia = \frac{Datos\ Experimentales}{Datos\ Teóricos}$$

En base a los resultados teóricos y experimentales de la sección 4.3.1 se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 4.8. Ensayos experimentales vs teóricos de Pc máxima.

Ensayo a 500 rpm; 1,5 kg		
Pc máx. EXPERIMENTAL.	[Pa]	8857,47
Pc máx. TEÓRICA	[Pa]	8755,02
Error	[%]	1,0117

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Se procede a calcular la eficiencia en función de los resultados experimentales y teóricos obtenidos de $P_{cmàx}$:

$$Eficiencia = \frac{8857,47 Pa}{8755,02 Pa}$$

$$Eficiencia = 98,98\%$$

El equipo de ensayos es altamente eficiente para el propósito de conocer las presiones que se generan en un cojinete hidrodinámico.

CAPÍTULO 5

COSTOS

5.1. Introducción

En el presente capítulo se exponen los valores desembolsados para la construcción total del equipo de ensayos de lubricación hidrodinámica. Estos valores son detallados según los siguientes criterios:

- Materiales e insumos.
- Costo de mecanizado y mano de obra.
- Costo del tablero electrónico y mano de obra.
- Costos indirectos.
- Costos totales.

5.1.1. Materiales e insumos.

Es todo aquello que se necesita para la fabricación de la máquina. Para esto, se toma en cuenta los costos y la disponibilidad en el mercado de la materia prima y materiales normalizados, buscando siempre lo más factible para la construcción del equipo.

En la tabla 5.1. se presentan los rubros destinados a los materiales e insumos

Tabla 5.1. Costo de materiales e insumos

Item	Detalle	Cantidad	Especificaciones	Valor Unitario	Valor total
Aceite	Lubricante Sae 30	1	1 litro	\$ 5,00	\$ 5,00
Acero 1018	Para base de portapesas	1	50x30x1,5 mm	\$ 3,00	\$ 3,00
Acero 1018	Brasos de portapesas	2	Ø 13x 90mm	\$ 3,00	\$ 6,00
Acero SAE 1018	Muñón	1	Ø 63x 340 mm	\$ 40,00	\$ 40,00
Acero SAE 1018	Soportes de rodamientos	2	Ø 121x 30 mm	\$ 40,00	\$ 80,00
Acero SAE 1018	Platos de junta de expansión	2	Ø 85X30 mm	\$ 25,00	\$ 50,00
Acople de mordaza	Para acople eje-motor	1	Ø25xØ14 mm	\$ 60,00	\$ 60,00
Anilla de retención	Para el eje	1	Ø 30x1,5 mm	\$ 2,50	\$ 2,50
Anillas de retención	Para los rodamientos	2	Ø 62x1,5 mm	\$ 2,50	\$ 5,00
Arandela plana	Varias aplicaciones	26	6N	\$ 0,15	\$ 3,90
Arandela plana	Varias aplicaciones	4	8N	\$ 0,25	\$ 1,00
Bronce SAE 40	Buje	1	Ø 83x 72 mm	\$ 80,00	\$ 80,00
Caucho	Para absorver vibraciones de motor	1	144x60x9 mm	\$ 2,00	\$ 2,00
Chaveta	Para el motor	1	20x20x5 mm	\$ 0,50	\$ 0,50
Colector	Para distribucion de aceite	1	Ø60X140 mm	\$ 40,00	\$ 40,00
Conexión espiga	Para manguera de entrada de aceite	2	Ø1/8 x 5/16 pulg.	\$ 2,00	\$ 4,00
Junta de expansión	Para libre movimiento del buje	1	Ø 58X41 mm	\$ 5,88	\$ 5,88
Manguera	Circulación de aceite	1	Ø 1/4" x 3m	\$ 8,04	\$ 8,04
Manguera	Circulación de aceite	1	Ø 3/16" x 35m	\$ 20,63	\$ 20,63
Perfil L	Para soporte del motor	1	50x50x2,5 mm	\$ 10,00	\$ 10,00
Perno cabeza exagonal	Paras sujetar panel de tubos	6	M6x1x55 mm	\$ 0,25	\$ 1,50
Perno de cabeza exagonal	Para sujetar el bastidor	2	M8x1,25x25 mm	\$ 0,30	\$ 0,60
Perno exagonal	Varias aplicaciones	24	M6x 1x25 mm	\$ 0,20	\$ 4,80
Pernos cabeza exagonal	Para sujetar el motor al soporte	4	M8x1,25x15 mm	\$ 0,25	\$ 1,00
Plancha acero	Bastidor	1	610x160x4 mm	\$ 30,00	\$ 30,00
Plancha de acero	Mesón	1	1000x600x3mm	\$ 60,00	\$ 60,00
Electrodo 6011	Construccion del equipo	3	-	\$ 3,00	\$ 9,00
Plancha de acrílico	Parte frontal del panel de tubos	1	1650x450x20 mm	\$ 100,00	\$ 100,00
Cinta metrica	Para el panel de tubos	2	3 m	\$ 1,00	\$ 2,00
Policarbonato	Tapa del buje	1	90X90X100 mm	\$ 4,00	\$ 4,00
Resorte	Retención del buje	1	Ø 10x41x1 mm	\$ 1,50	\$ 1,50
Retenedor de aceite	Plato de junta de expansión	1	AS 30x42x47 mm	\$ 2,50	\$ 2,50
Regatones	Patas de la mesa	4	40x40x40 mm	\$ 2,00	\$ 8,00
Riel	Para recorrer la cinta metrica	1	2m	\$ 5,00	\$ 5,00
Rodamientos	Para el muñón	2	SKF-6206- 2RSR	\$ 10,00	\$ 20,00
Terminales	Para el resorte	2	23x10,7x10 mm	\$ 0,30	\$ 0,60
Tomas de presión	Para el buje y mangueras	13	AM8	\$ 0,45	\$ 5,85
Tornillo cabeza cilíndrica	Varias aplicaciones	12	M5x12 mm	\$ 0,20	\$ 2,40
Tornillo cabeza cilíndrica	Varias aplicaciones	6	M5x20 mm	\$ 0,20	\$ 1,20
Tornillo cabeza de mariposa	Para ajustar el colector	1	M6x8 mm	\$ 0,30	\$ 0,30
Tornillo ranura en cruz	Para sujetar el resorte	1	M6x1x8 mm	\$ 0,14	\$ 0,14
Tubería pvc	Recirculación de aceite	1	Ø55x450 mm	\$ 3,00	\$ 3,00
Tubo cromado	Para soporte de colector	1	Ø12x1396mm	\$ 6,00	\$ 6,00
Tubo estructural	Mesa	3	40x40x 2mm	\$ 35,00	\$ 105,00
Tuerca exagonal	Para sujetar el bastidor	2	M8x1,25 mm	\$ 0,10	\$ 0,20
Tuerca exagonal	Paras sujetar panel de tubos	6	M6x1 mm	\$ 0,05	\$ 0,30
Vinil impreso	Parte intermedia del panel de tubos	1	1650x450 mm	\$ 15,00	\$ 15,00
Tiras plasticas de ajuste	Para varias aplicaciones	100	150 mm	\$ 0,02	\$ 2,00
				Subtotal	\$ 819,34
				12%iva	\$ 98,32
				Total	\$ 917,66

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

5.1.2. Costos de manufactura, mecanizados y acabados.

Estos costos hacen referencia a todos los procesos que son realizados mediante el uso de herramientas, maquinas herramientas, tratamientos superficiales y soldaduras, utilizados para la construcción del equipo de ensayos partiendo de la materia prima e insumos. Además se toma en cuenta la mano de obra para la construcción. Los valores cancelados por dichos procesos se presentan en la siguiente tabla:

Tabla: 5.2. Costos de manufactura, mecanizados y acabados

Item	Cantidad	Mecanizado	Mano de obra	Valor total
Bastidor	1	\$ 20,00	\$ 8,00	\$ 28,00
Buje	1	\$ 15,00	\$ 16,00	\$ 31,00
Mesa	1	\$ 150,00	\$ 150,00	\$ 300,00
Muñon	1	\$ 15,00	\$ 5,00	\$ 20,00
Panel de tubos manométricos	1	\$ 20,00	\$ 12,00	\$ 32,00
Platos de junta de expansión	2	\$ 10,00	\$ 15,00	\$ 25,00
rectificado del muñon	1	\$ 15,00	\$ 5,00	\$ 20,00
Portapesas	1	\$ 12,00	\$ 6,00	\$ 18,00
Soporte del motor	1	\$ 5,00	\$ 4,00	\$ 9,00
Soportes de rodamientos	2	\$ 25,00	\$ 20,00	\$ 45,00
Tapa del buje	1	\$ 5,00	\$ 3,00	\$ 8,00
Tomas de presión	13	\$ 5,00	\$ 7,00	\$ 12,00
tubería recirculacion de aceite	1	\$ 3,00	\$ 2,00	\$ 5,00
Zincado de varias piezas	1	\$ 30,00		\$ 30,00
Recubrir con pintura electrostática	1	\$ 50,00		\$ 50,00
			Subtotal	\$ 633,00
			12% IVA	\$ 75,96
			Total	\$ 708,96

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

5.1.3. Costo del tablero electrónico

Corresponden al costo de los elementos utilizados en la parte electrónica y eléctrica para el equipo de ensayos. Estos se presentan en la tabla 5.3. junto con el costo de mano de obra para la conexión y configuración del mismo.

Tabla: 5.3. Costos del equipo eléctrico y electrónico

Item	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Variador de frecuencia, 0,5 Hp, trifásico	1	\$ 191,27	\$ 191,27
Gabinete metálico 400x300x200mm	1	\$ 55,52	\$ 55,52
Puerta interna abatible	1	\$ 21,18	\$ 21,18
Luz piloto led verde 220 v	1	\$ 1,30	\$ 1,30
Luz piloto led rojo 220 v	1	\$ 1,30	\$ 1,30
Selector de 3 posiciones	1	\$ 1,81	\$ 1,81
Bloque de contactos	4	\$ 0,54	\$ 2,16
Pulsador hongo 60 mm con retención	1	\$ 2,26	\$ 2,26
Bloque de contactos NC	1	\$ 0,54	\$ 0,54
Pulsador al raz metálico rojo	1	\$ 1,42	\$ 1,42
Pulsador al raz metálico verde	1	\$ 1,42	\$ 1,42
Motor trifásico de 1/2 Hp	1	\$ 225,00	\$ 225,00
Mano de obra	-	\$	100,00
		Subtotal	\$ 605,18
		12% Iva	\$ 72,62
		Total	\$ 677,80

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

5.3.4. Costos indirectos.

Son aquellos que vienen dados por detalles complementarios, imprevistos presentados y una manufactura incorrecta durante el proceso de construcción del equipo de ensayos. Estos se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 5.4. Costos indirectos

Item	Costo
Materia prima indirecta	\$ 45,00
Maquinado indirecto	\$ 50,00
Imprevistos	\$ 100,00
Transporte del equipo	\$ 60,00
Total	\$ 210,00

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

5.1.5. Costo total.

Es la sumatoria de todos los costos presentados en las secciones anteriores. El valor total para la construcción del equipo de ensayos se presenta en la siguiente tabla.

Tabla 5.5. Costo total del equipo de ensayos.

Item	Costo
Materiales e insumos	\$ 917,66
manufactura, mecanizados y aca	\$ 708,96
Tablero electrónico	\$ 693,20
Costos indirectos	\$ 210,00
Total	\$ 2.529,82

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

El valor total del equipo de ensayos de lubricación hidrodinámica es de 2529,66 dólares americanos.

CONCLUSIONES

La alternativa seleccionada en el capítulo 2, cumplió con el objetivo de mostrar la curva de presión que se genera en varios puntos alrededor del cojinete. Esto nos permitió realizar diferentes ensayos al aplicar distintas cargas a distintas velocidades para obtener diferentes curvas de presión.

La temperatura del cojinete en funcionamiento no llega a sobrepasar los 25 °C, por lo que se concluye que la viscosidad elegida del lubricante SAE 30 para los ensayos de lubricación hidrodinámica es la adecuada.

Los resultados obtenidos en el equipo de ensayos tienden a acercarse a los obtenidos teóricamente, sin embargo no llegan a ser exactos. Esto ocurre debido a la holgura exagerada que se eligió para el equipo de ensayos. Los cojinetes usualmente se diseñan con holguras de 1/1000 mientras que nuestro equipo está diseñado con una holgura superior a 1/10 por motivos didácticos.

La presiones hidrostáticas máximas obtenidas en el equipo de ensayos a una carga máxima de 2.2 kg fueron muy bajas debido a la holgura excesiva entre el buje y el muñón y a la alta viscosidad absoluta del aceite SAE 30 a 20° C.

Se comprobó experimentalmente que la máquina demora de 7 a 8 minutos en estabilizarse. Las columnas de aceite en el panel de tubos dejan de moverse transcurrido este tiempo. Sin embargo, cuando no se encera la máquina, este tiempo llega a ser mucho mayor.

El lubricante SAE 30 elegido, no presentó problemas de capilaridad al transportarse por las mangueras, sin embargo debido a su viscosidad tiende a demorar un rango entre 5 y 10 minutos en cumplir con la altura hidrostática por vasos comunicantes entre las mangueras y el colector.

Al colocar el colector a diferente altura, se genera un diferencial presión hidrostática en los tubos manométricos del equipo, la cual ayuda a que el nivel de

aceite en los mismos se iguale mucho más rápido. Esto es muy importante para encerrar la máquina.

El valor máximo de presión $P_{cmáx}$ en la capa de lubricante no se localiza en la ubicación del espesor mínimo h_0 , sino que está ubicada antes de la misma, en sentido opuesto a la dirección de giro. Conforme aumenta la carga, la posición de h_0 y la de $P_{cmáx}$ se van acercando, aunque no llegan a coincidir. Conforme la velocidad aumenta, ocurre lo contrario.

Gracias a los acabados que se proporcionó a las superficies del buje y el muñón, se comprobó que existe lubricación hidrodinámica y se forma un colchón de aceite entre las superficies aunque la velocidad sea baja. Esto se puede observar a través de la tapa de policarbonato construida para el buje.

Se concluye que la relación de dureza entre los materiales seleccionados para el cojinete es adecuada ya que no produce desgaste excesivo entre los mismos. No se presentan partículas de material depositados en el cojinete que puedan taponar las tomas de presión alrededor del buje.

RECOMENDACIONES

Para realizar los ensayos de laboratorio, se recomienda que el nivel de aceite en el colector quede alineado con la raya de color rojo ubicada en el panel. Esto evitará inconvenientes durante la ejecución de las prácticas en cuanto a sobrepasar los límites superior e inferior del panel de tubos manométricos.

Se recomienda utilizar aceites con diferente grado de viscosidad para realizar ensayos distintos a los propuestos en esta investigación. Para esto, se hace necesario instalar un sistema de drenaje y limpieza interior del equipo que permita un cambio de aceite en un corto período de tiempo.

Se recomienda realizar una investigación más profunda sobre la influencia de la temperatura y el cambio de viscosidad del aceite durante la lubricación hidrodinámica. Esto proporcionará un entendimiento más detallado sobre el tema de cojinetes hidrodinámicos y obtener resultados más precisos.

Este equipo de lubricación hidrodinámica puede ser utilizado para realizar ensayos de lubricación hidrostática siempre y cuando se le realicen las adaptaciones pertinentes al mismo. Se recomienda buscar información sobre el tema, e investigar las condiciones bajo las que se produce dicha lubricación.

No se espera obtener resultados teóricos y prácticos similares cuantitativamente ya que el equipo de ensayos es puramente didáctico y está enfocado en la visualización del fenómeno de la lubricación hidrodinámica. Esto es debido a la holgura exagerada que se utilizó en el equipo. Para obtener ensayos experimentales cercanos a lo teórico, se recomienda disminuir la holgura radial a valores cercanos a 1/1000 mm.

LISTA DE REFERENCIAS

- Albarracín, P. (2006). *Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz*, Cuarta ed., Colombia: Omega.
- Budynas, R. & Nisbett, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, Octava ed., McGraw-Hill.
- García, A., Hernández, D., & González, Y. (2011). Simulación de cojinetes de deslizamiento en turbogeneradores con empleo de la norma ISO 7902. *Revista Cubana de Ingeniería*.
- Hamrock, B., Schmid, S., & Jacobson, B. (2004). *Fundamentals of fluid film lubrication*, Segunda ed., Estados Unidos: Marcel Dekker.
- Kumar, K., Kumar, R., Kumar, H., & Sharma, M. (2013). Study on Effect of Surface Texture on the Performance of Hydrodynamic Journal Bearing. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*.
- Linares, O. (2011). *Tribología y mantenimiento proactivo*. Recuperado el 06 de noviembre de 2014 de:
<http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/friccion.pdf>
- Lsis (2011). *Variador de frecuencia familia Starvert*. Recuperado el 2 de febrero de 2015 de: <http://www.erhsa.com/pdf/variadores-ls.pdf>
- Ministerio de Apologética e Investigación Cristiana. (2010). *Deducción e Inducción*. Recuperado el 04 de julio de 2014 de:
<https://school.carm.org/amember/files/critico-demo/2.00-Logica/02.04-deduccioneinducccion.htm>
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*, Cuarta ed., México: Pearson Educación.
- Norton, R. (2011). *Diseño de máquinas*, Cuarta ed., México: Prentice Hall.

Promecol Ltda. (2014). *Bronce fosforado SAE 40*. Recuperado el 12 de diciembre de 2014 de: <http://54.84.219.185/~prom1266/wp-content/uploads/2013/05/SAE40broncefosforado.pdf>

Serway, R., & Jewett, J. (2008). *Física para ciencias e ingeniería*, Séptima ed. Vol. 1, México: Cengage Learning.

Sinagoglu, C. (2008). Effect of micro and macro pits of journal surface on radial pressure distribution of journal bearing. *Indian Journal of Engineering & Materials Sciences*.

Sumitec. (2012). *Acero grado maquinaria AISI 1018*. Recuperado el 21 de diciembre de 2014 de: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

Universidad Veracruzana. (2012). *Caracterización tribológica del par bronce-acero en un contacto anillo-bloque*. Recuperado el 08 de noviembre de 2014 de: <http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/32720/1/moravegajoel.pdf>

Widman, R. (2012). *Selección del aceite correcto para su auto*. Recuperado el 11 de octubre de 2014 de: <http://www.widman.biz/uploads/aceites.pdf>

ANEXOS

ANEXO 1. PRÁCTICAS DE LABORATORIO

Se presentan las posibles prácticas de laboratorio que podrán ser realizadas con el equipo de ensayos.

- La guía de práctica 1 se refiere al estudio de la lubricación hidrodinámica en un cojinete liso sometido a carga variable y a velocidad constante.
- La guía de práctica 2 se refiere al estudio de la lubricación hidrodinámica en un cojinete liso sometido a velocidad variable y carga constante.

GUÍA DE PRACTICA N° 1

Título: Estudio de la lubricación hidrodinámica en un cojinete liso sometido a carga variable y a velocidad constante.

1. OBJETIVO GENERAL

Observar mediante el uso del panel de tubos manométricos, la presión que se genera en la capa de aceite dentro de un cojinete liso.

2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Comprobar el principio de la lubricación hidrodinámica.
- Realizar la medición circunferencial de la distribución de presión en un cojinete hidrodinámico.

3. MARCO TEÓRICO

La lubricación hidrodinámica se consigue al suministrar un flujo continuo de lubricante en el punto de contacto del deslizamiento de un cojinete. Esto se realiza con el fin de formar una película completa de lubricante que evite la fricción por contacto entre la superficie del muñón y del bocín.

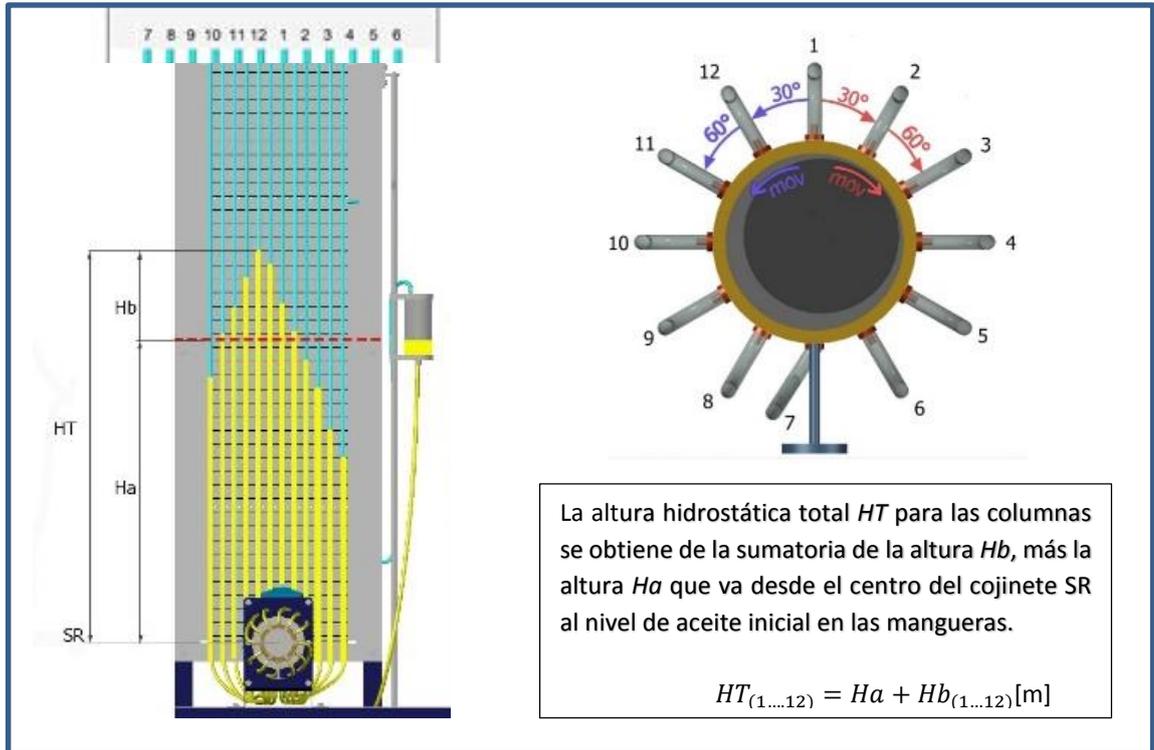
El equipo consiste de un eje que recibe el movimiento rotatorio de un motor trifásico de velocidad variable. Este muñón de longitud $l=60\text{ mm}$ se encuentra dentro de un bocín liso de diámetro $d=60\text{ mm}$ y separados por una holgura $c=2\text{ mm}$.

4. PROCEDIMIENTO

1. Nivelar el aceite en todas las mangueras a un punto cercano a la línea roja del panel. Esto se logra deslizando el colector de aceite (aflojar el prisionero).
2. Tomar la altura H_a desde el centro del cojinete al nivel establecido en el punto 1. (Debe ser similar para los 2 ensayos). Tomar nota en la tabla 1.
3. Colocar el cero de la cinta métrica al mismo nivel de aceite establecido en el punto 1.
4. Elegir un sentido de giro del motor y anotar los ángulos en la tabla 1. (tomar en cuenta la figura 1 para anotar los ángulos).
5. Elegir una velocidad mayor a 500 Rpm y arrancar el equipo.
6. Esperar un tiempo de estabilización (7 minutos), y leer las alturas positivas y negativas H_b obtenidas en los tubos. Tomar nota en la tabla 1-Ensayo 1.
7. Aplicar una carga extra W_a en el cojinete, esperar un periodo de tiempo (7 minutos), y leer nuevamente los valores. Tomar nota en la tabla 1- Ensayo 2.
8. Retirar los pesos adicionales sobre el cojinete, bajar la velocidad a cero y apagar el motor.
9. Calcular la presión de cada manguera en base a la ecuación de la presión hidrostática: $P=d*g*HT\text{ [Pa]}$

5. Alturas y tomas de presión

Figura 1. Alturas y Tomas de presión en el panel y el cojinete.



6. HOJA DE DATOS

Tabla 1. Tabla de resultados para 2 ensayos diferentes

TABLA DE DATOS										
Velocidad: (N)		[Rpm]								
Sentido de giro:		(Horario/Antihorario)								
Densidad del aceite SAE30:(d)		[Kg/m ³]								
Carga real del Buje: (Wb)		[kg]								
Altura hidrostática (Ha)		[m]								
ENSAYO N° 1					ENSAYO N° 2					
Carga adicional: (Wa)		[Kg]		Carga adicional: (Ca)		[Kg]				
Carga total: (WT=Wa+Wb)		[N]		Carga total: (CT=Ca+Cb)		[N]				
TOMA DE DATOS					TOMA DE DATOS					
Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	Tomas de presión	Ángulo	Hb	HT	Presión	
	[°]	[m]	[m]	[Pe]		[°]	[m]	[m]	[Pe]	
1	0°/360°				1	0°/360°				
2					2					
3					3					
4					4					
5					5					
6					6					
7					7					
8					8					
9					9					
10					10					
11					11					
12					12					

7. INFORME

7.1 Realizar gráficas radiales en Excel de la Presión vs el Ángulo para cada ensayo.

7.2 De las gráficas obtenidas, en los ensayos realice una tabla de resultados considerando los siguientes parámetros:

- Presión máxima de la película ($P_{Cmáx}$) y el ángulo donde se presenta ($\theta_{P_{Cmáx}}$):
- Presión mínima de la película (P_{C0}) y el ángulo donde se presenta ($\theta_{P_{C0}}$):

7.3 Comparar las gráficas de los 2 ensayos obtenidos y responder las siguientes preguntas:

7.3.1 ¿Qué sucede con la presión en la película de lubricante si se aumenta la carga en el cojinete? explique el por qué.

7.3.2 ¿Qué sucede con la excentricidad entre el muñón y el buje si se aumenta la carga del cojinete? explique el por qué.

8. Fundamentados en la tesis, calcular los siguientes parámetros para el ensayo 1:

Nota: Tomar en cuenta una viscosidad absoluta del aceite SAE 30 a 20°C de $\mu=0,393$ Pa.s

8.1) Factor l/d

8.3) Número de Sommerfield (S)

8.4) Espesor mínimo de película (h_o)

8.5) Aplicando las condiciones de Trumpler expuestas en la tesis, demostrar si h_o está dentro del rango para tener lubricación hidrodinámica para el segundo ensayo.

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10. ANEXOS

11. BIBLIOGRAFÍA

12. FIRMAS

GUÍA DE PRACTICA N° 2

Título: Estudio de la lubricación hidrodinámica en un cojinete liso sometido a carga constante y velocidad variable.

1. OBJETIVO GENERAL

Observar mediante el uso del panel de tubos manométricos, la presión que se genera en la capa de aceite dentro de un cojinete liso.

2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Comprobar el principio de la lubricación hidrodinámica.
- Realizar la medición circunferencial de la distribución de presión en un cojinete hidrodinámico al mantener la carga y variar la velocidad.

3. MARCO TEÓRICO

La lubricación hidrodinámica se consigue al suministrar un flujo continuo de lubricante en el punto de contacto del deslizamiento de un cojinete. Esto se realiza con el fin de formar una película completa de lubricante que evite la fricción por contacto entre la superficie del muñón y del bocín.

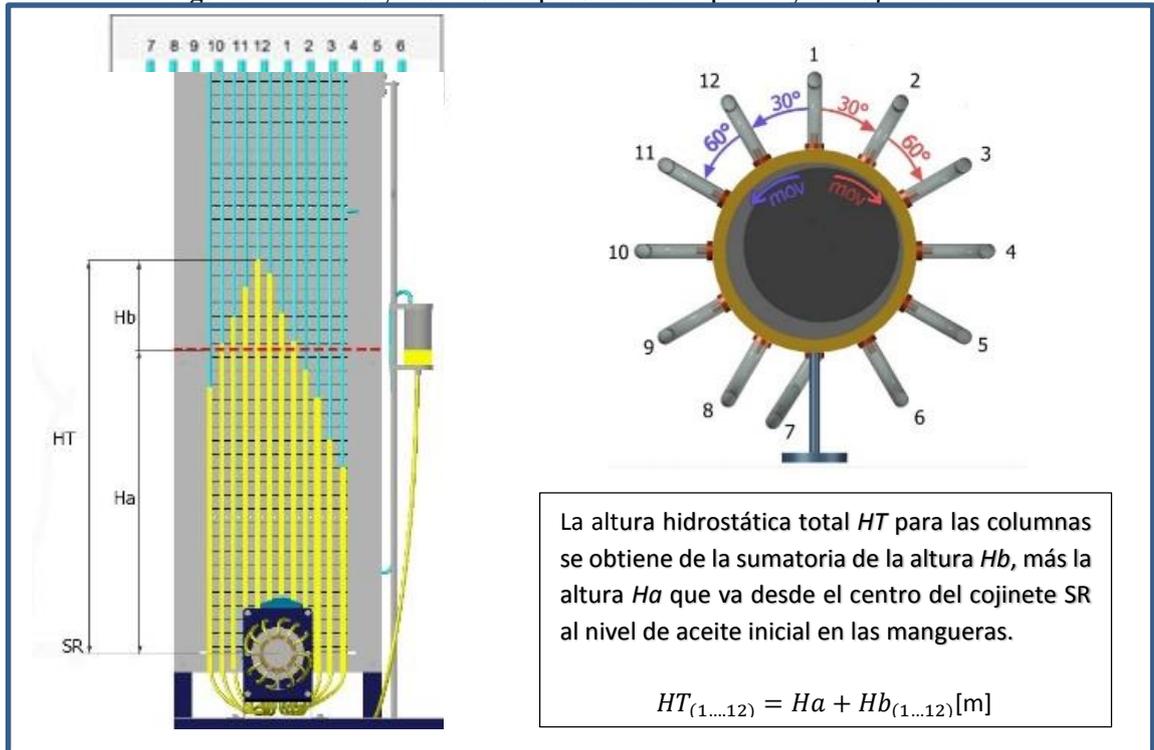
El equipo consiste de un eje que recibe el movimiento rotatorio de un motor trifásico de velocidad variable. Este muñón de longitud $l = 60 \text{ mm}$ se encuentra dentro de un bocín liso de diámetro $d = 60 \text{ mm}$ y separados por una holgura $c = 2 \text{ mm}$.

4. PROCEDIMIENTO

1. Nivelar el aceite en todas las mangueras a un punto cercano a la línea roja del panel. Esto se logra deslizando el colector de aceite (aflojar el prisionero).
2. Tomar la altura H_a desde el centro del cojinete al nivel establecido en el punto 1. (Debe ser similar para los 2 ensayos). Tomar nota en la tabla 1.
3. Colocar el cero de la cinta métrica al mismo nivel de aceite establecido en el punto 1.
4. Colocar una carga en el cojinete y anotar en la tabla 1.
5. Elegir un sentido de giro del motor y anotar los ángulos en la tabla 1. (tomar en cuenta los ángulos de la figura 1).
6. Elegir una velocidad mayor a 500 Rpm y arrancar el equipo.
7. Esperar un tiempo de estabilización (7 minutos), y leer las alturas positivas y negativas H_b obtenidas en los tubos. Tomar nota en la tabla 1-Ensayo 1.
8. Aumentar la velocidad hasta otro valor mayor al elegido en el punto 6. Esperar un periodo de tiempo (7 minutos), y leer nuevamente los valores. Tomar nota en la tabla 1- Ensayo 2.
9. Retirar los pesos adicionales W_a sobre el cojinete, bajar la velocidad a cero y apagar el motor.
10. Calcular la presión de cada manguera en base a la ecuación de la presión hidrostática $(P_c = d * g * H_T) [Pa]$

5. Alturas y tomas de presión

Figura 1. Alturas y Tomas de presión en el panel y el cojinete.



6. HOJA DE DATOS

Tabla 1. Tabla de resultados para 2 ensayos diferentes.

TABLA DE DATOS									
Peso del Buje: (Wb)		1,6		[Kg]					
Carga adicional: (Wa)				[Kg]					
Carga total: (WT= Wb+Wa)				[N]					
Sentido de giro: Horario- Antohorario				H/AH					
Densidad del aceite SAE 30:(d)				[Kg/m ³]					
Altura: (Ha)				[m]					
ENSAYO N° 1			ENSAYO N° 2						
Velocidad: (N)	[Rpm]		Velocidad: (N)	[Rpm]					
Sentido de giro	H/AH		Sentido de giro	H/AH					
TOMA DE DATOS					TOMA DE DATOS				
Tomas de presión	Ángulo [°]	Hb [m]	HT [m]	Presión [Pa]	Tomas de presión	Ángulo [°]	Hb [m]	HT [m]	Presión [Pa]
1	0°/360°				1	0°/360°			
2					2				
3					3				
4					4				
5					5				
6					6				
7					7				
8					8				
9					9				
10					10				
11					11				
12					12				

7. INFORME

7.1 Realizar gráficas de dispersión de velocidad vs presión para cada ensayo.

7.2 De las gráficas obtenidas, en los ensayos realice una tabla de resultados considerando los siguientes parámetros:

- Presión máxima de la película ($P_{c\text{máx}}$) y el ángulo donde se presenta ($\theta_{P_{c\text{máx}}}$):
- Presión mínima de la película (P_{c0}) y el ángulo donde se presenta ($\theta_{P_{c0}}$):

7.3 Comparar las gráficas de los 2 ensayos obtenidos y responder las siguientes preguntas:

7.3.1 ¿Qué sucede con los ángulos $\theta_{P_{c0}}$ y $\theta_{P_{c\text{máx}}}$ si se aumenta la velocidad del muñón? explique el por qué.

7.3.2 ¿Qué sucede con el espesor de aceite h_o entre el buje y el muñón si se aumenta la velocidad? explique el por qué.

8. Fundamentados en la tesis, calcular los siguientes parámetros para el ensayo 1:

Nota: Tomar en cuenta una viscosidad absoluta del aceite SAE 30 a 20°C de $\mu=0,393$ Pa.s

8.1) Factor l/d

8.2) Número de Sommerfield (S)

8.3) Excentricidad (e) y cual es la diferencia con el h_o

8.5) Aplicando la fórmula para región estable expuesta en la tesis, demostrar si la carga C_T está dentro del rango para tener lubricación hidrodinámica estable.

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10. ANEXOS

11. BIBLIOGRAFÍA

12. FIRMAS

ANEXO 2. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

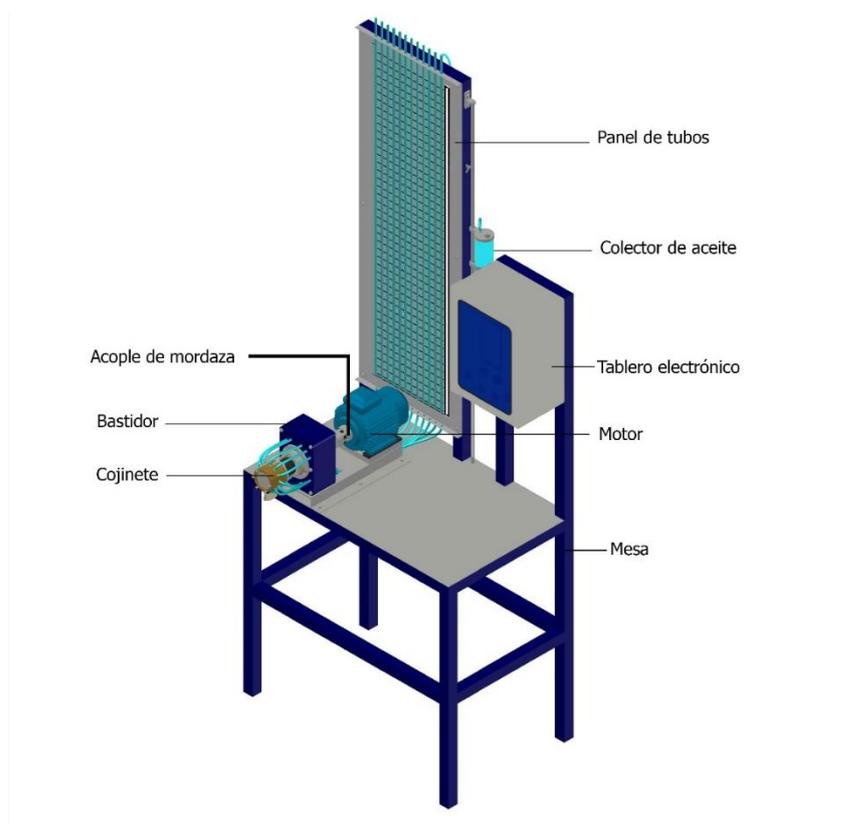
1. Descripción del equipo.

El equipo de ensayos permite comprobar el fenómeno de la lubricación hidrodinámica. Este equipo ha sido diseñado con el fin de demostrar experimentalmente lo que sucede con la presión dentro de un cojinete liso en diferentes puntos alrededor del mismo.

2. Partes principales del equipo de ensayos.

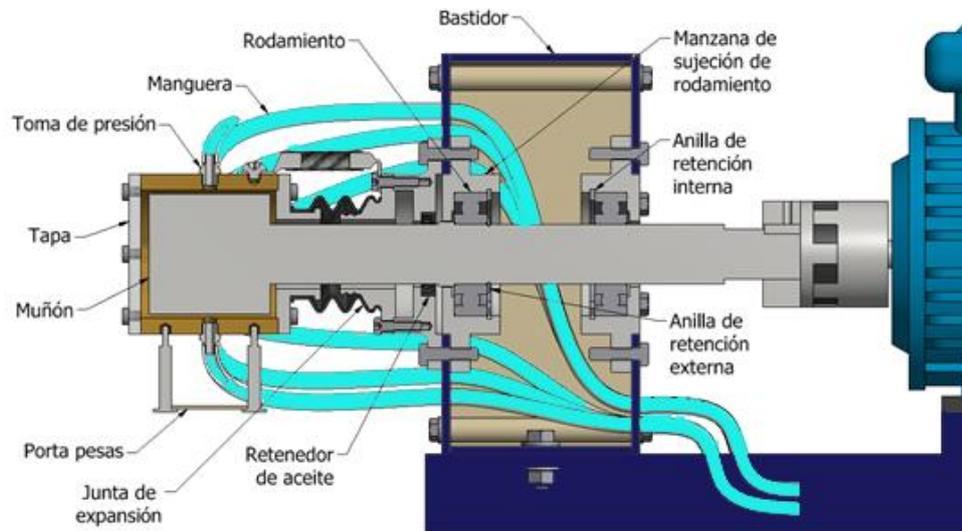
El equipo consta principalmente de los siguientes elementos:

Figura 1. Elementos principales del equipo de ensayos de lubricación hidrodinámica



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva.

Figura 2. Elementos principales para el funcionamiento del equipo



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva.

3. Especificaciones Técnicas

En la tabla 1 se especifican los detalles técnicos más importantes del equipo de ensayos.

Tabla 1. Elementos principales para el funcionamiento del equipo

Especificaciones principales		
Diámetro interior del buje	62	[mm]
Diámetro del muñón	60	[mm]
Longitud del muñón en contacto con el buje	60	[mm]
Holgura entre el muñón y el buje	2	[mm]
Altura del panel de tubos	1330	[mm]
Dimensiones del equipo de ensayos	100x160x85	[cm]
Diámetro de las mangueras	3/16	[pulg]
Rango permitido de velocidades (Doble sentido)	500-2000	[rpm]
Carga del buje incluido el porta pesas	1,5	[Kg]
Rango de cargas permitidas	1,5 - 2	[Kg]
Pesas adicionales	100	[gr]
Potencia del motor	1/2	[Hp]
Voltaje del equipo trifásico	220	[V]
Lubricantes permitidos	20-30-40	SAE

Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva.

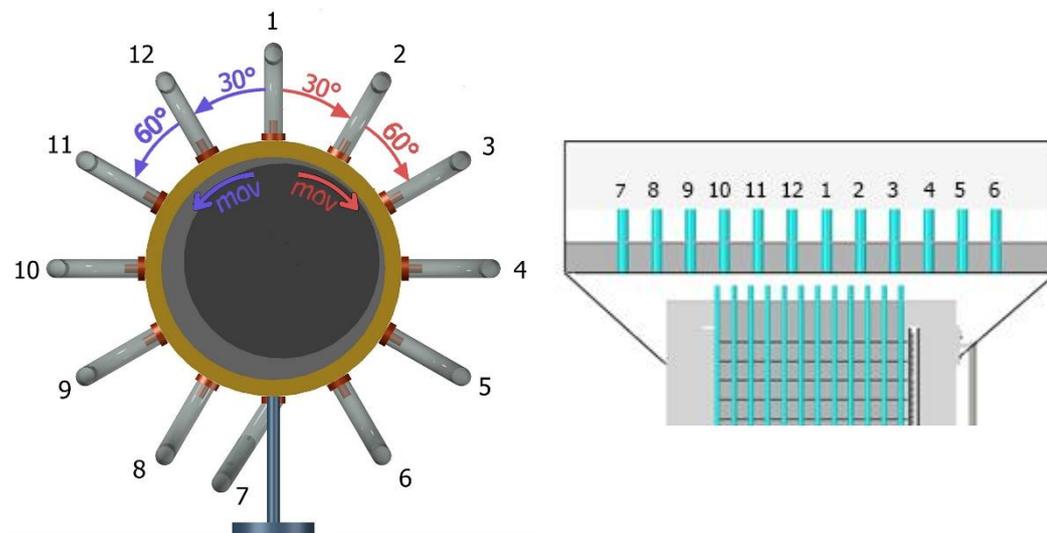
4. Funcionamiento.

El colector, es utilizado para proveer el lubricante a la maquina por efecto de la gravedad. Además está diseñado para que se desplace verticalmente en una corredera colocada en el panel de tubos manométricos y tiene un prisionero para sujeción. De esta forma, las columnas de aceite se ubican a la altura que el usuario desee por el efecto conocido como vasos comunicantes entre el colector y las mangueras.

El lubricante se distribuye en 12 tomas de presión colocadas cada 30 grados alrededor del cojinete. Estas tomas permiten obtener las presiones que se forman en la capa de lubricante intermedia entre el buje y el eje cuando la máquina está en funcionamiento.

La presión ejercida sobre la capa de lubricante se puede observar radialmente con la ayuda de un panel de tubos en los que se forman columnas hidrostáticas de aceite durante el funcionamiento del equipo. El sentido de rotación del eje es importante para definir los ángulos respectivos para cada toma de presión. Figura 3.

Figura 3. Distribución de tomas de presión en el buje y en el panel



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

El encendido, cambios de velocidad y sentido de giro del motor, se especifican en el Tablero de control. En este se muestra la velocidad a la que gira y además consta de un botón de detención inmediata del equipo en caso de alguna emergencia.

Figura 4. Equipo electrónico



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

6.2.3. Operación.

El equipo de ensayos permite observar la curva de presiones que se forma durante la lubricación hidrodinámica en cojinetes lisos. Para obtener diferentes resultados, basta con cambiar la configuración del equipo en 2 aspectos importantes:

- Carga en el buje.
- Velocidad del muñón.

Es importante tomar en cuenta las posibles combinaciones de carga y velocidad para realizar ensayos. Una mala combinación entre estas, tiende a presentar los siguientes problemas en el equipo:

- Retorno de lubricante al colector si la columna de aceite donde se presenta la presión máxima sube demasiado.
- Formación de burbujas de aire dentro del cojinete si la columna de aceite en la cual se presenta la presión mínima baja demasiado.

Los dos factores influyen en el desarrollo de los ensayos de laboratorio ya que si esto llega a ocurrir, el tiempo de las prácticas tiende extenderse debido a que se debe configurar el equipo nuevamente. Para evitar dichos inconvenientes se deben tomar en cuenta los siguientes parámetros:

- Elegir las combinaciones de presión y velocidad presentadas en el anexo 11 de la tesis.
- Si alguna de las columnas de aceite tiende a salirse del panel, se debe cambiar inmediatamente la velocidad del motor para que el aceite desplazado a través de las mangueras, se regrese por efecto del cambio de presión.
- Es importante tomar como sistema de referencia una línea cercana a la línea intermedia del panel (color rojo).
- Antes de encender el motor, se debe dejar el colector en una posición fija tomando en cuenta que la altura en las columnas de aceite estén estar al mismo nivel que el aceite en el colector para obtener un ensayo adecuado.

6.2.4. Mantenimiento.

Debido al corto intervalo de tiempo de uso del equipo de ensayos, sus partes no tienden a desgastarse, sin embargo se deben seguir las siguientes recomendaciones:

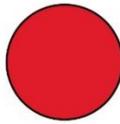
- Dejar el equipo de ensayos cargado de aceite mientras no se lo utilice y al nivel indicado en el equipo para evitar derrames. Esto aumenta el tiempo de vida del equipo ya que los elementos metálicos se protegen de la corrosión y otros factores gracias a las características del lubricante.
- Los elementos más importantes del equipo están protegidos mediante un proceso de recubrimiento electroquímico denominado cincado para evitar la corrosión, por lo que es importante no utilizar agentes químicos para su limpieza.
- Para evitar desgaste en el buje, se debe tener el cojinete lleno de aceite antes de su funcionamiento ya que la mayor parte de desgaste ocurre en el momento de arranque del motor. En caso de que el buje se desgaste se recomienda llevarlo a rectificar.

6.2.5. Normas de seguridad para el equipo de ensayos.

- No sujetar el cojinete con la mano. Esto podría ocasionar lesiones en caso de que el cojinete se caliente excesivamente.
- Si al elevar la velocidad del motor (a al menos 2000 RPM), el buje “cabecea”, se recomienda bajar la velocidad inmediatamente, o pulsar el botón de paro de emergencia ubicado en el gabinete de equipo electrónico. En caso de que esto ocurra constantemente se recomienda rectificar el diámetro interior del buje o el diámetro del muñón.

ANEXO 3. MATERIALES DEL COJINETE

Anexo 3.1. Características del bronce SAE 40

 PROMECOL LTDA.		<h1 style="margin: 0;">SAE 40</h1> <h2 style="margin: 0;">BRONCE FOSFORADO</h2>									
COMPOSICIÓN QUÍMICA	Cu	Al	Sb	Fe	Pb	Ni	P	Si	S	Sn	Zn
	88.0/90.0	0.005	0.20	0.15	0.50	0.50	0.30	0.005	0.05	10.0/12.0	0.50
PROPIEDADES MECÁNICAS											
Resistencia a la tracción	37.000 P.S.I. (MPA)										
Resistencia a la deformación permanente	17.000 P.S.I. (117 MPA)										
Resistencia a la fatiga	11.000 P.S.I. (76 MPA) para 10 ciclos										
Resistencia al impacto	Ensayo IZOD 148 (10Ft-1b) Ensayo CHAROV MUESCA EN V.155 (11Ft - 16)										
Módulo elástico	12 x 10 P.S.I. A 20 °C										
Durezas	60 HB										
Contracción en el modelo	18 - 16 mm/m										
Cambio de volumen al enfriamiento	1.6%										
Densidad	8.77 g/cc A 20 °C										
CARACTERÍSTICAS:											
Interruptores, equipos eléctricos, partes de bombas, cuerpos de válvulas para agua, propulsores de bombas, bujes, piñones pequeños, piezas antifricción, acoplamientos, grifos, instalaciones sanitarias.											
OBSERVACIONES:											
Soldadura blanda o blanca T ≤ 450°C: Excelente / Soldadura con aleación Cu + Zn Sn: Bueno / Soldadura oxiacetilénica: No recomendado / Soldadura con arco protegida con gas: No recomendado/ soldadura con arco con electrodo metálico: Regular/ Rata de maquinabilidad: Regular / Baja carga resistente a la corrosión.											
MACIZO	1/2" a 6"										
HUECO	1/2" a 8" X 4"										
											

Fuente: Promecol, s.f.

Anexo 3.2. Propiedades del acero SAE 1018

ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)

1. Descripción: este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A 108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 126 HB (71 HRb)
Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700 PSI)
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)
Elongación máxima 15% (en 50 mm)
Reducción de área 40%
Modulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.15 – 0.20 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina

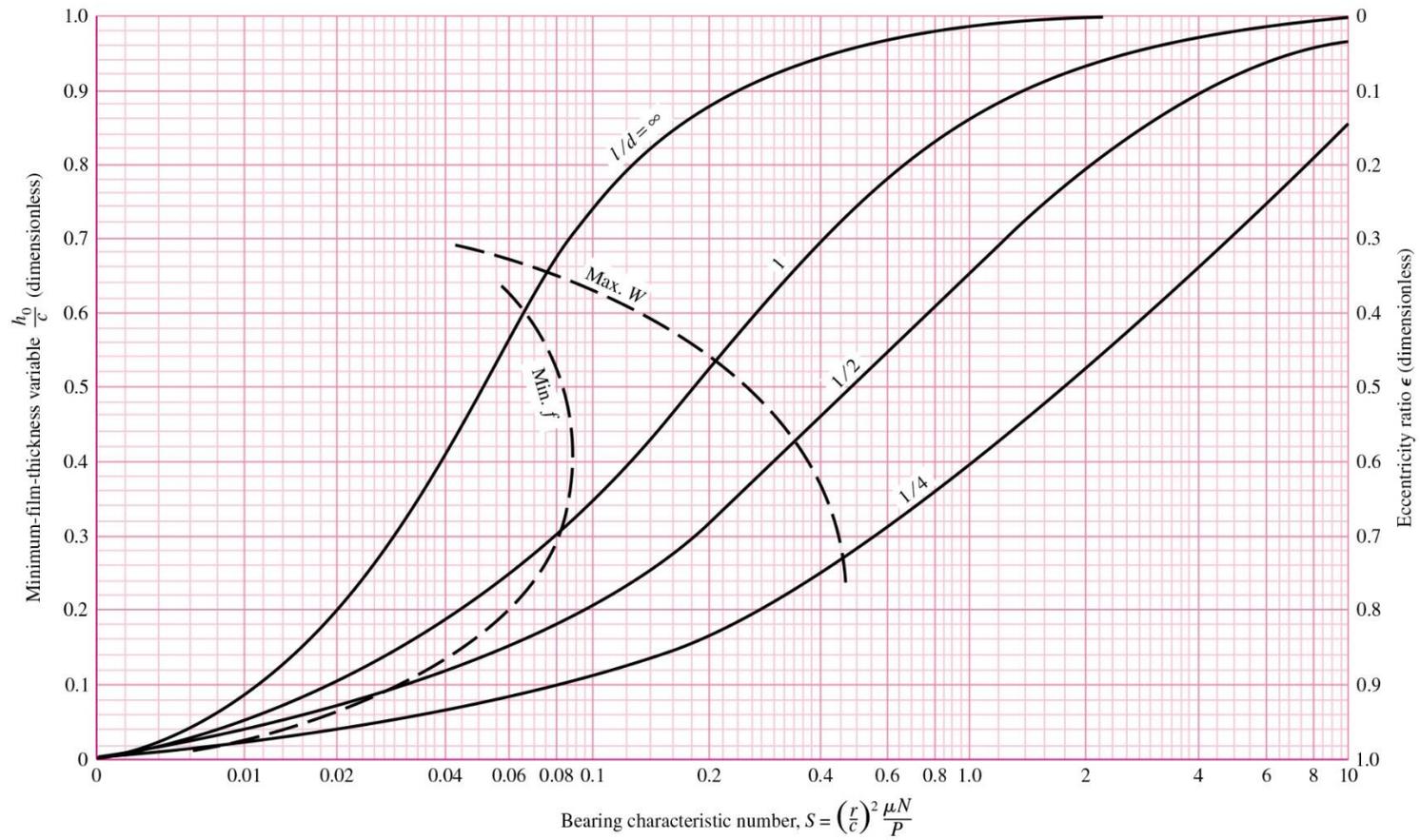
NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

Fuente: sumiteccr.com, s.f. p. 2

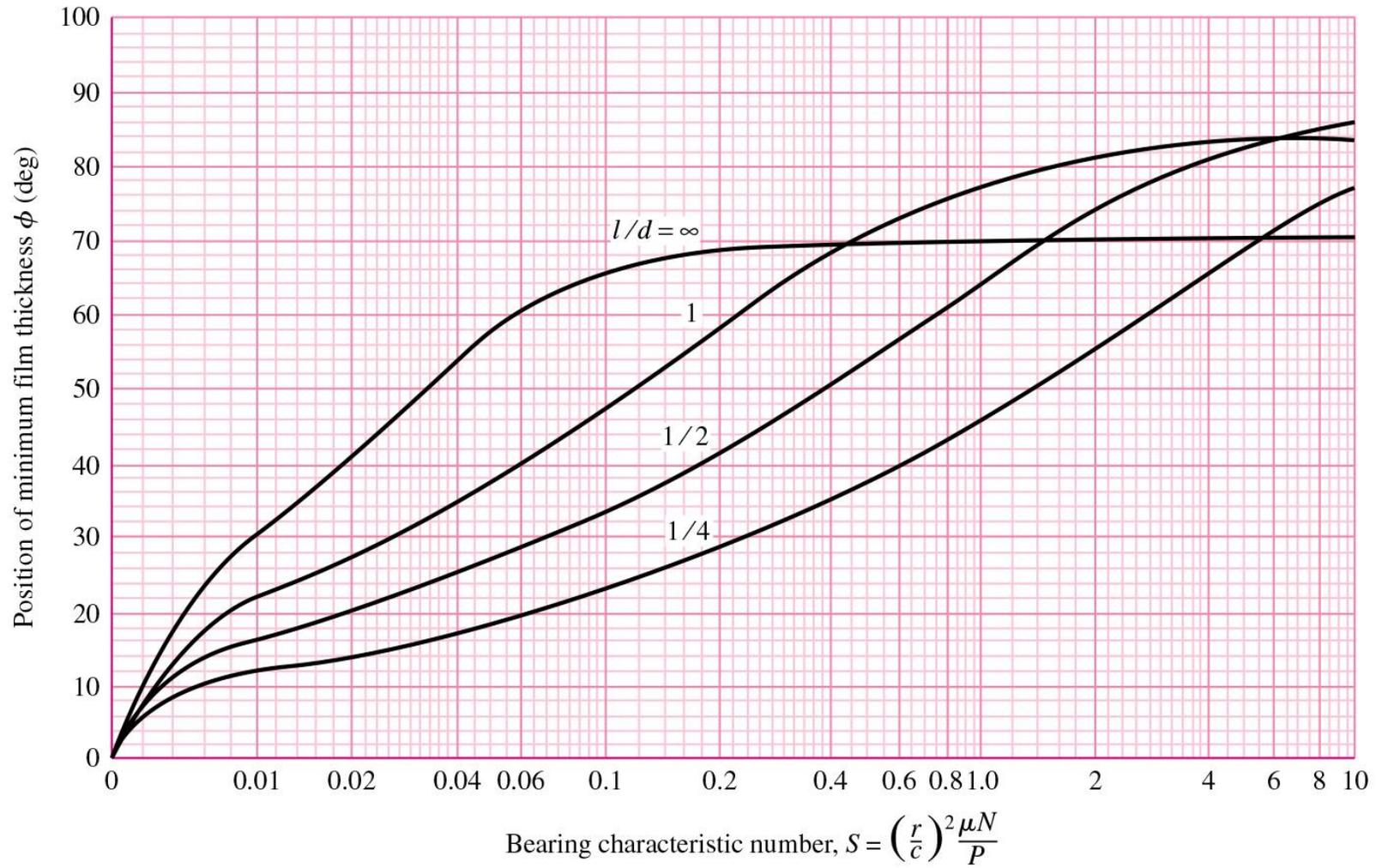
ANEXO 4. GRAFICAS DE RAIMONDI Y BOYD PARA DISEÑO DE COJINETES HIDRODINÁMICOS.

Anexo 4.1. Diagrama del espesor mínimo de película y relación de excentricidad



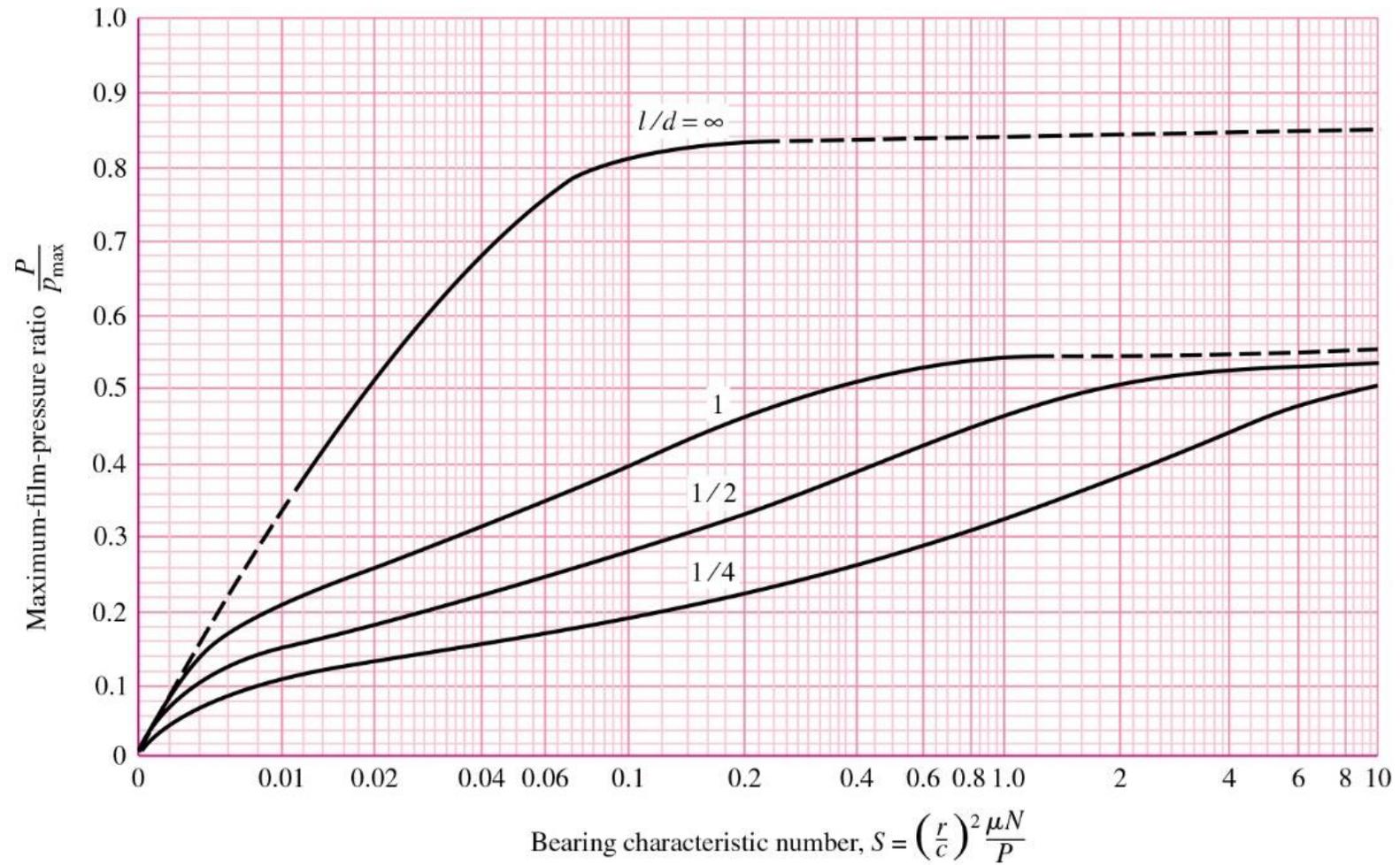
Fuente: Budynas & Nisbett, 2006, p. 616

Anexo 4.2. Diagrama de posición angular del espesor mínimo de película.



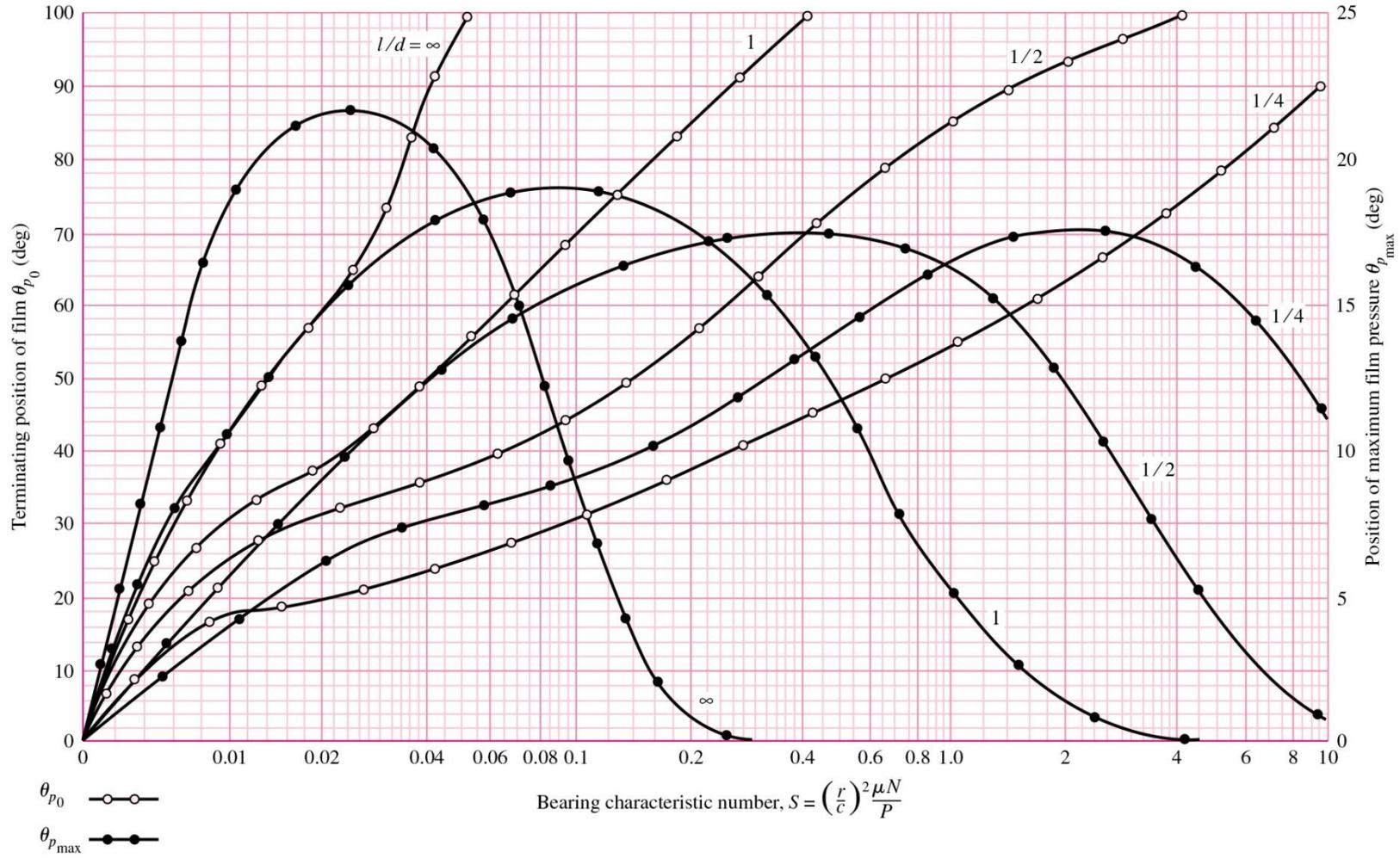
Fuente: Budynas y Nisbett, 2006, p. 617

Anexo 4.3. Diagrama de presión máxima en la película de lubricante.



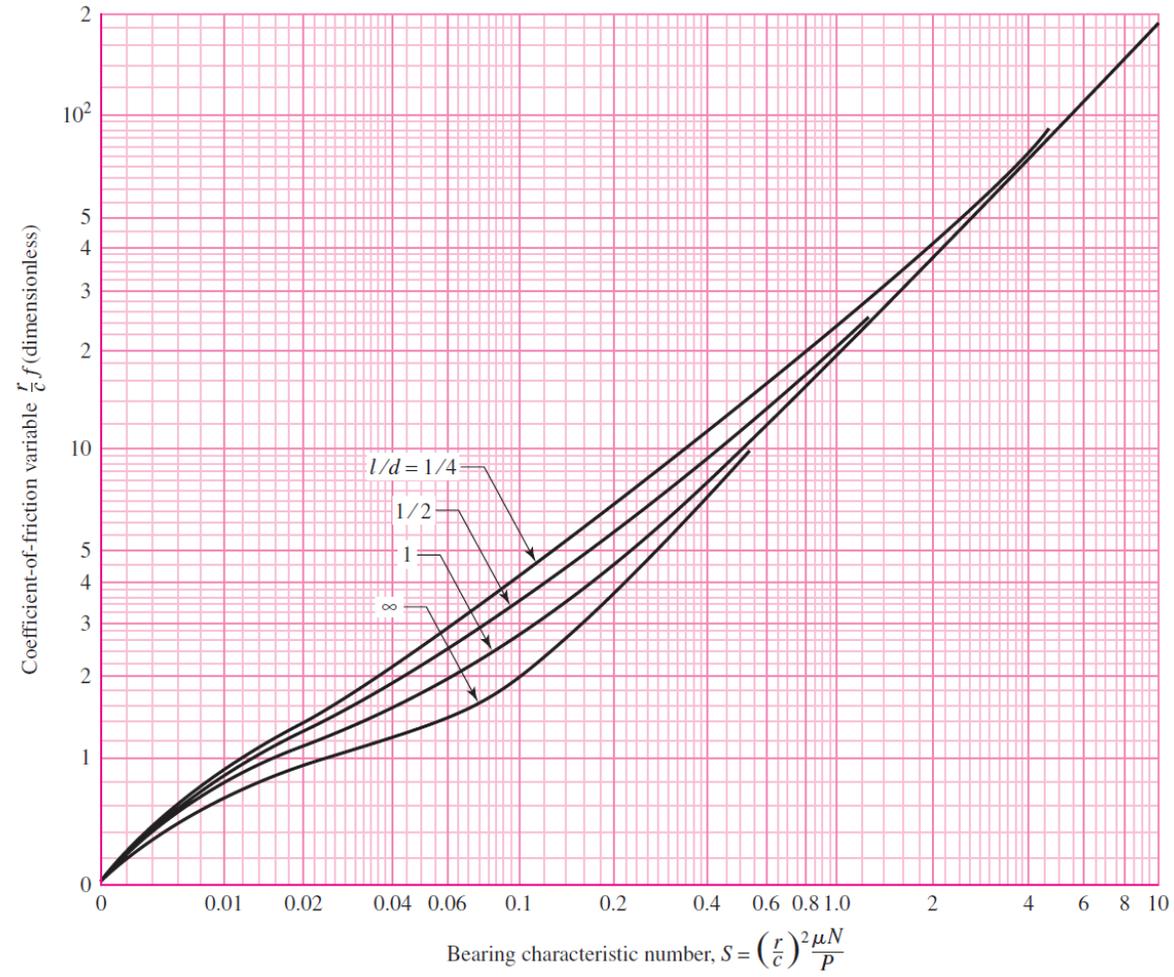
Fuente: Budynas y Nisbett, 2006, p. 621

Anexo 4.4. Diagrama de posición terminal de película de lubricante y posición de la presión máxima.



Fuente: Budynas y Nisbett, 2006, p. 622

Anexo 4.5. Diagrama de variable de coeficiente de fricción.



Fuente: Budynas y Nisbett, 2006, p. 619

ANEXO 5. PROPIEDADES DEL LUBRICANTE SAE 30.

AMALIE

Ficha técnica

AMALIE CAT-TC4 SAE 30

Aceite lubricante especialmente formulado para su utilización en maquinaria Caterpillar en transmisión, frenos en baños de aceite, embragues, diferenciales y toma de fuerza.

NIVEL DE CALIDAD

CATERPILLAR TO-4
ALLISON C-4
API CF/CF2
ZF TE-ML-07F
ZF TE-ML 03C
KOMATSU KES 07,868,1
DANA Powershift Transmissions

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

Características	Unidades	Valor
Viscosidad a 100°C	cSt	10.5
Viscosidad a 40°C	cSt	70
Índice de Viscosidad		95
Punto de inflamación VA	°C	180
Fluidez crítica	°C	-27
Densidad a 15°C	Kg/l	0.902

Los valores indicados en características típicas son a título indicativo y no suponen una garantía del fabricante pudiéndose modificar sin previo aviso.

Fuente: amaliepetroquimica.com, s.f.

ANEXO 6. RESULTADOS DE ENSAYOS A TENSIÓN PARA ALGUNOS METALES.

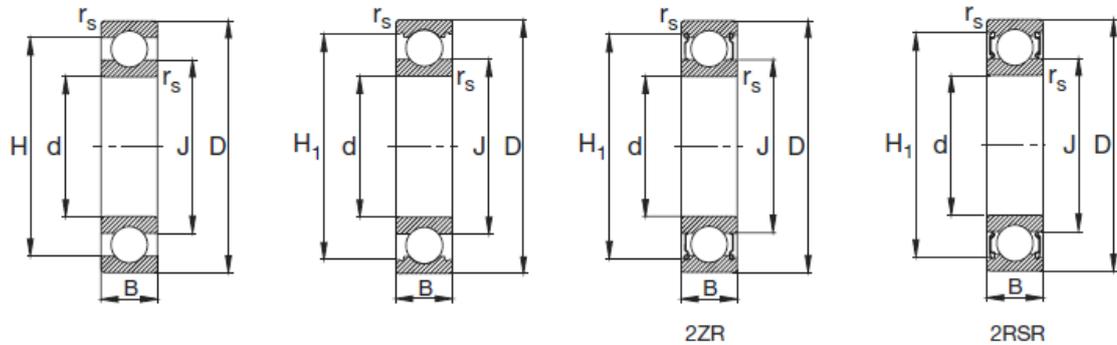
Number	Material	Condition	Strength (Tensile)					Strain Strength, Exponent m	Fracture Strain ϵ_f
			Yield S_y , MPa (kpsi)	Ultimate S_u , MPa (kpsi)	Fracture, σ_f , MPa (kpsi)	Coefficient σ_0 , MPa (kpsi)			
1018	Steel	Annealed	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Steel	Annealed	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Steel	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Steel	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273) [†]	0.041	0.81	
4142	Steel	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255) [†]	0.048	0.43	
303	Stainless steel	Annealed	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221) [†]	1410 (205)	0.51	1.16	
304	Stainless steel	Annealed	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233) [†]	1270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aluminum alloy	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aluminum alloy	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aluminum alloy	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18	

*Values from one or two heats and believed to be attainable using proper purchase specifications. The fracture strain may vary as much as 100 percent.

[†]Derived value.

Fuente: Budynas y Nisbett, 2006, p. 1018

**ANEXO 7. DIMENSIONES DE RODAMIENTOS SEGÚN CATÁLOGO DE
FABRICANTE FAG.**

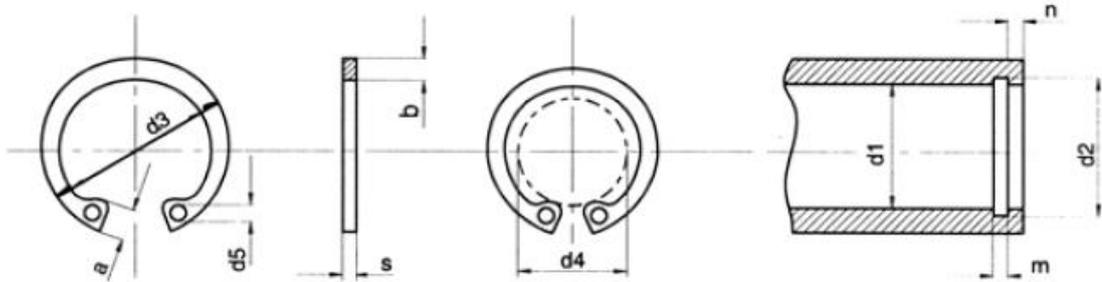


Dimensiones [mm]			Capacidad de carga [kN]		Velocidad límite [rpm]	Velocidad de referencia [rpm]	Denominación
d	D	B	C	C ₀			
30	55	9	11,2	7,35	16000	12000	16006
30	55	13	12,7	8	32000	15000	6006
30	55	13	12,7	8	32000	15000	S6006.W203B
30	55	13	12,7	8	13000	15000	6006.2ZR
30	55	13	12,7	8	8500	-	6006.2RSR
30	62	16	19,3	11,2	14000	14000	6206
30	62	16	19,3	11,2	14000	14000	S6206.W203B
30	62	16	19,3	11,2	11000	14000	6206.2ZR
30	62	16	19,3	11,2	7500	-	6206.2RSR
30	62	16	19,3	11,2	7500	-	S6206.2RSR.W203B
30	62	20	19,3	11,2	7500	-	62206.2RSR
30	72	19	29	16,3	24000	13000	6306
30	72	19	29	16,3	24000	13000	S6306.W203B
30	72	19	29	16,3	9500	13000	6306.2ZR
30	72	19	29	16,3	6300	-	6306.2RSR
30	72	19	29	16,3	6300	-	S6306.2RSR.W203B
30	72	27	29	16,3	6300	-	62306.2RSR
30	90	23	42,5	23,2	19000	12000	6406

Fuente: FAG, 2000

ANEXO 8. TABLAS DE ANILLAS DE RETENCIÓN

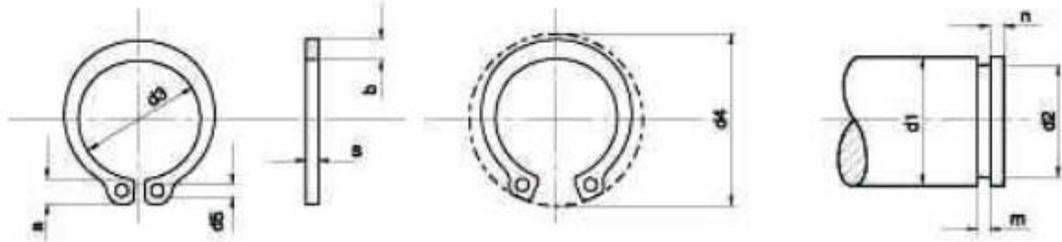
Anexo 8.1. Dimensiones de anillas interiores según catálogo de fabricante OTIA.



Med. Nom. d1	ANILLO								RANURA				Fuerza Axial KG. \leq					
	s H11	a max.	b z	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H13	n min.						
39	1,5	5,6	3,8	42	+0,5 -0,25	26,5	2,5	3,620	41	H12 +0,25 -0	1,60	3,5	3560					
40	1,75	5,8	3,9	43,5	+0,9 -0,39	27,8		4,700	42,5		1,85	3,8	4050					
41		4	44,5	28		4,980		43,5	4150									
42		5,9	4,1	45,5		29,6		5,400						44,5	4250			
43		4,2	46,5	29,7		5,470		45,5						4340				
44		6	47,5	31		5,720		46,5								4430		
45		6,2	4,3	48,5		32		6,000									47,5	4520
46		6,3	4,4	49,5		32,2		6,200									48,5	
47		6,4	50,5	33,5		6,400		49,5		4720								
48	4,5	51,5	34,6	6,700	50,5	4820												
50	2	6,5	4,6	54,2	+1,1 -0,46			36,3	7,300		53	H12 +0,30 -0	2,15				6070	
51		4,7	55,2	36,5				8,510	54		6185							
52		56,2	37,9	8,200				55	6300									
53		6,7	4,9	57,2				38,5						9,210	56	6415		
54		5	58,2	39				9,710						57	6535			
55		59,2	40,7	8,300				58						6650				
56		6,8	5,1	60,2			41,7	8,700		59								6750
57		61,2	42,2	9,970		60	7000											
58		6,9	5,2	62,2		43,5		10,500		61		7250						
60		5,4	64,1	44,7		11,100		63		7480								
62		7,3	5,5	66,2		46,7		11,200	65		7580							
63		5,6	67,2	47,7		11,700		66	7820									
65		7,6	5,8	69,2		49		14,300					68					

Fuente: OTIA, 2005

Anexo 8.2. Dimensiones de anillas exteriores según catálogo de fabricante OTIA.



Med. Nom. d1	ANILLO								RA NURA				Fuerza Axial KG. \pm	
	s h 11	a max.	b R	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m h 11	n min.		
4	0,4	2,2	0,9	3,7	+0,04 -0,15	8,6	1	0,034	3,8	h 10 +0 -0,04	0,5	0,3	30	
5	0,6	2,5	1,1	4,7		10,3		0,066	4,8		0,7		38	
6	0,7	2,7	1,3	5,6	+0,06 -0,18	11,7	1,15	0,084	5,7	h 10 +0 -0,06	0,8	0,45	70	
7	0,8	3,1	1,4	6,5		13,5	1,2	0,121	6,7		0,9		80	
8		3,2	1,5	7,4	14,7	0,158		7,6	120					
9	1	3,3	1,7	8,4	+0,10 -0,36	16,0	1,5	0,300	8,6	h 11 +0 -0,11	1,1	0,6	138	
10			9,3	17,0		0,340		9,6	153					
11			10,2	18,0		0,410		10,5	210					
12		11	19,0	0,500		11,5	230							
13		3,4	2	11,9		20,2	1,7	0,530	12,4		h 12 +0 -0,21	1,3	0,75	300
14		3,5	2,1	12,9		21,4		0,640	13,4				325	
15		3,6	2,2	13,8		22,6		0,670	14,3				400	
16		3,7	2,3	14,7		23,8	2	0,700	15,2		1,7	1,2	490	
17		3,8		15,7		25,0		0,820	16,2			520		
18		1,2	3,9	2,4		16,5	+0,13 -0,42	26,2	2		1,110	17	h 12 +0 -0,25	1,5
19	2,5			17,5	1,220	18		725						
20	4		2,6	18,5	28,4	2,5		1,300	19	1,6	1,5	770		
21	4,1		2,7	19,5	29,6			1,420	20		805			
22	4,2		2,8	20,5	30,8	+0,25 -0,50		1,600	21	2,6	1,7	845		
23	4,3		2,9	21,5	32,6			1,680	22		885			
24	4,4		3	22,2	33,2	2,5		1,770	22,9	h 12 +0 -0,25	1,8	1,7		1010
25	23,2		34,2	1,900	23,9			1060						
26	4,5		3,1	24,2	35,5	2,5		1,960	24,9	h 12 +0 -0,25	1,8	1,7		1100
27	4,6			24,9	37			2,700	25,6			1200		
28	4,7	3,2	25,9	37,9	2,920	26,6	1500							
29	4,8	3,4	26,9	39,1	3,200	27,6	2,1	1560						
30		5	27,9	40,5		3,320	28,6						1620	
31	1,5	5,2	28,6	41,5	+0,25 -0,50	3,301	29,3	h 12 +0 -0,25	1,8	2,6	1,8	1860		
32			29,6	43		3,540	30,3				2100			
33		3,7	30,5	44		3,639	31,3				2160			
34		5,4	3,8	31,5		45,4	3,800				32,3	2220		

Fuente: OTIA, 2005

**ANEXO 9. DIMENSIONES DE RETENEDORES DE ACEITE SEGÚN
CATÁLOGO DE FABRICANTE LIDERING.**

Referencia	Ø int.	Ø ext.	Altura	Material
AS	26	52	10	FKM
A	26,99	47,63	9,53	FKM
A	27	37	7	NBR
A	27	37	7	FKM
A	27	41	10	FKM
DINA	28	35	4	NBR
DINA	28	37	4	NBR
A	28	38	7	NBR
A	28	38	7	FKM
A	28	40	7	NBR
A	28	40	7	FKM
A	28	40	10	FKM
A	28	42	7	NBR
A	28	42	10	NBR
A	28	42	10	FKM
A	28	45	7	FKM
AS	28	45	8	NBR
A	28	45	9	FKM
A	28	47	7	NBR
A	28	47	7	FKM
AS	28	47	7	FKM
A	28	47	10	NBR
A	28	47	10	FKM
AS	28	47	10	FKM

Referencia	Ø int.	Ø ext.	Altura	Material
AS P	30	42	6	NBR
A	30	42	7	NBR
AS	30	42	7	NBR
A	30	42	7	FKM
AS	30	42	7	FKM
AS	30	42	7	FKM
AS	30	42	8	NBR
A	30	44	10	NBR
A	30	45	7	FKM
A	30	45	8	NBR
A	30	45	8	FKM
A	30	45	10	NBR
A	30	45	10	FKM
AS	30	46	7	NBR
A	30	47	6	NBR
A	30	47	7	NBR
AS P	30	47	7	NBR
A	30	47	7	FKM
AS	30	47	7	FKM
A	30	47	8	FKM
A	30	47	10	NBR
A	30	47	10	FKM
A	30	48	8	NBR
A	30	50	7	NBR
A	30	50	10	NBR
AS	30	50	10	NBR

Fuente: LIDERING, 1999

ANEXO 10. VARIADORES DE FRECUENCIA STARVERT PARA MOTORES.

iE5

Variador de frecuencia / Convertidor de velocidad / Inversor / Drive

Monofásico 0,1-0,4kW(0,1-0,5HP), 200-230V
Trifásico 0,1-0,4kW(0,1-0,5HP), 200-230V

- Control V/f
- Tamaño ultracompacto, 68 x 128 x 85mm (2,7 x 5 x 3,3")
- Salida de frecuencia: 0,1 - 200Hz
- Frecuencia portadora: 1 - 10KHz
- Historial de fallos: Últimos 3 fallos
- Protección IP20
- Comunicación integrada RS485 (Modbus RTU) opcional
- Frenado por inyección de CC
- Refuerzo de par (Boost de torque) Manual/Automático
- Señal de entrada seleccionable PNP/NPN
- Control PI integrado
- Operación Subir-Bajar(Up-Down) y Trifilar(3-hilos)
- Rearranque automático después de fallo de potencia instantánea
- Potenciómetro integrado
- Unidad de copia de parámetros
- Monitoreo y parametrización mediante PC basada en herramienta de software (Drive View)



Identificación del variador por número de modelo



Especificaciones Generales

Número de modelo: SV□□□iE5-□		001-1	002-1	004-1	001-2	002-2	004-2
Potencia del motor	[HP]	0,13	0,25	0,5	0,13	0,25	0,5
	[kW]	0,1	0,2	0,4	0,1	0,2	0,4
Rango de salida	Capacidad nominal [kVA]	0,3	0,6	0,95	0,3	0,6	1,14
	Corriente [A]	0,8	1,4	2,5	0,8	1,6	3,0
Rango de entrada	Tensión [V]	Trifásico, 200 - 230V			Trifásico, 200 - 230V (± 10%)		
	Frecuencia [Hz]	0,1 - 200Hz					
	Tensión [V]	Monofásico, 200 - 230V (± 10%)					
	Frecuencia [Hz]	50 - 60Hz (± 5%)					
Peso	Corriente [A]	2,0	3,5	5,5	1,2	2,0	3,5
	[kg]	0,44	0,46	0,68	0,43	0,45	0,67
Especificaciones de control	Método de control	V/f, Compensación de deslizamiento					
	Resolución de velocidad de referencia	Comando digital: 0,01Hz / Referencia analógica: 0,06Hz (Frecuencia máxima: 60Hz)					
Operación	Precisión de frecuencia	Comando digital: 0,01% de la frecuencia de salida máxima / Comando analógico: 0,1% de la frecuencia de salida máxima					
	Características de V/f	V/f lineal, cuadrática					
	Capacidad de sobrecarga	150% por 1 minuto					
	Refuerzo de par (Boost de torque)	Refuerzo de par (Boost de torque) Manual/Automático					
	Teclado y Pantalla	Potenciómetro, 6 teclas y LED de 7 segmentos con 4 dígitos					
Señal de entrada	Método de operación	Teclado, Borne, Comunicación					
	Ajuste de Frecuencia	Analógica: 0 a 10V, 0 a 20mA, Potenciómetro / Digital: Teclado					
	Características de operación	Control PI, Subir/Bajar(Up/Down), Trifilar(3-hilos)					
Señal de salida	Borne multifunción (P1-P5)	Seleccionable PNP/NPN					
	Borne de relé multifunción	5 puntos (programables)					
Protección	Salida de fallo y salida de estado del variador	(N.O., N.C.) Menos de 250VCA 0,3A / Menos de 30VCC 1A					
	Salida analógica	0 a 10VCC (Menos de 10mA): Frecuencia, Corriente, Tensión, Tensión del bus de CC seleccionable					
Grado de protección	Disparo de variador	Sobretensión, Baja tensión, Sobrecorriente, Corriente de fallo a tierra, Sobrecarga del variador, Disparo por sobrecarga, Sobrecalentamiento del variador, Sobrecarga de condensador, Fase de salida abierta, Pérdida de comando de frecuencia, Fallo de hardware, etc.					
	Alarma de variador	Prevención de entrada en pérdida					
Opción	Grado de protección	IP20					
	Comunicación, Unidad de copia	RS485(Modbus RTU), Unidad de copia de parámetros					

4 | LSIS Co., Ltd.

Fuente: Erhsa.com, 2011, p. 4

ANEXO 11. TABLA DE COMBINACIONES DE CARGA Y VELOCIDADES PARA OBTENER ALTURAS ÓPTIMAS EN LOS ENSAYOS DE LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA.

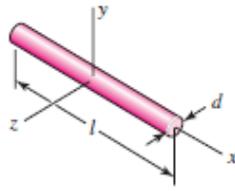
COMBINACIONES		$P = \frac{W}{2rl}$	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\mu N}{P}$	ANEXO A.1		$h = \frac{d \cdot g}{Pm_{\max}}$	ANEXO A.2				ANEXO A.3	ANEXO A.4	
N	W	P	S	P/pmax	pmax	h < 1,3	h0/c	ho > 0,614	ε = e/c	e	φ	θpmax	θp0
[rpm]	[Kg]	[Pa]	--	--	[Pa]	[m]	--	[mm]	--	[mm]	[°]	[°]	[°]
500	1,5	4087,5	0,180	0,455	8983,52	1,02	0,48	0,96	0,52	1,04	56,4	18	83
500	1,75	4768,75	0,155	0,44	10838,07	1,22	0,455	0,91	0,545	1,09	54,1	18,5	80
500	2	5450	0,135	0,42	12976,19	1,47	0,42	0,84	0,58	1,16	52	18,6	77,5
750	1,5	4087,5	0,270	0,48	8515,63	0,96	0,38	0,76	0,62	1,24	62,5	16,2	91,5
750	1,75	4768,75	0,232	0,47	10146,28	1,15	0,56	1,12	0,44	0,88	60	17	88
750	2	5450	0,203	0,462	11796,54	1,33	0,52	1,04	0,48	0,96	58,2	17,56	85
1000	1,5	4087,5	0,361	0,5	8175,00	0,92	0,67	1,34	0,33	0,66	67	14,4	97
1000	1,75	4768,75	0,309	0,49	9732,14	1,10	0,622	1,244	0,387	0,774	64	15,6	92,2
1000	2	5450	0,270	0,48	11354,17	1,28	0,6	1,2	0,4	0,8	63	16,3	91
1250	1,5	4087,5	0,451	0,515	7936,89	0,90	0,72	1,44	0,28	0,56	70	14,5	100
1250	1,75	4768,75	0,386	0,5	9537,50	1,08	0,683	1,366	0,317	0,634	68	14,3	98
1250	2	5450	0,338	0,49	11122,45	1,26	0,65	1,3	0,35	0,7	66	15	95
1500	1,5	4087,5	0,541	0,528	7741,48	0,87	0,755	1,51	0,245	0,49	72	11,3	103
1500	1,75	4768,75	0,464	0,52	9170,67	1,04	0,73	1,46	0,27	0,54	70,5	12,4	102
1500	2	5450	0,406	0,51	10686,27	1,21	0,695	1,39	0,305	0,61	69	13,5	100
1750	1,5	4087,5	0,631	0,53	7712,26	0,87	0,79	1,58	0,21	0,42	74	9,3	>100
1750	1,75	4768,75	0,541	0,528	9031,72	1,02	0,75	1,5	0,25	0,5	72	12,5	>100
1750	2	5450	0,473	0,52	10480,77	1,18	0,735	1,47	0,265	0,53	70,5	14,4	>100
2000	1,5	4087,5	0,721	0,535	7640,19	0,86	0,81	1,62	0,19	0,38	74,5	7,5	>100
2000	1,75	4768,75	0,618	0,53	8997,64	1,02	0,78	1,56	0,22	0,44	73	9,4	>100
2000	2	5450	0,541	0,523	10420,65	1,18	0,755	1,51	0,245	0,49	72	12	>100

Fuente: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

ANEXO 12. MOMENTOS DE INERCIA PARA DISTINTOS SÓLIDOS.

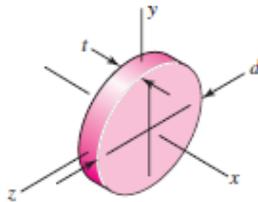
Part 2 Properties of Solids (ρ = Density, Weight per Unit Volume)

Rods



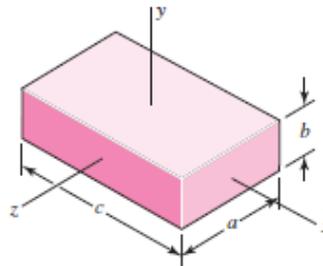
$$m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \quad I_y = I_z = \frac{ml^2}{12}$$

Round disks



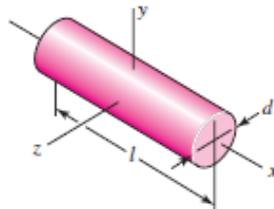
$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \quad I_x = \frac{md^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{md^2}{16}$$

Rectangular prisms



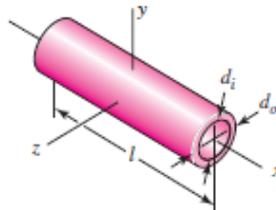
$$m = \frac{abc\rho}{g} \quad I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \quad I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2) \quad I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$$

Cylinders



$$m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \quad I_x = \frac{md^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4l^2)$$

Hollow cylinders



$$m = \frac{\pi (d_o^2 - d_i^2) l \rho}{4g} \quad I_x = \frac{m}{8} (d_o^2 + d_i^2) \quad I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4l^2)$$

Fuente: Budynas y Nisbett, 2006, p. 1018

**ANEXO 13. CARACTERÍSTICAS DE VARIOS TIPOS DE
ACOPLAMIENTOS (MORDAZA ES LO MISMO QUE QUIJADA).**

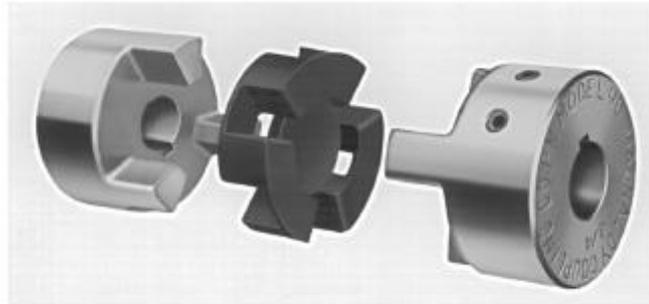


FIGURA 6-36

Vista esquemática de acoplamiento de quijada que muestra insertos de quijada y elastómero. Cortesía de Magnaloy Coupling Company, Alpena, Mich. 49707

Tabla 6-7 Características de varios tipos de acoplamientos

Clase	Desalineación tolerada				Comentarios
	Axial	Angular	Paralela	Torsional	
Rígida	grande	ninguna	ninguna	ninguna	requiere alineación precisa
Quijada	ligera	ligera (< 2°)	ligera (3% <i>d</i>)	moderada	absorción de choque; juego significativo
Engrane	grande	ligera (< 5°)	ligera (< 1/2% <i>d</i>)	ninguna	juego ligero; gran capacidad de torque
Ranura	grande	ninguna	ninguna	ninguna	juego ligero; gran capacidad de torque
Helicoidal	ligera	grande (20 °)	ligera (< 1% <i>d</i>)	ninguna	una pieza, compacta; sin juego
Fuelle	ligera	grande (17 °)	moderada (20% <i>d</i>)	ninguna	sujeto a falla por fatiga
Disco flexible	ligera	ligera (3 °)	ligera (2% <i>d</i>)	de ligera a ninguna	absorción de choque; sin juego
Eslabón (Schmidt)	ninguna	ligera (5 °)	grande (200% <i>d</i>)	ninguna	sin juego; sin cargas laterales sobre el eje
Hooke	ninguna	grande	grande (en pares)	ninguna	juego ligero; variación de rapidez a menos que se use en pares
Rzeppa	ninguna	grande	ninguna	ninguna	velocidad constante

Fuente: Mott, 2006, p. 468-469

ANEXO 14. TAMAÑO DE AGUJEROS PARA TORNILLOS MÉTRICOS.

Metric Tap & Clearance Drill Sizes		Tap Drill				Clearance Drill			
		75% Thread for Aluminum, Brass, & Plastics		50% Thread for Steel, Stainless, & Iron		Close Fit		Standard Fit	
Screw Size (mm)	Thread Pitch (mm)	Drill Size (mm)	Closest American Drill	Drill Size (mm)	Closest American Drill	Drill Size (mm)	Closest American Drill	Drill Size (mm)	Closest American Drill
M1.5	0.35	1.15	56	1.25	55	1.60	1/16	1.65	52
M1.6	0.35	1.25	55	1.35	54	1.70	51	1.75	50
M 1.8	0.35	1.45	53	1.55	1/16	1.90	49	2.00	5/64
M 2	0.45	1.55	1/16	1.70	51	2.10	45	2.20	44
	0.40	1.60	52	1.75	50				
M 2.2	0.45	1.75	50	1.90	48	2.30	3/32	2.40	41
M 2.5	0.45	2.05	46	2.20	44	2.65	37	2.75	7/64
M 3	0.60	2.40	41	2.60	37	3.15	1/8	3.30	30
	0.50	2.50	39	2.70	36				
M 3.5	0.60	2.90	32	3.10	31	3.70	27	3.85	24
M 4	0.75	3.25	30	3.50	28	4.20	19	4.40	17
	0.70	3.30	30	3.50	28				
M 4.5	0.75	3.75	25	4.00	22	4.75	13	5.00	9
M 5	1.00	4.00	21	4.40	11/64	5.25	5	5.50	7/32
	0.90	4.10	20	4.40	17				
	0.80	4.20	19	4.50	16				
M 5.5	0.90	4.60	14	4.90	10	5.80	1	6.10	B
M 6	1.00	5.00	8	5.40	4	6.30	E	6.60	G
	0.75	5.25	4	5.50	7/32				
M 7	1.00	6.00	B	6.40	E	7.40	L	7.70	N
	0.75	6.25	D	6.50	F				
M 8	1.25	6.80	H	7.20	J	8.40	Q	8.80	S
	1.00	7.00	J	7.40	L				
M 9	1.25	7.80	N	8.20	P	9.50	3/8	9.90	25/64
	1.00	8.00	O	8.40	21/64				
	1.50	8.50	R	9.00	T				
M 10	1.25	8.80	11/32	9.20	23/64	10.50	Z	11.00	7/16
	1.00	9.00	T	9.40	U				
	1.50	9.50	3/8	10.00	X				
M 12	1.75	10.30	13/32	10.90	27/64	12.60	1/2	13.20	33/64
	1.50	10.50	Z	11.00	7/16				
	1.25	10.80	27/64	11.20	7/16				
M 14	2.00	12.10	15/32	12.70	1/2	14.75	37/64	15.50	39/64
	1.50	12.50	1/2	13.00	33/64				
	1.25	12.80	1/2	13.20	33/64				
M 15	1.50	13.50	17/32	14.00	35/64	15.75	5/8	16.50	21/32

Fuente: LittleMachineShop, 2014

ANEXO 15. FOTOGRAFÍAS

Anexo 15.1. Fotografía de elementos de la máquina durante la construcción.



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Anexo 15.2. Fotografía de ensamblaje en prototipo.



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Anexo 15.3. Fotografía de pruebas de funcionamiento en prototipo



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Anexo 15.4. Fotografía de excentricidad del muñón durante pruebas de funcionamiento en prototipo.



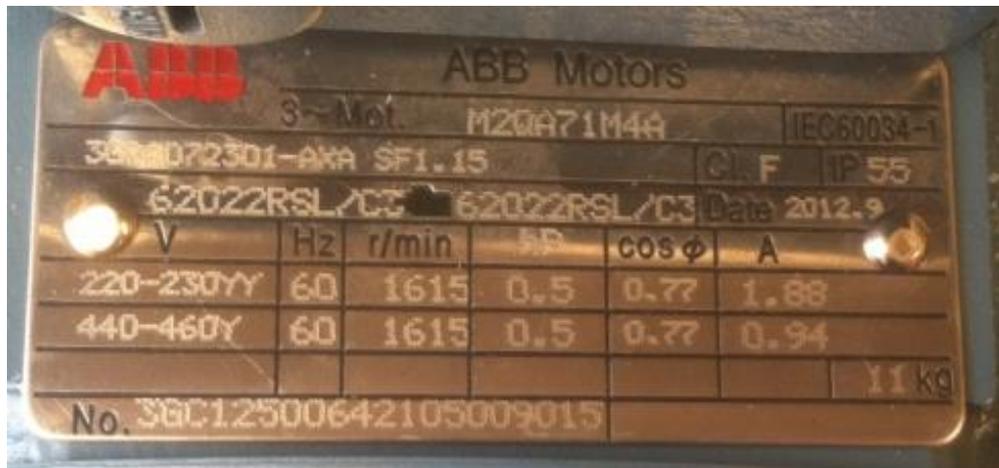
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Anexo 15.5. Detalle de tomas de presión y junta de expansión en prototipo.



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Anexo 15.6. Datos de la placa del motor.



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Anexo 15.7. Fotografía del variador de frecuencia para motor.



Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Anexo 15.8. Motor acoplado a los elementos mecánicos del equipo.



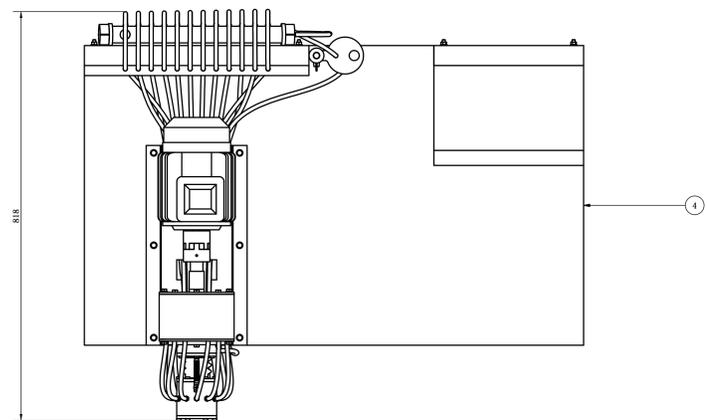
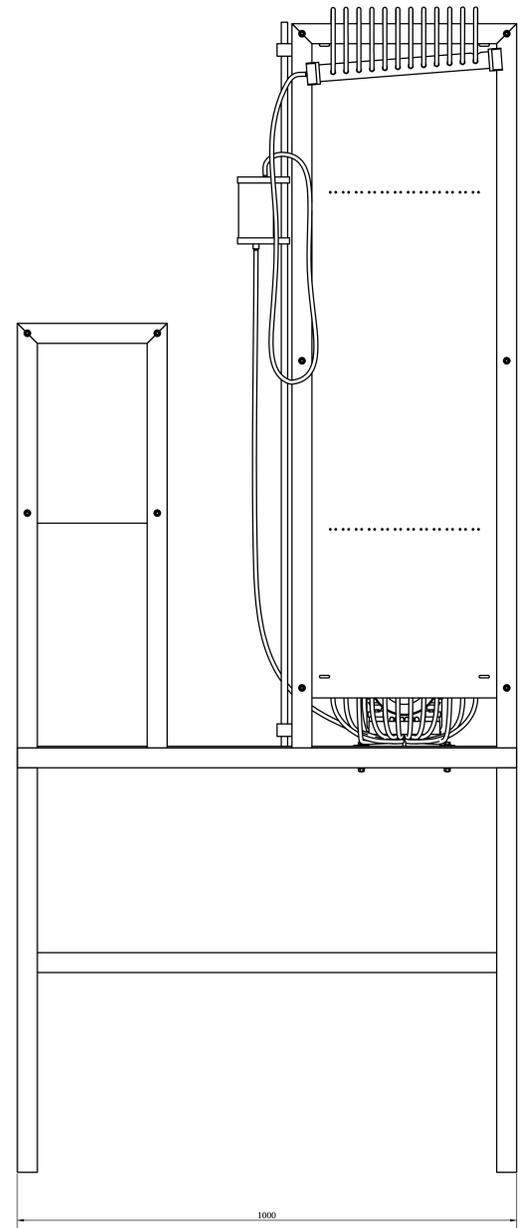
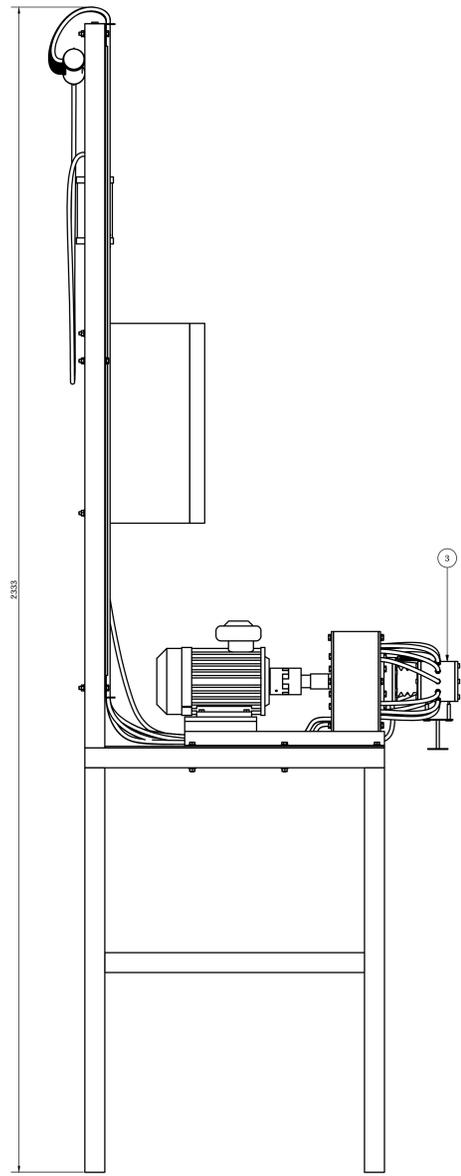
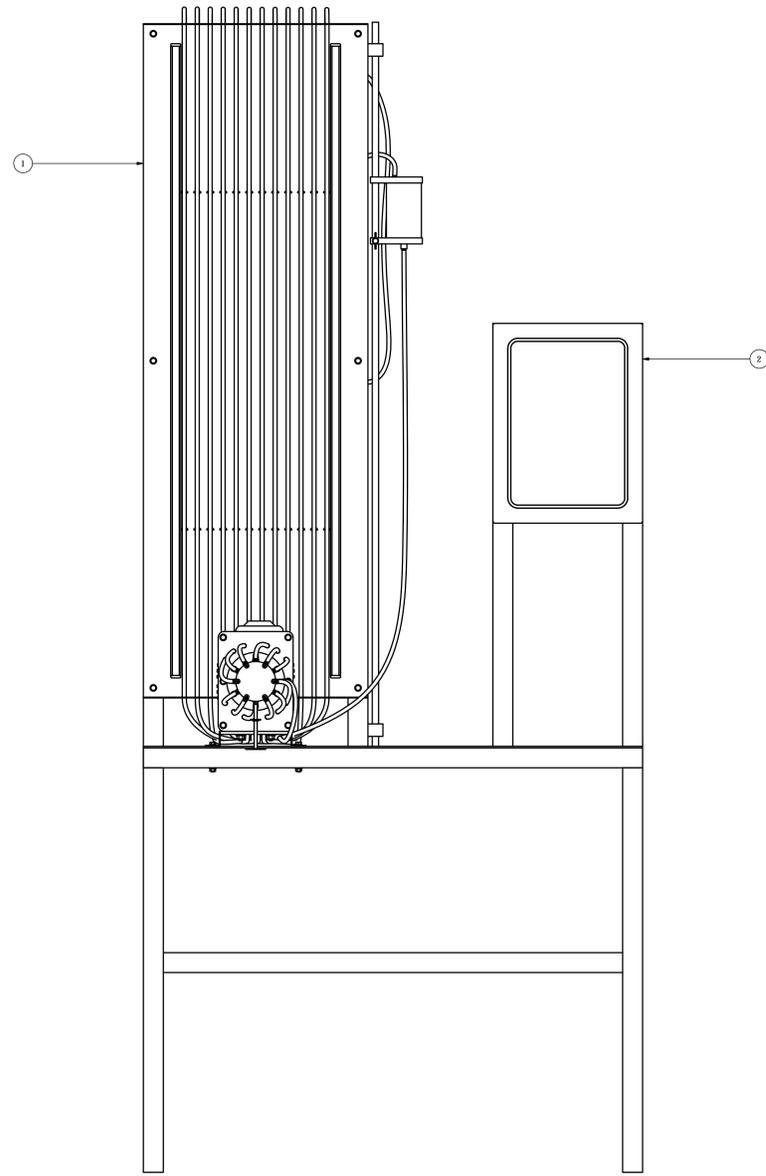
Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

Anexo 15.9. Equipo de ensayos terminado.

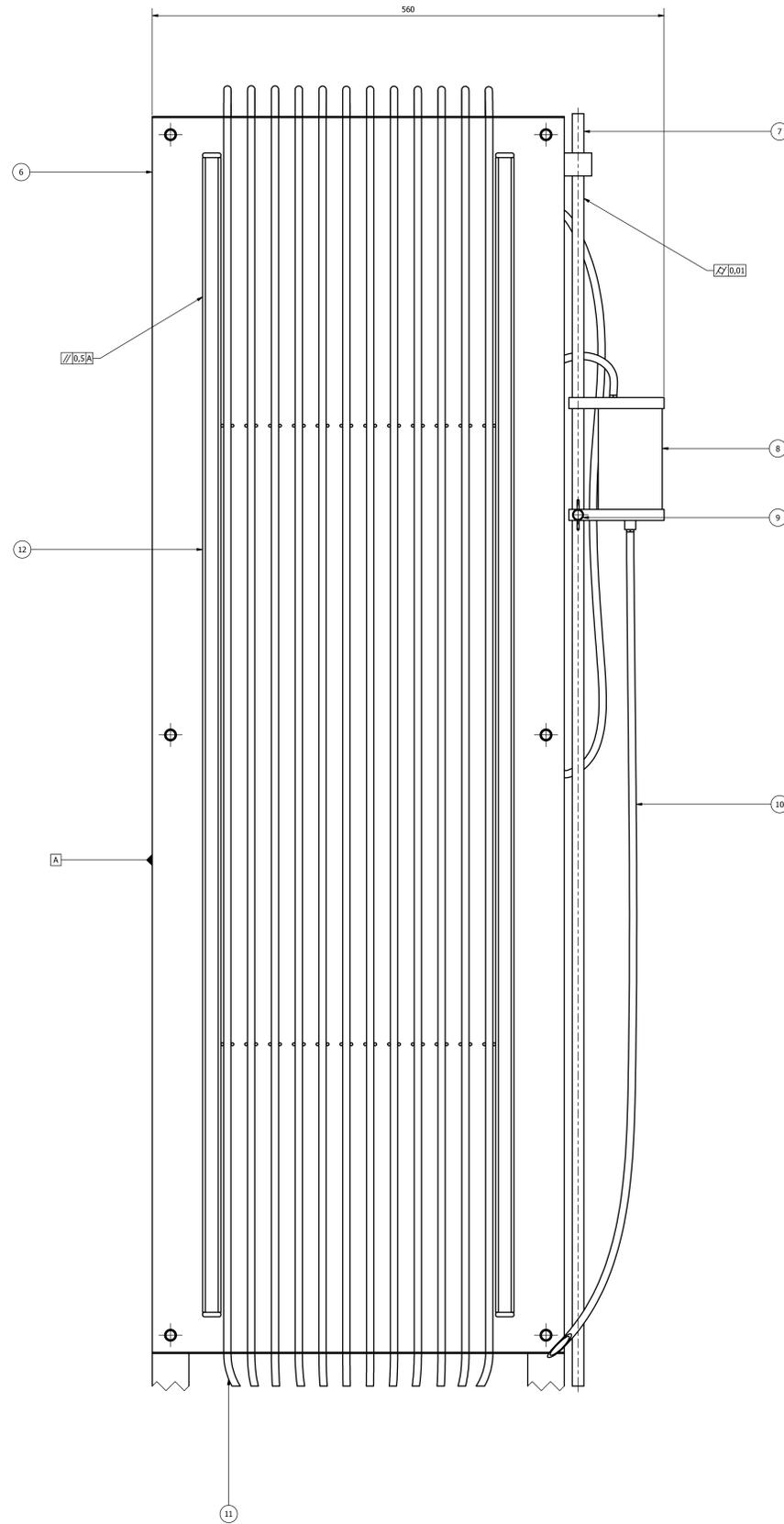
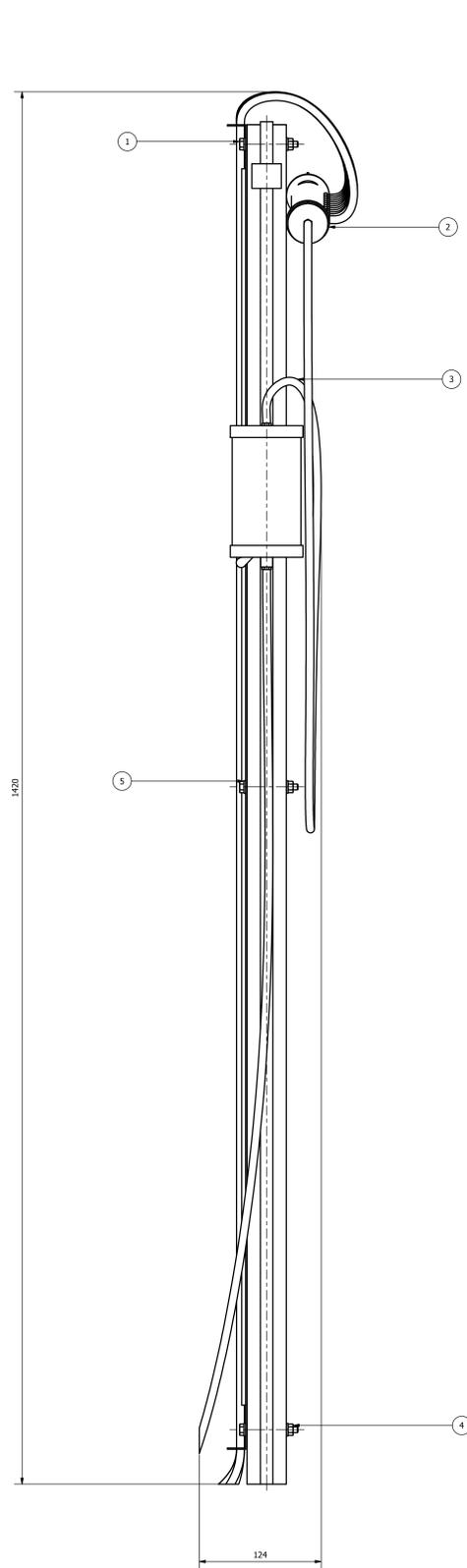


Elaborado por: Ricardo Ramírez, Rafael Silva

ANEXO 16. PLANOS

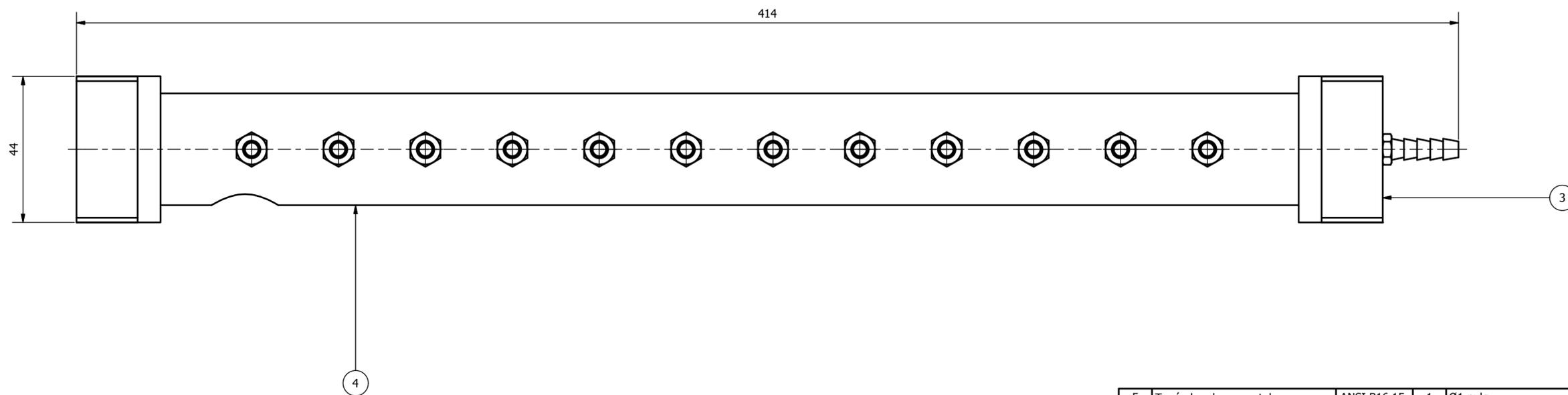
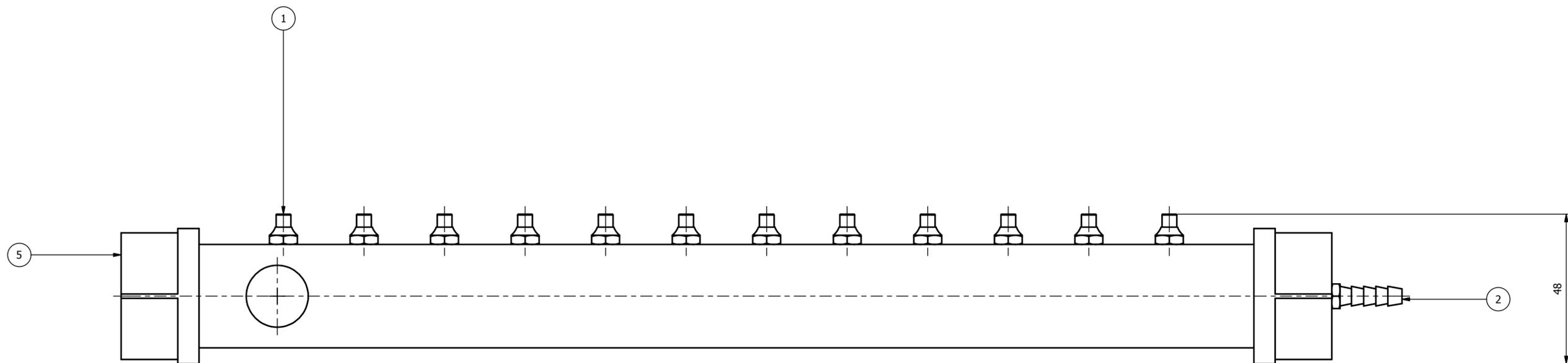


4	Mesa	10.0372.01.0 4	1	600x1000x2300	ASTM A36	Pintura electrostática
3	Mecanismo de coginete de contacto eléctrico	10.0372.01.0 3	1	121x150x610	Varios	
2	Tablero de control	N/A	1	200x300x400	Varios	Pintura electrostática
1	Panel de tubos manométricos	10.0372.01.0 1	1	20x450x1350	ASTM D1882	
Item	Denominación	Norma	Cant.	Dimensión	Material	Observación
	CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Disño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
	MAQUINA DE ENSAYOS DE LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA	UPS	Dibujo:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
			Revisó:			
			Escala:	1:5		
			Código:	10.0372.01		Tol. General: ±3,00

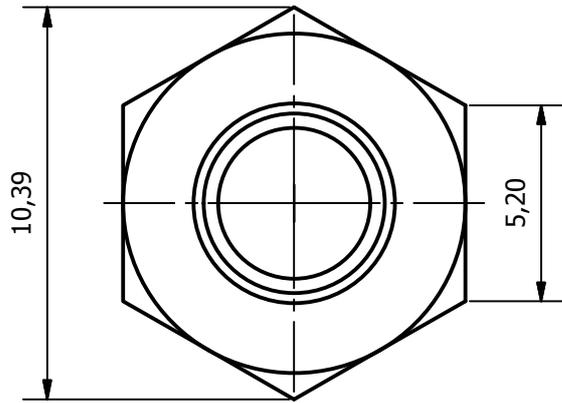
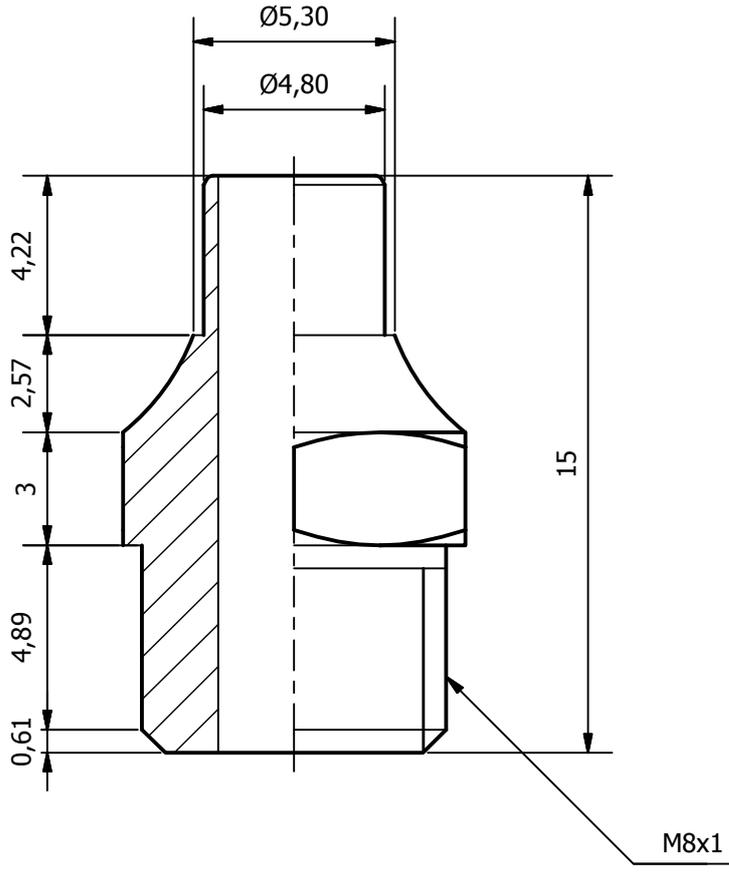


12	Riel para medida	10.0372.01.0 1.12	2	4x20x1260	PVC	
11	Manguera para medición de presión	N/A	12	05/16x3/16 x1650	Vinyl	
10	Manguera de suministro de aceite	N/A	1	05/16x1/4 x1500	Vinyl	
9	Tornillo cabeza de mariposa	CNS 4488	1	M6x8	Acero	
8	Colector de aceite	10.0372.01.0 1.08	1	74x104x190	Varios	
7	Barra de soporte de colector	10.0372.01.0 1.07	1	Ø1/2x7/16 x1400	ASTM A36	Cromo duro
6	Acrílico de soporte de tubos	10.0372.01.0 1.06	1	20x450x1350	Acrílico	Transparente con impresión en Vinyl
5	Arandela plana	ANSI B18.22M	12	Ø13x6,65	Acero	
4	Tuerca hexagonal	ANSI B18.2-4.1M	6	M6x1	Acero	
3	Manguera de retorno de aceite	ASTM D922-11	1	5/16x1/4x1200	Vinyl	
2	Tubo de retorno de aceite	10.0372.01.0 1.02	1	44x7x414	PVC	
1	Tornillo de cabeza hexagonal	ANSI B18.2-3.5M	6	M6x1x55	Acero	
Item	Denominación	Norma	Cant.	Dimensión	Material	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Escala:		Diseño:		Observación
PANEL DE TUBOS MANOMÉTRICOS		1:2,5		Ricardo Ramírez, Rafael Silva		2015-02-20
		Código:		Revisó:		2015-02-20
		10.0372.01.01		Tel. General:		±2,00

UPS

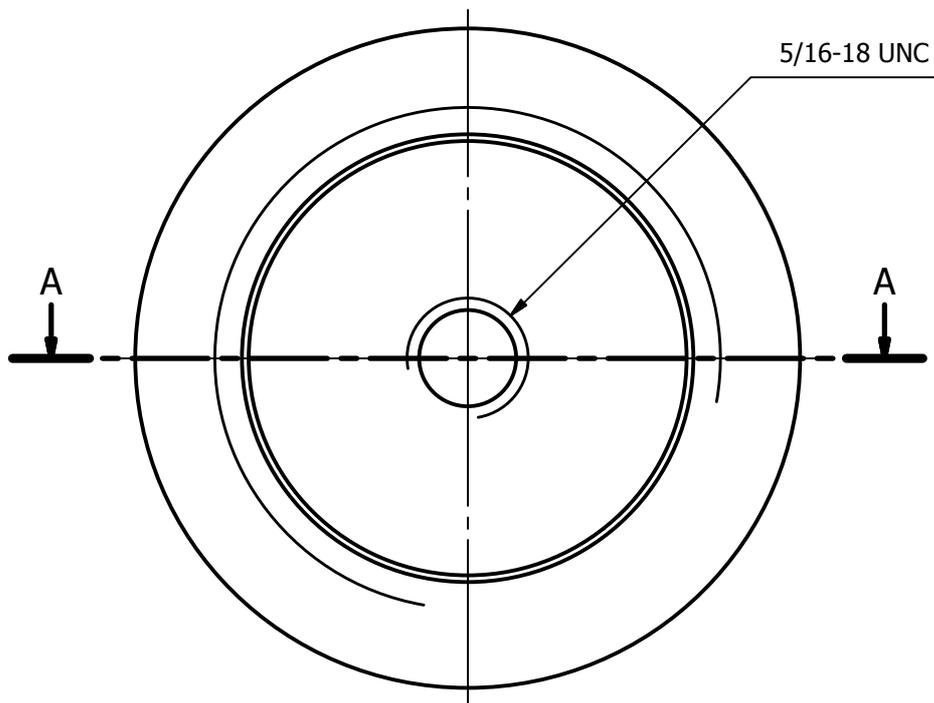


5	Tapón hembra para tubo	ANSI B16.15	1	Ø1 pulg	PVC	Pintura acrílica
4	Tubo	10.0372.01.0 1.02.04	1	Ø1 pulg x 370	PVC	Pintura acrílica
3	Tapón hembra para tubo con rosca	10.0372.01.0 1.02.03	1	Ø1 pulg	PVC	ANSI B16.15 - Pintura acrílica
2	Conexión espiga macho	N/A	1	Ø5/16x1/4 pulg	Bronce	
1	Grasero modificado	10.0372.01.0 1.02.01	12	9x10,39x15,20	Bronce	DIN 71412 AMS
Ítem	Denominación	Norma	Cant.	Dimensión	Material	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				UPS	Diseñó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva
					Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva
					Revisó:	
TUBO DE RETORNO DE ACEITE		Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.01.02	Tol. General: ±1,00	

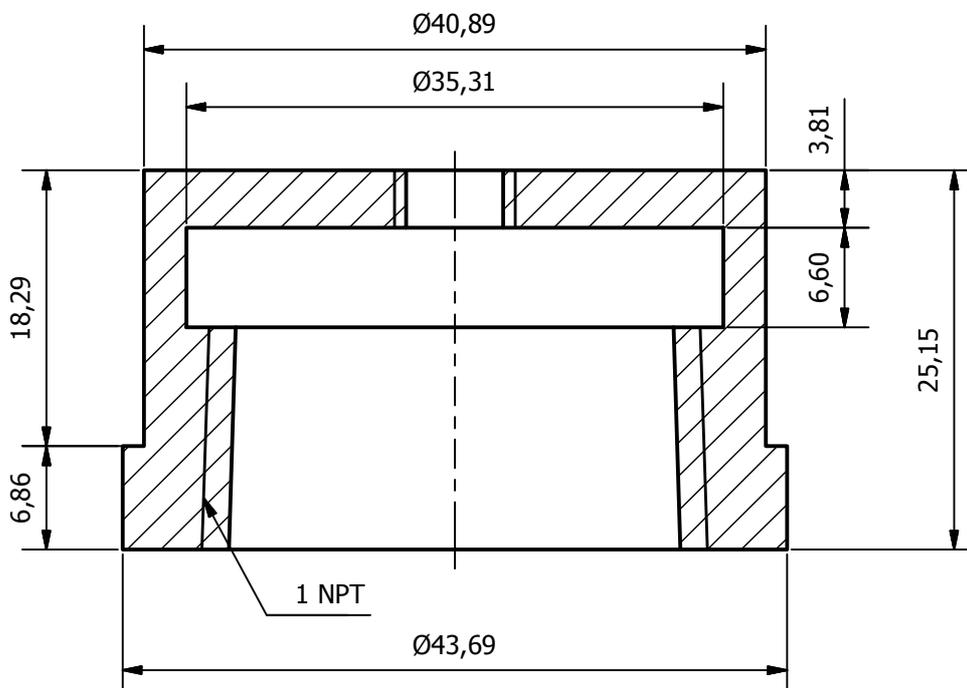


NOTA: A partir DIN71412 AM8

Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Bronce		Dimensiones Brutas:	10x11x16
Recubrimiento:	Ninguno	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
GRASERO MODIFICADO	Escala: 5:1	Código:	10.0372.01.01.02.01	Tol. General:	±0,10	

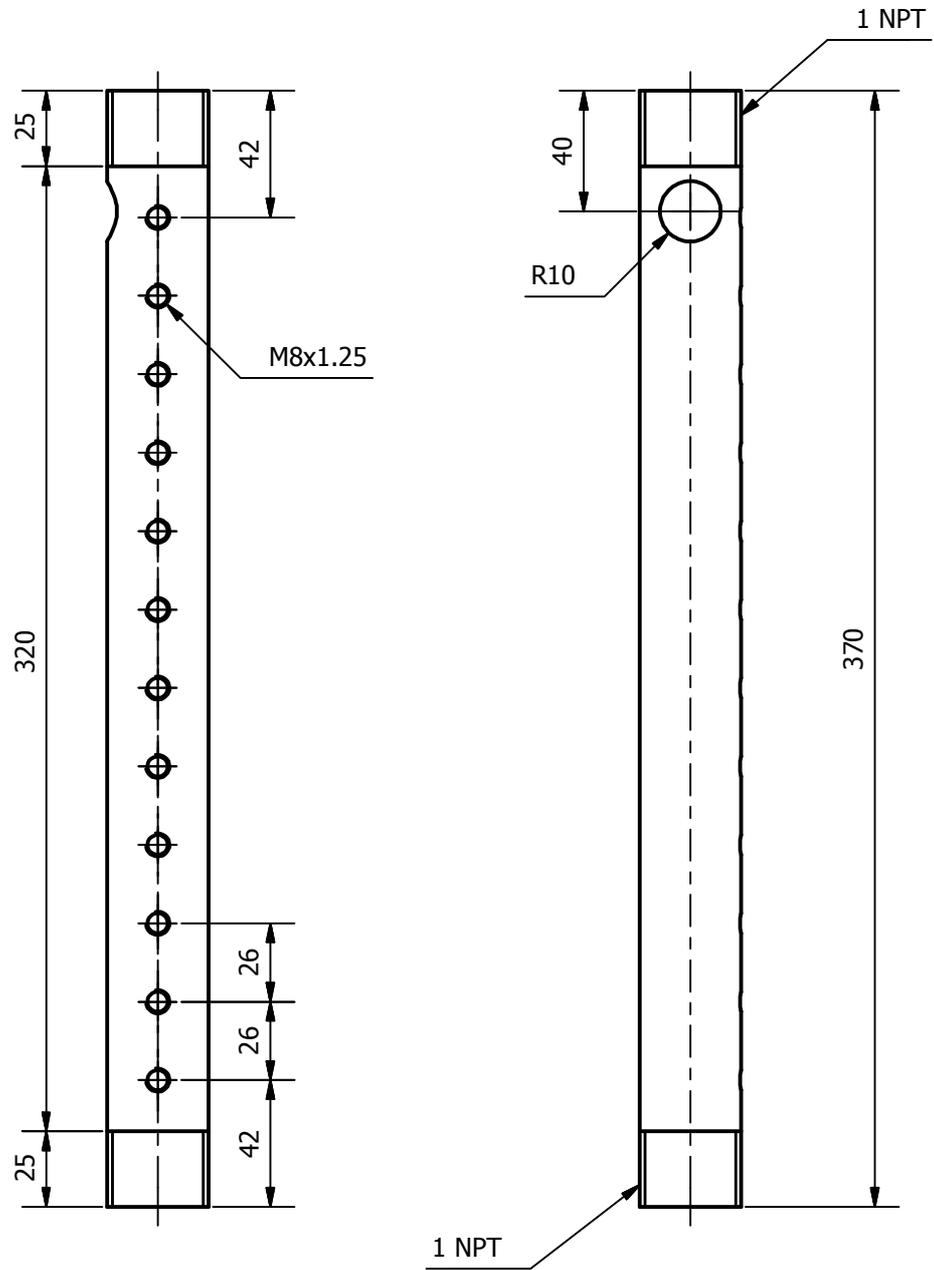


CORTE A-A:

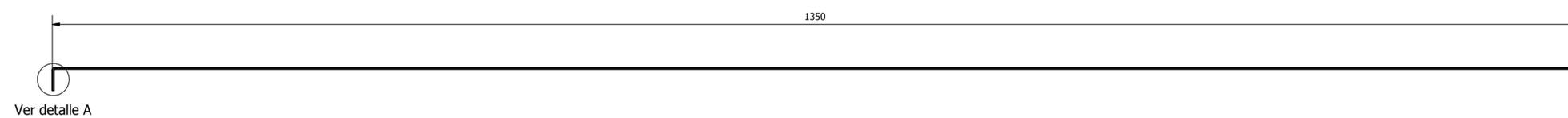
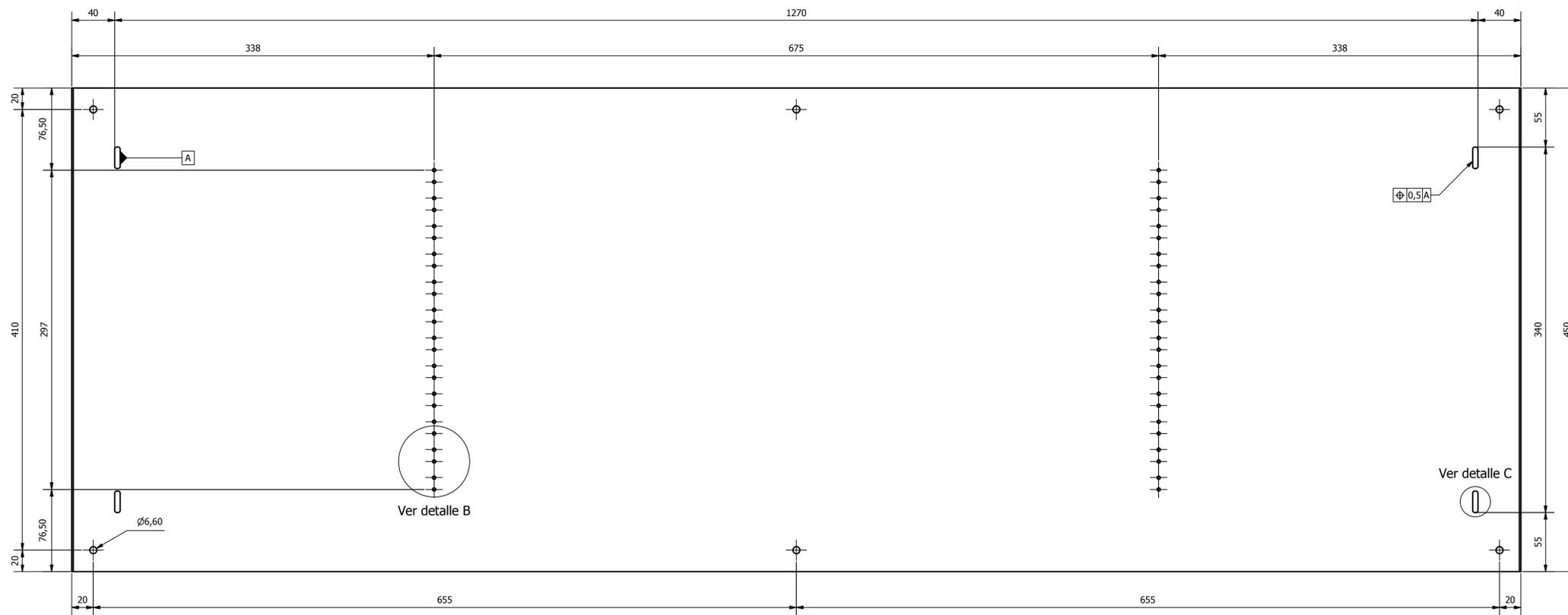
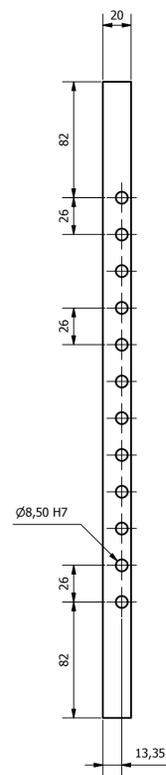


NOTA: A partir de tapón hembra ANSI A16.15 Ø1

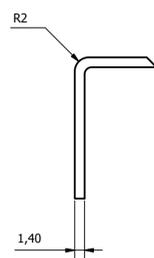
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Dimensiones Brutas:	
Recubrimiento:	Pintura acrílica	PVC	Ø44X26	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Revisó:		
TAPÓN HEMBRA PARA TUBO CON ROSCA	Escala: 2:1	Código:	10.0372.01.01.02.03	Tol. General: ±0,25



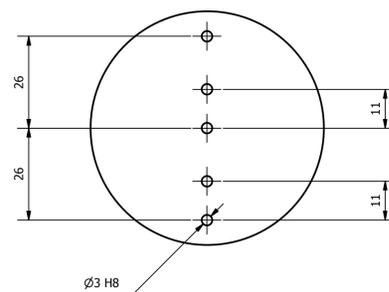
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	PVC		Dimensiones Brutas:	Ø1 pulg x 380
Recubrimiento:	Pintura acrílica	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
				Revisó:		
TUBO	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.01.02.04	Tol. General: ±0,50		



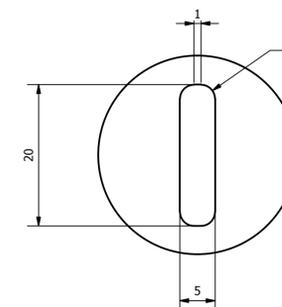
DETALLE A (2 : 1)



DETALLE B (1 : 1)

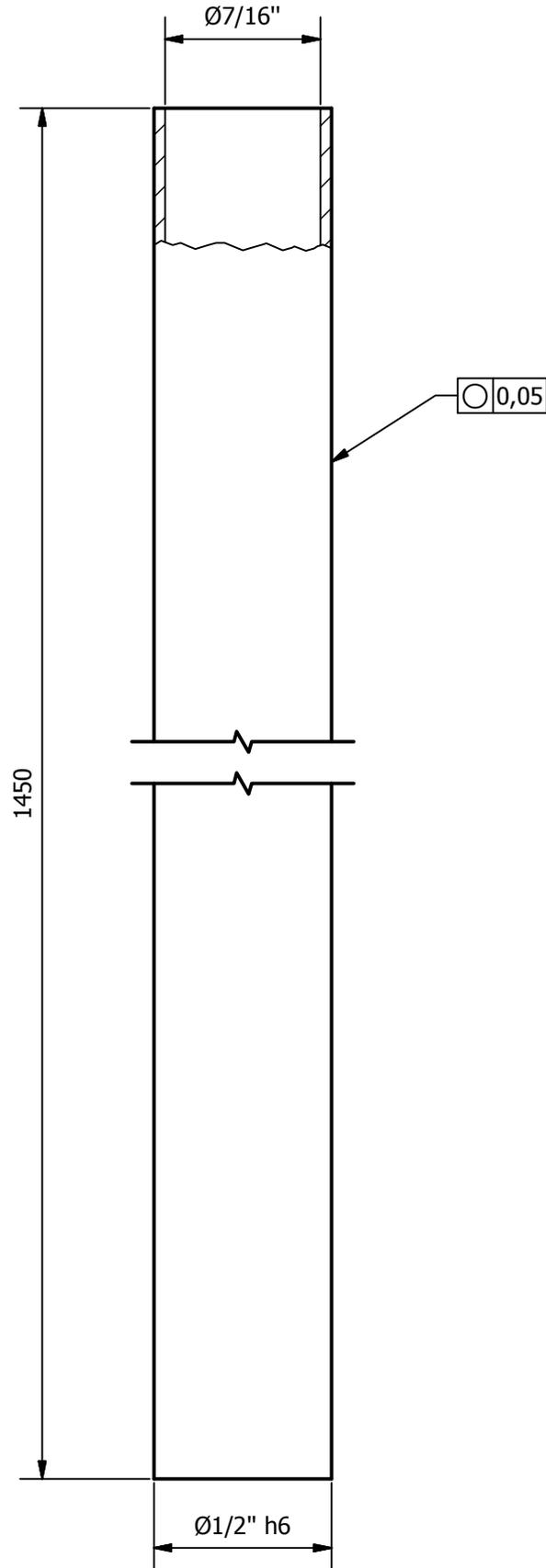


DETALLE C (2 : 1)



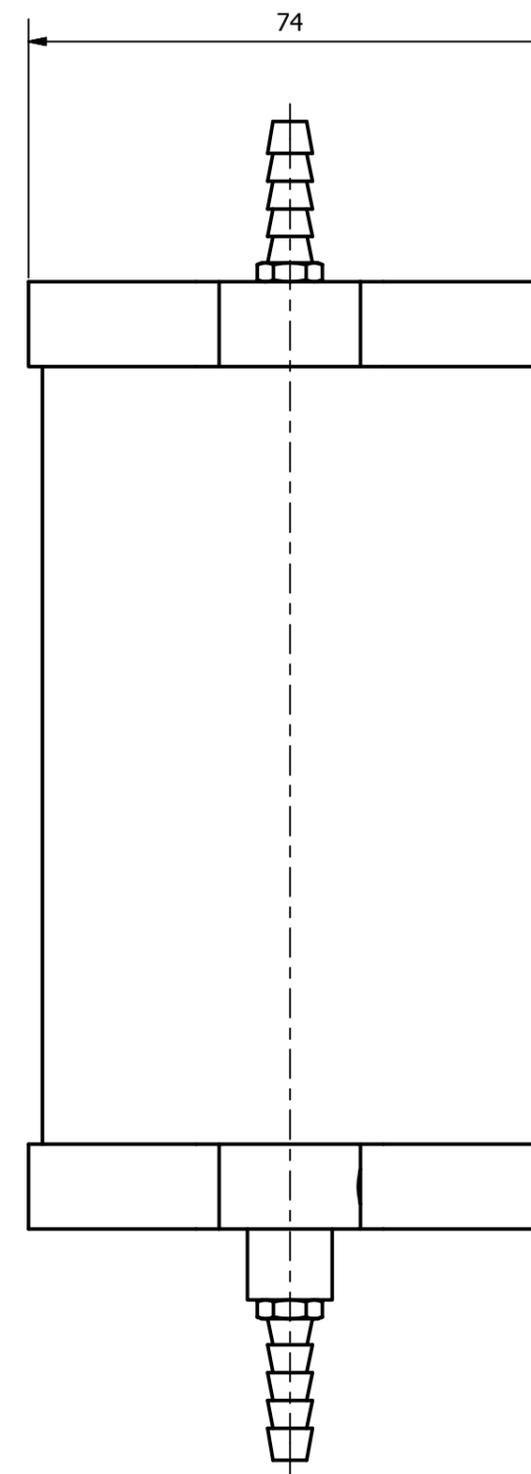
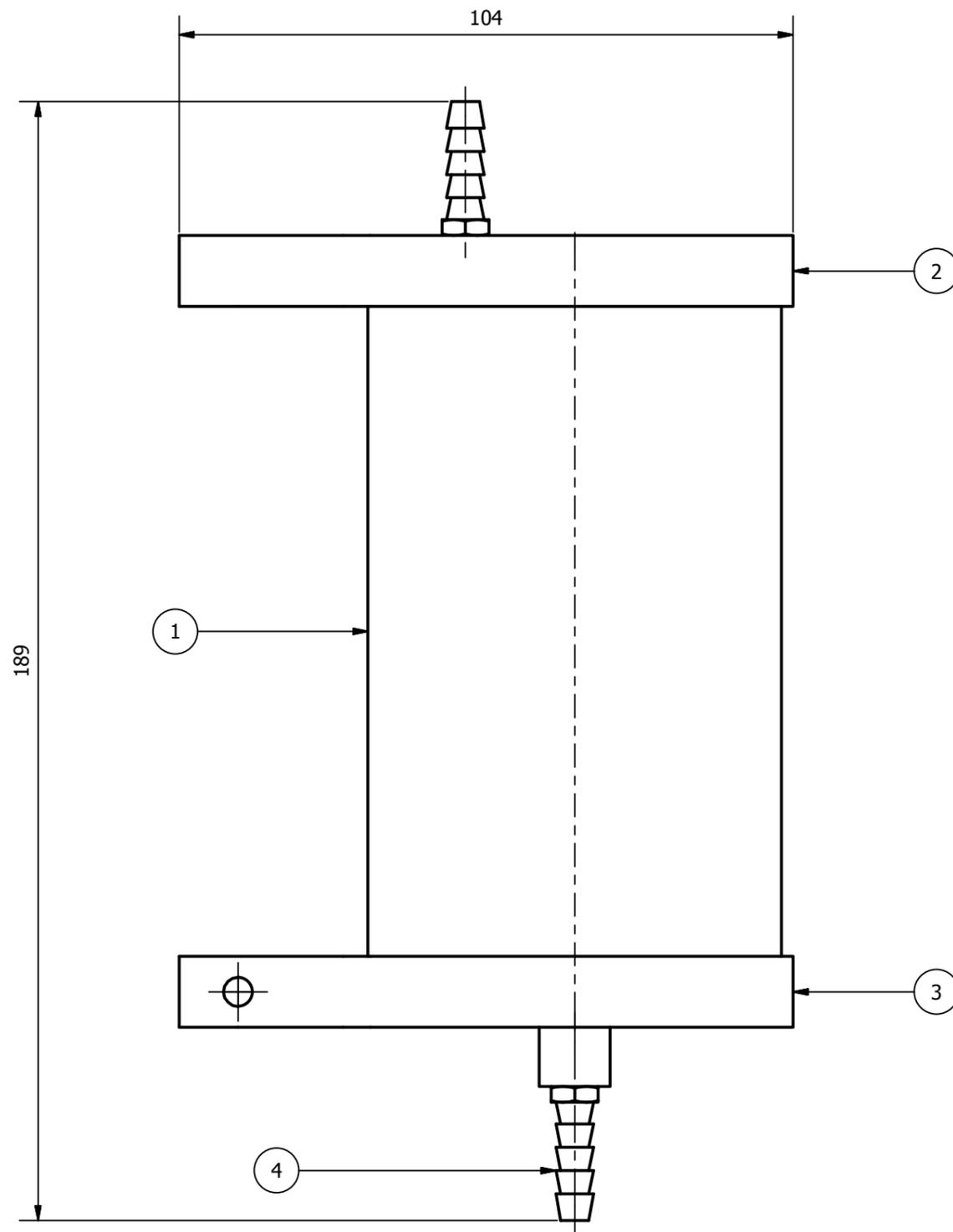
Ø8,50 H7	+0,5
	+0,1
Ø3 H8	+1,00
	0

Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Acrílico	Dimensiones Brutas:	20x450x1350
Recubrimiento:	Ninguno	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva		2015-02-20
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva		2015-02-20
ACRÍLICO DE SOPORTE DE TUBOS		Revisó:			
Escala: 1:2,5		Código:	10.0372.01.01.06	Tol. General:	±1,00

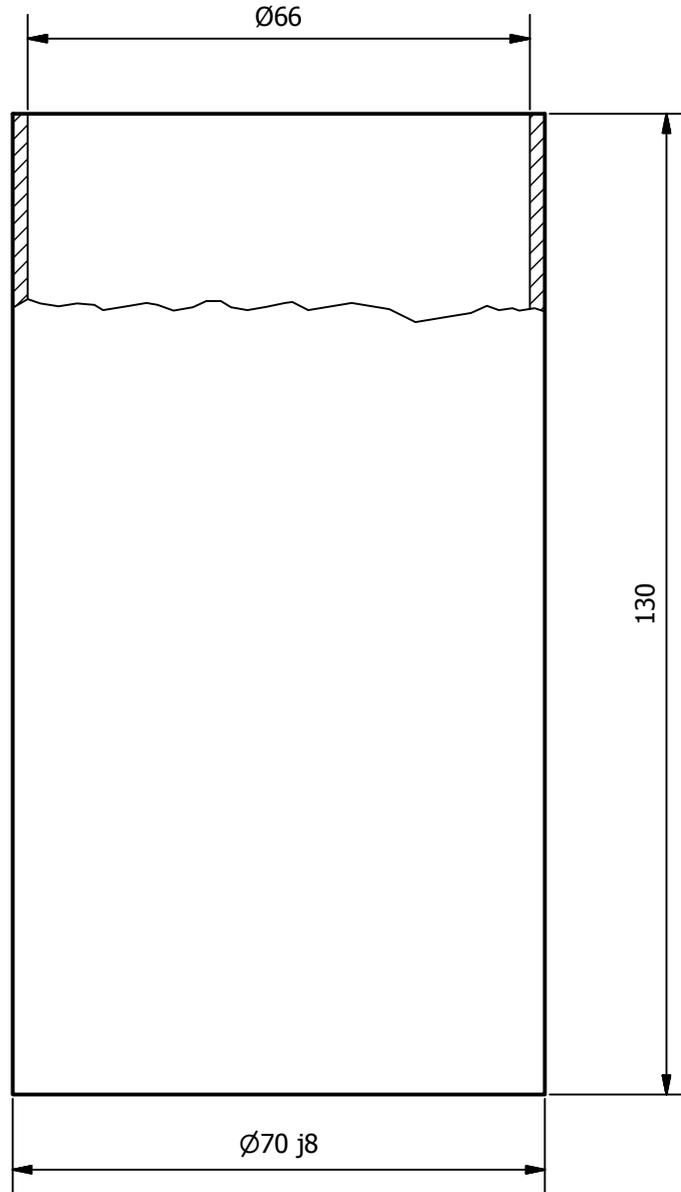


Ø1/2" h6	0
	-0,5

Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	Ø1/2" x1460
Recubrimiento:	Cromo duro				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
BARRA DE SOPORTE DE COLECTOR	Escala: 2:1	Código:	10.0372.01.01.07	Tol. General:	±1,00

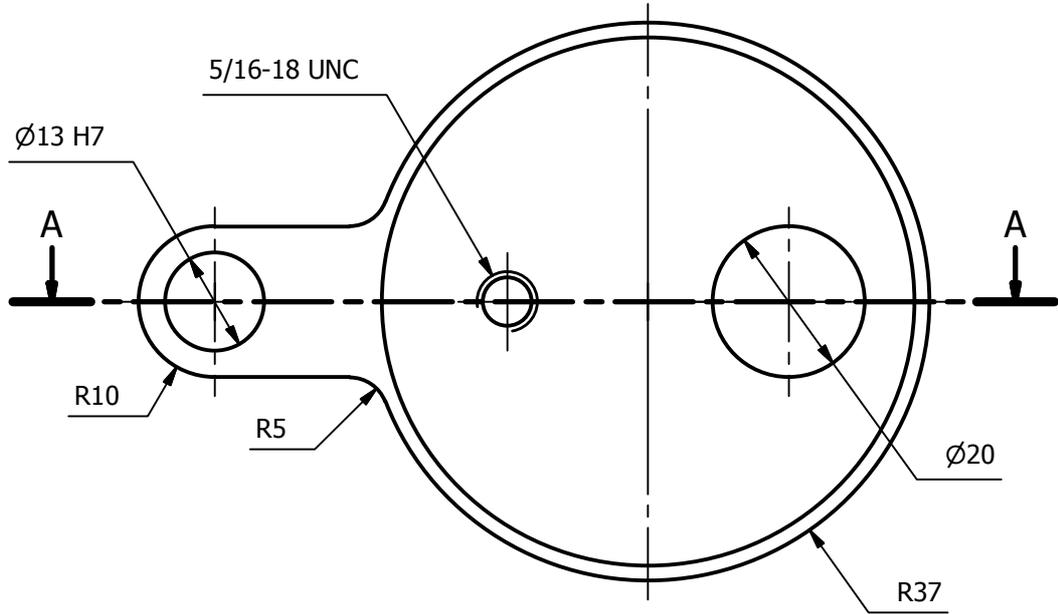


4	Conexión espiga macho	N/A	2	Ø5/16x1/4 pulg	Bronce		
3	Tapa inferior	10.0372.01.0 1.08.03	1	22x74x104	AISI 1018	Zincado	
2	Tapa superior	10.0372.01.0 1.08.02	1	12x74x104	AISI 1018	Zincado	
1	Cilindro	10.0372.01.0 1.08.01	1	Ø70x130	Acrílico		
Ítem	Denominación	Norma	Cant.	Dimensión	Material	Observación	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
					Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
					Revisó:		
COLECTOR DE ACEITE		Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.01.08	Tol. General: ±1,00		



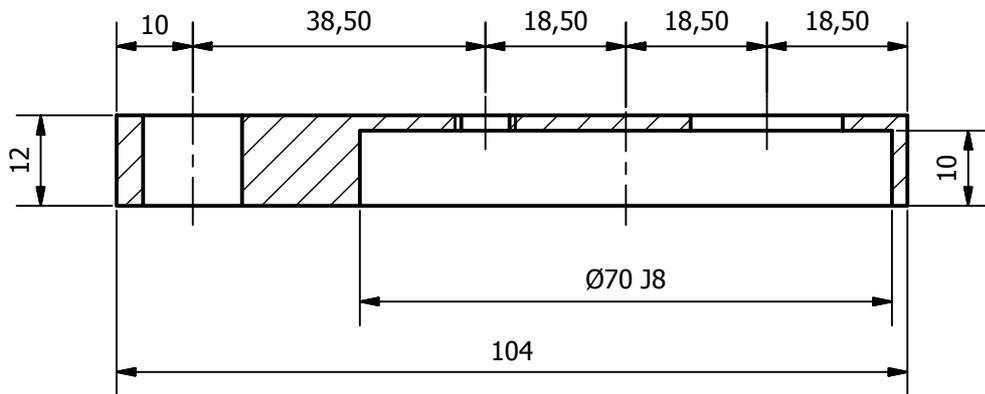
$\text{Ø}70\ j8$	+0,5
	-0,5

Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Acrílico		Dimensiones Brutas:	$\text{Ø}70 \times 130$
Recubrimiento:	Ninguno	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
CILINDRO	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.01.08.01	Tol. General:	$\pm 0,50$	

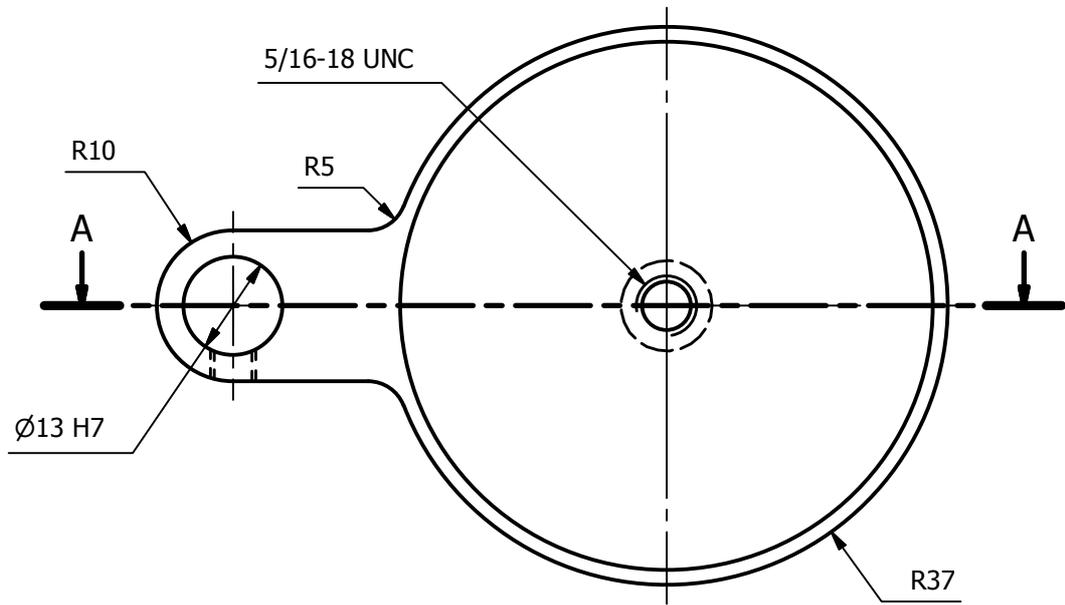


Ø70 J8	+0,5
	-0,2
Ø13 H7	+0,5
	0

CORTE A-A:

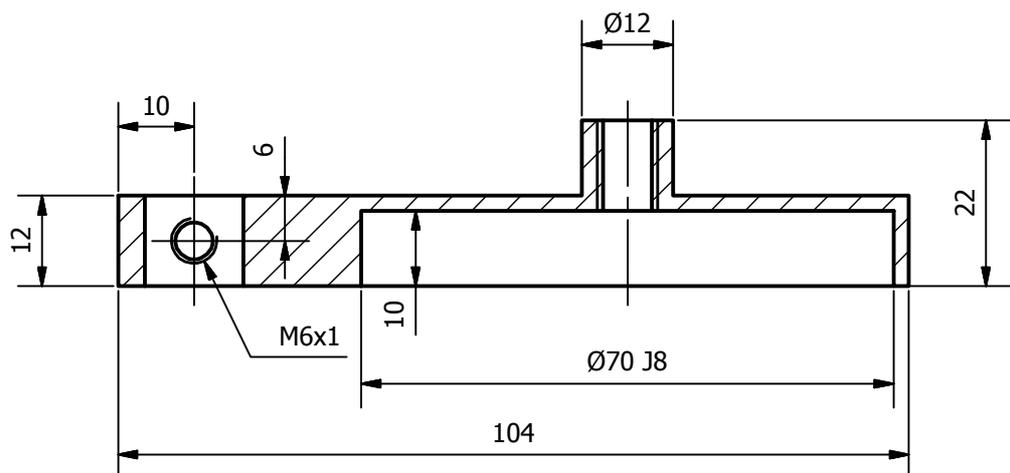


Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	16x78x108
Recubrimiento:	Zincado	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
TAPA SUPERIOR	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.01.08.02	Tol. General:	±0,50	

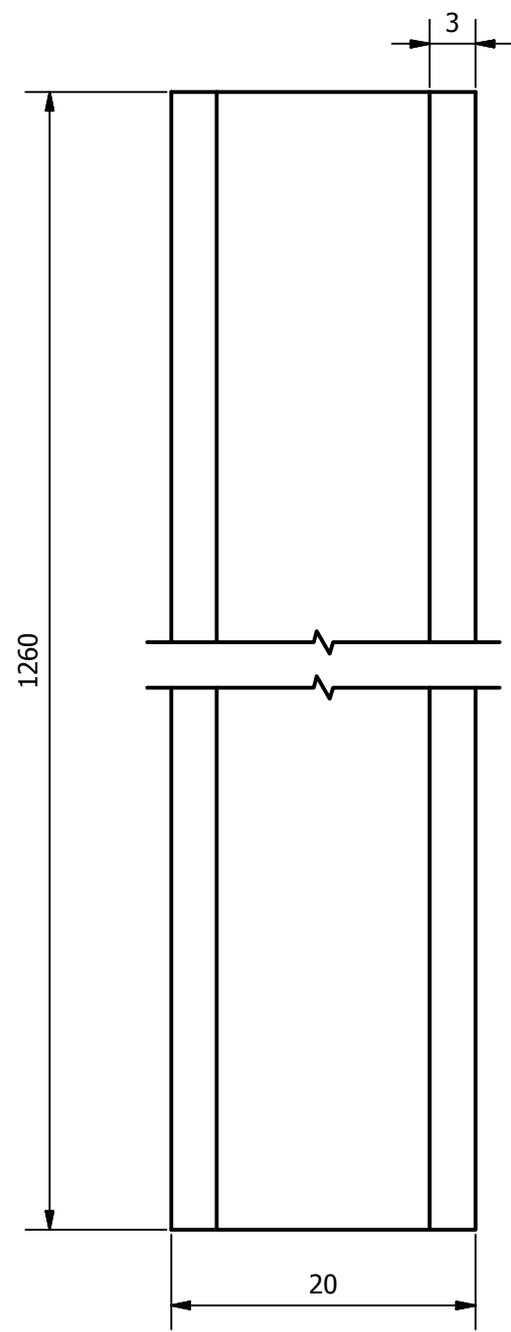
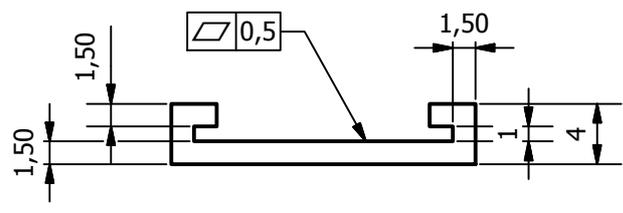


Ø70 J8	+0,5
	-0,2
Ø13 H7	+0,5
	0

CORTE A-A:

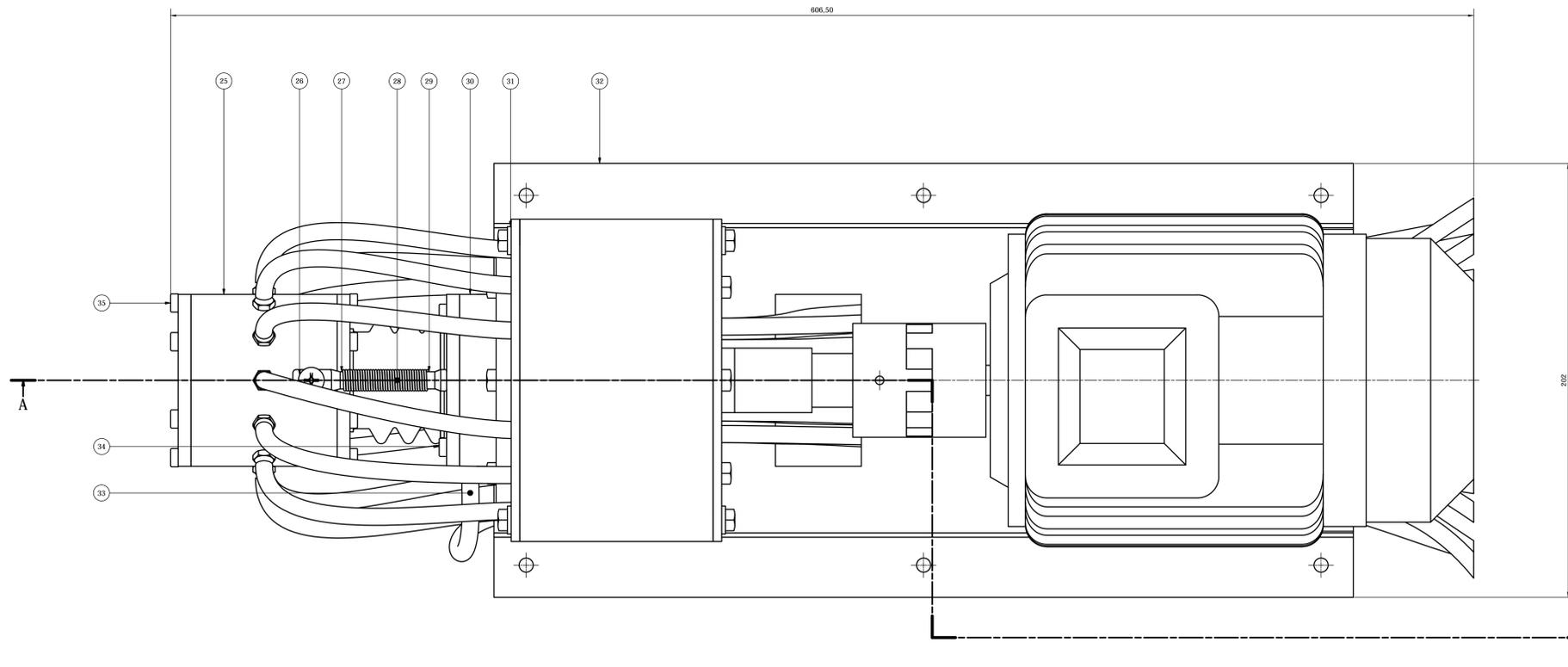
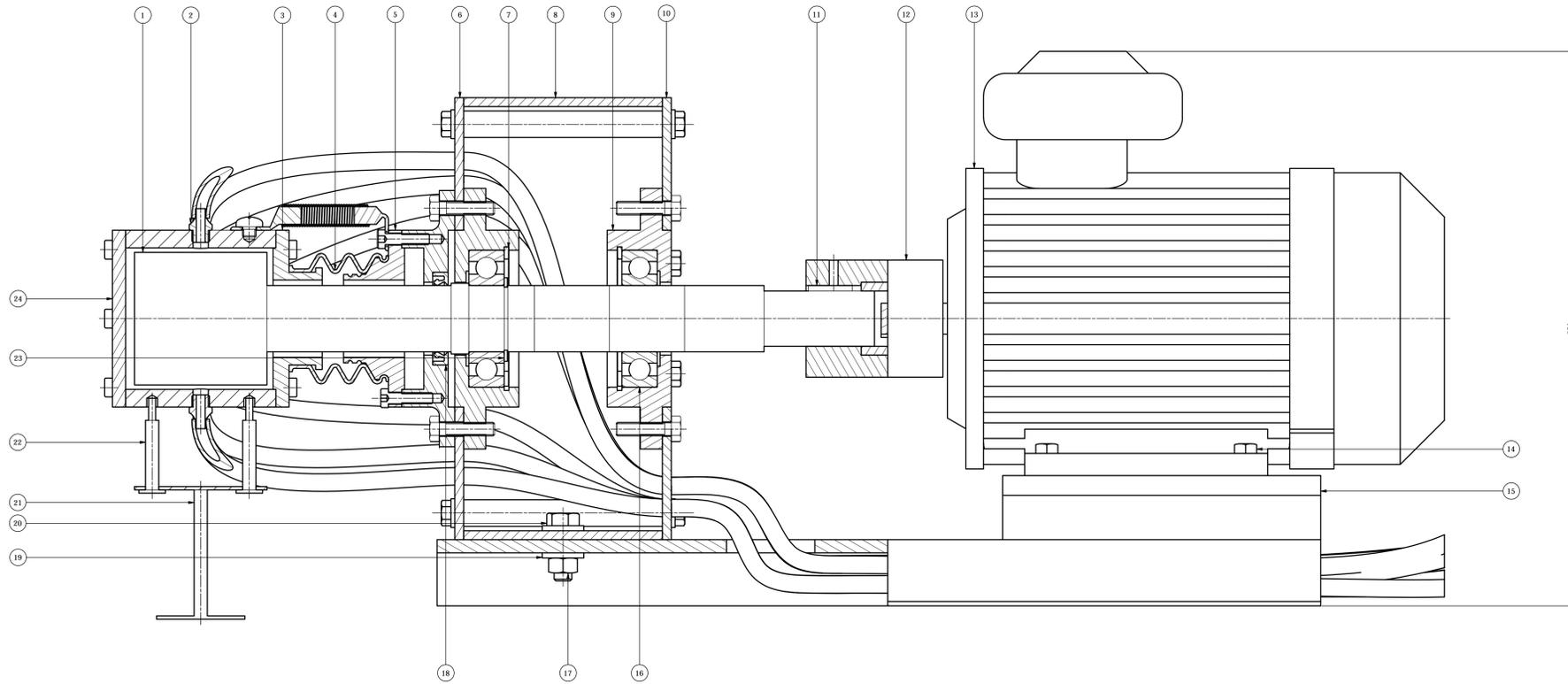


Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	26x78x108
Recubrimiento:	Zincado	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
TAPA INFERIOR	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.01.08.03	Tol. General:	±0,50	



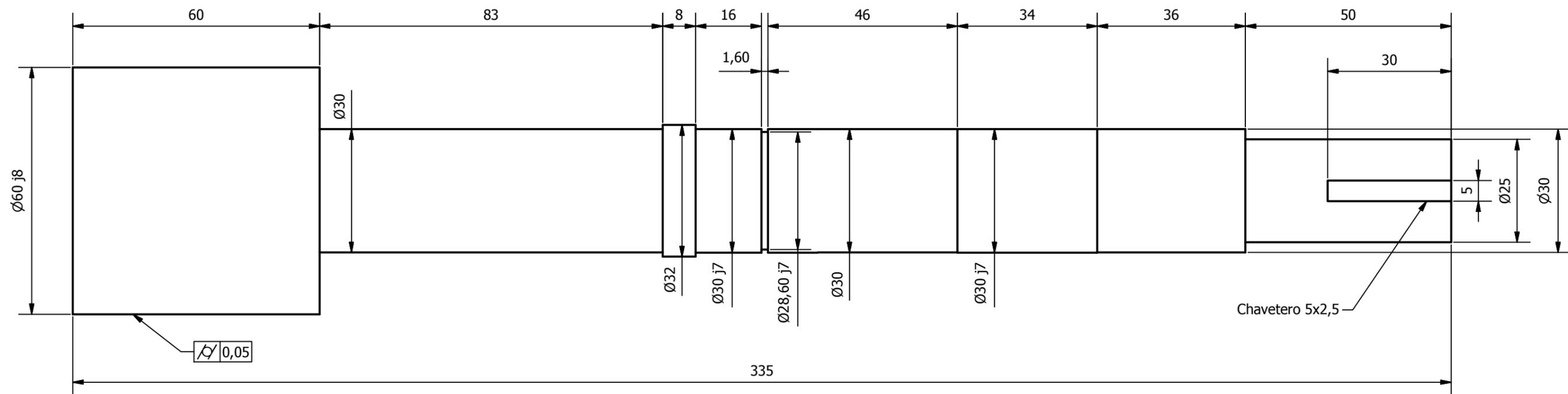
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	PVC	Dimensiones Brutas:	4x20x1270
Recubrimiento:	Ninguno	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
RIEL PARA MEDIDA	Escala: 2:1	Código:	10.0372.01.01.12	Tol. General:	±1,00

CORTE A-A:



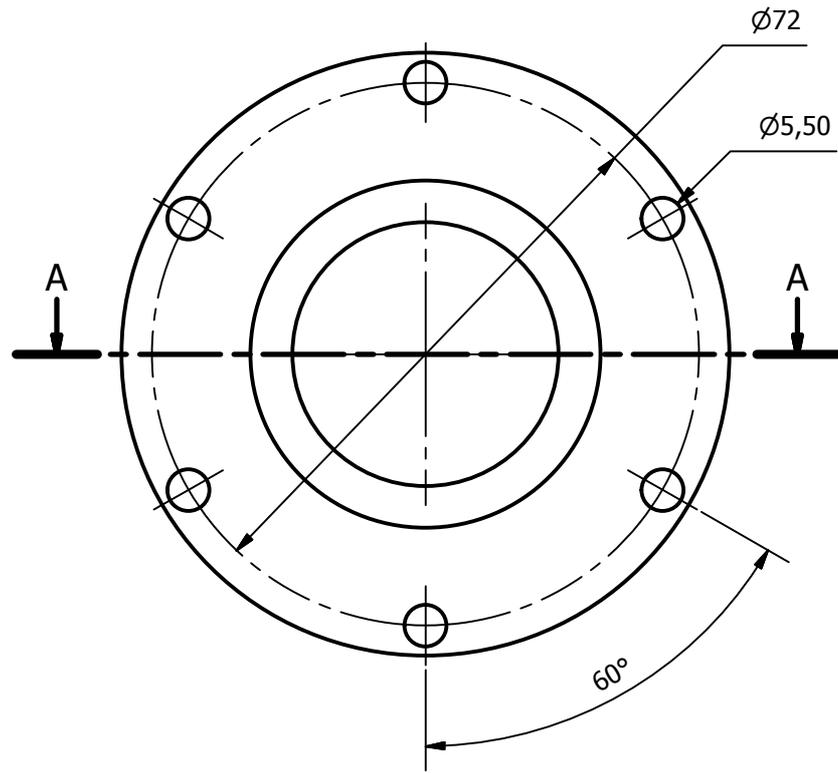
35	Tornillo de cabeza cilíndrica con ranura hexagonal	DIN 7984	12	M5x12	Acero	
34	Tornillo de cabeza cilíndrica con ranura hexagonal	DIN 7984	6	M5x20	Acero	
33	Conexión espiga macho	N/A	1	5/16x1/4	Bronce	
32	Cuadro soporte	10.0372.01.0 3.32	2	50x202x400	Acero	Pintura electrostática
31	Arandela plana	ANSI B18.22M	12	Ø13x6,65	Acero	
30	Plato de ingreso de aceite	10.0372.01.0 3.30	1	Ø116x24	AISI 1018	Zincado
29	Terminal posterior de resorte	N/A	1	10x10,8x32	Hierro dúctil	Terminal eléctrico doblado
28	Resorte de extensión	N/A	1	Ø10x1x1	Acero	
27	Terminal delantero de resorte	N/A	1	10x10,8x32	Hierro dúctil	Terminal eléctrico doblado
26	Tornillo de cabeza cilíndrica con ranura en cruz	ANSI B18.6.7M	1	M6x1x8	Acero	
25	Buje	10.0372.01.0 3.25	1	Ø80x68	SAE 40	
24	Tapa	10.0372.01.0 3.24	1	Ø80x6	ASTM D3955	PC sólido transparente
23	Anillo de retención exterior	DIN 471	1	30x1,5	Acero	
22	Porta pesas (brasa)	10.0372.01.0 3.22	2	Ø12x43	AISI 1018	Zincado
21	Porta pesas (base)	10.0372.01.0 3.21	1	4x30x50	AISI 1018	
20	Tornillo de cabeza hexagonal	ANSI B18.2.3.5M	2	M8x1,25x25	Acero	
19	Arandela plana	ANSI B18.22M	4	Ø18,8x8,9	Acero	
18	Retenedor de aceite	DIN 3760	1	AS 30x42x7	NBR	
17	Tuerca hexagonal	ANSI B18.2.4.1M	2	M8x1,25	Acero	
16	Rodamiento	6206-2RS1	2	30x62x16	Acero	DIN 625 SKF
15	Caucho de amortiguación para motor	10.0372.01.0 3.15	2	9x30x144	Caucho	Dureza 55 Shore A
14	Tornillo de cabeza hexagonal	ANSI B18.2.3.5M	28	M6x1x25	Acero	
13	Motor	3GQA072301-AXA	1	71M	N/A	220 V; 3~
12	Acoplamiento de mordaza	N/A	1	LØ75x1/2	Acero	
11	Chaveta	10.0372.01.0 3.11	1	5x5x20	AISI 1018	
10	Bastidor (tapa posterior)	10.0372.01.0 3.10	1	4x150x200	AISI 1018	Pintura electrostática
9	Manzana de sujeción de rodamiento	10.0372.01.0 3.09	2	Ø118x29	AISI 1018	Zincado
8	Bastidor (caja)	10.0372.01.0 3.08	1	90x150x200	AISI 1018	Pintura electrostática
7	Anillo de retención interior	DIN 472	2	62x2	Acero	
6	Bastidor (tapa frontal)	10.0372.01.0 3.06	1	4x150x200	AISI 1018	Pintura electrostática
5	Junta de expansión (brida posterior)	10.0372.01.0 3.05	1	Ø80x27,60	AISI 1018	Zincado
4	Caucho para junta de expansión	10.0372.01.0 3.04	1	Ø58x42	Caucho	Dureza 50 Shore A
3	Junta de expansión (brida frontal)	10.0372.01.0 3.03	12	9x10,39x15,20	Bronce	DIN 71412 AM8
2	Grasero modificado	10.0372.01.0 1.02.01	12	9x10,39x15,20	Bronce	DIN 71412 AM8
1	Muñón	10.0372.01.0 3.01	1	Ø60x335	AISI 1018	Zincado

Item	Denominación	Cant.	Dimensión	Material	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA					
Diseño: Ricardo Ramírez, Rafael Silva					
Dibujó: Ricardo Ramírez, Rafael Silva					
Revisó:					
Escala: 1:1					
Código: 10.0372.01.03					
Tel. General: ±1,00					

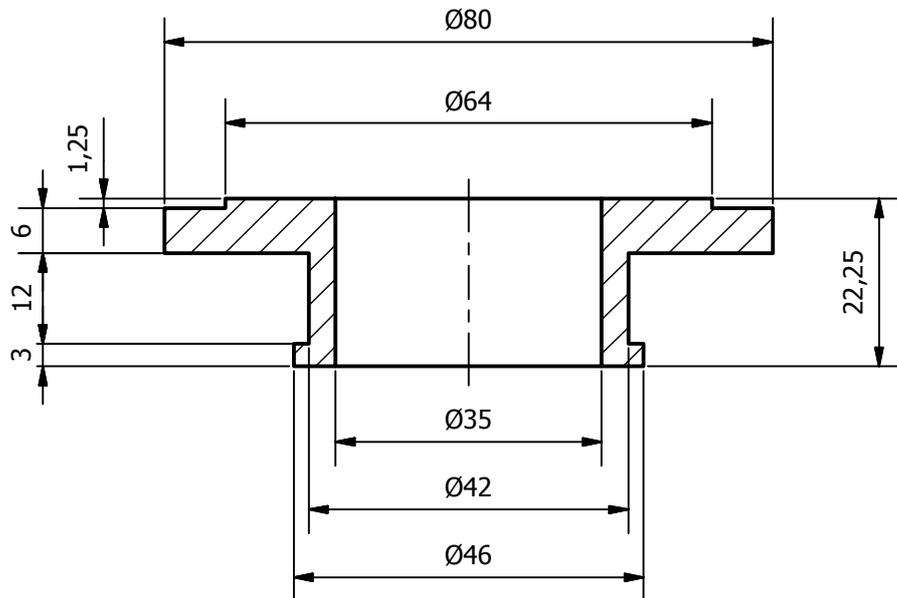


Ø60 j8	+0,05
	-0,05
Ø30 j7	+0,02
	+0,01
Ø28,60 j7	+0,1
	0

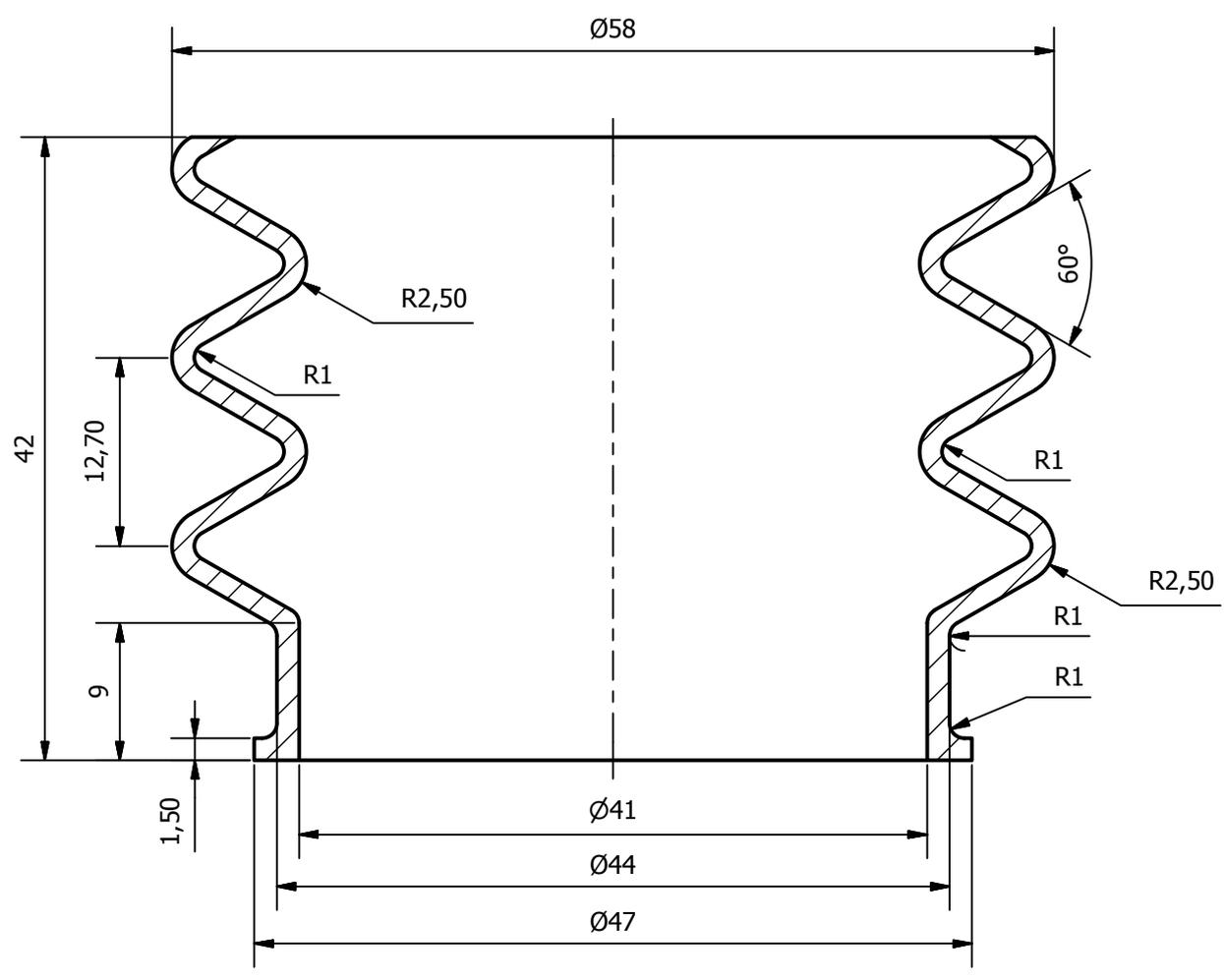
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018	
Recubrimiento:	Zincado	Dimensiones Brutas:	Ø62x340	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Revisó:		
MUÑÓN	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.03.01	Tol. General: ±0,50



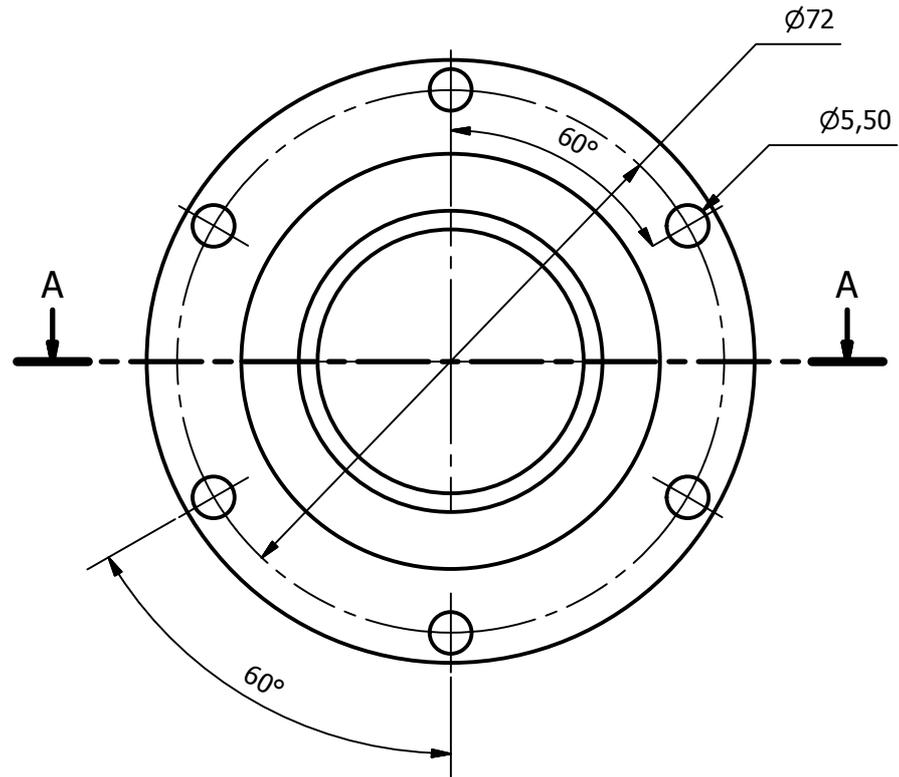
CORTE A-A:



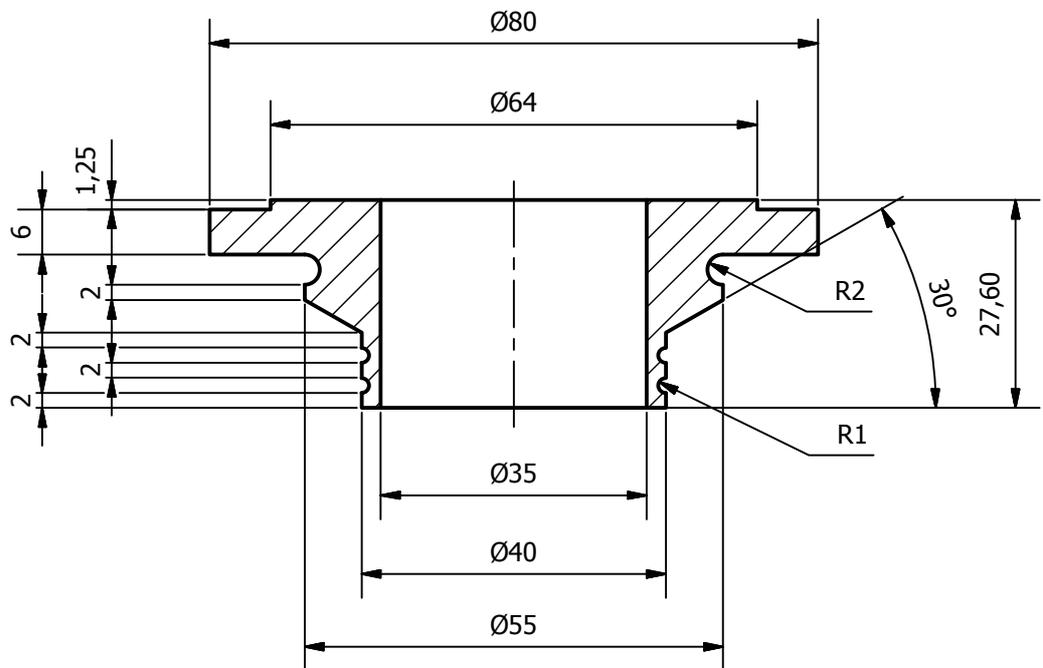
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	Ø82x25
Recubrimiento:	Zincado					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
JUNTA DE EXPANSIÓN (BRIDA FRONTAL)	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.03.03	Tol. General: ±0,50		



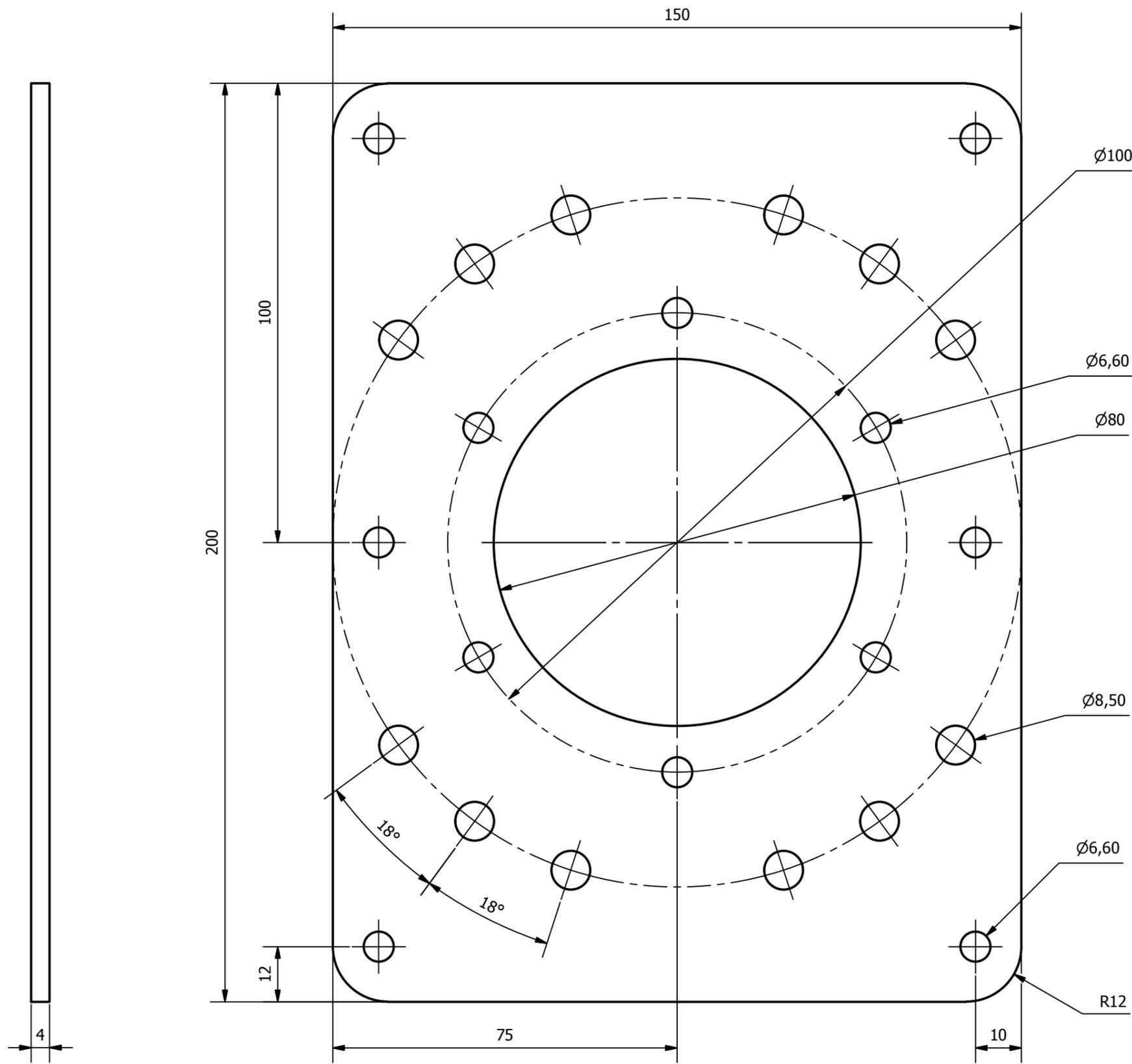
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Caucho dureza 50 Shore A	Dimensiones Brutas:	$\varnothing 58 \times 45$
Recubrimiento:	Ninguno				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
CAUCHO PARA JUNTA DE EXPANSIÓN	Escala: 2:1	Código:	10.0372.01.03.04	Tol. General:	$\pm 1,00$



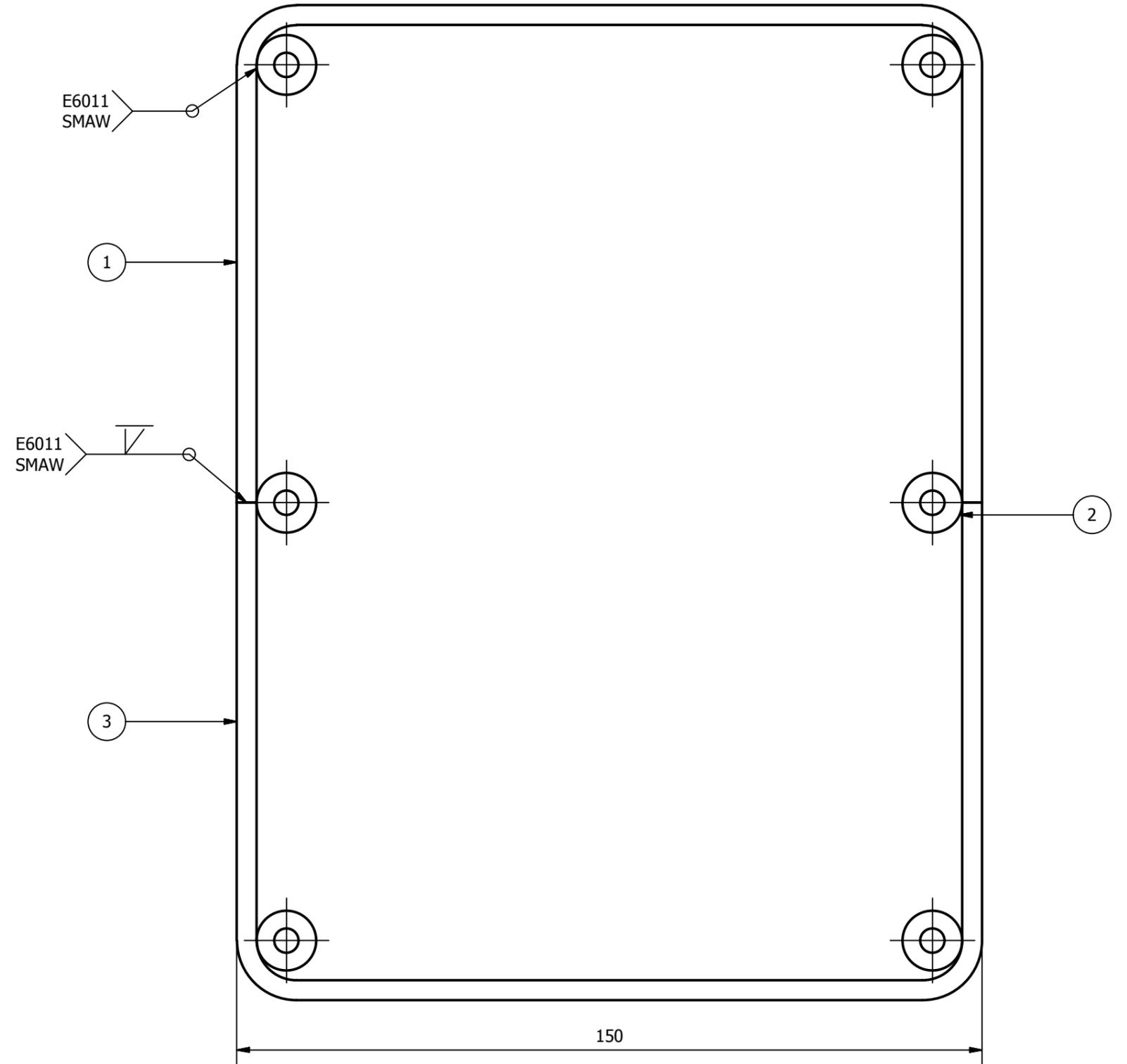
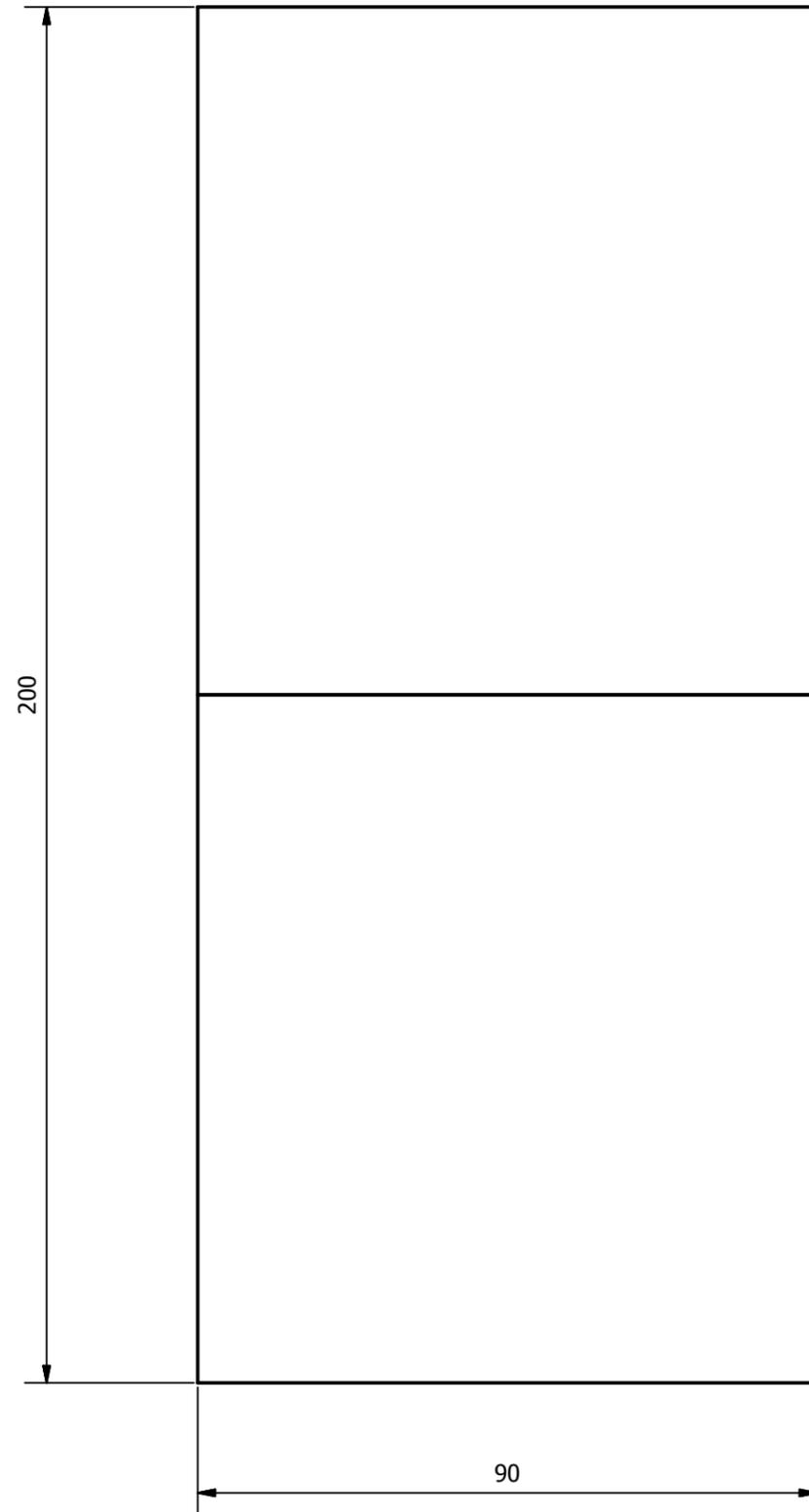
CORTE A-A:



Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	Ø82x30
Recubrimiento:	Zincado					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
JUNTA DE EXPANSIÓN (BRIDA POSTERIOR)	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.03.05	Tol. General: ±0,50		



Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Dimensiones Brutas:	
Recubrimiento:	Pintura electrostática	AISI 1018	4x160x210	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
BASTIDOR (TAPA FRONTAL)	Escala: 1:1	Revisó:		
		Código:	10.0372.01.03.06	Tol. General: ±0,50

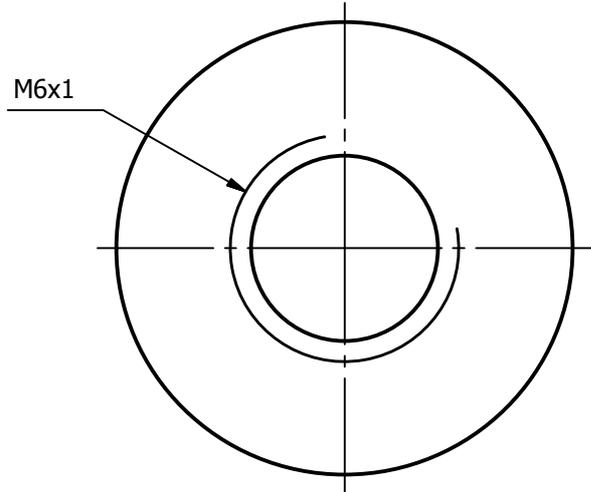
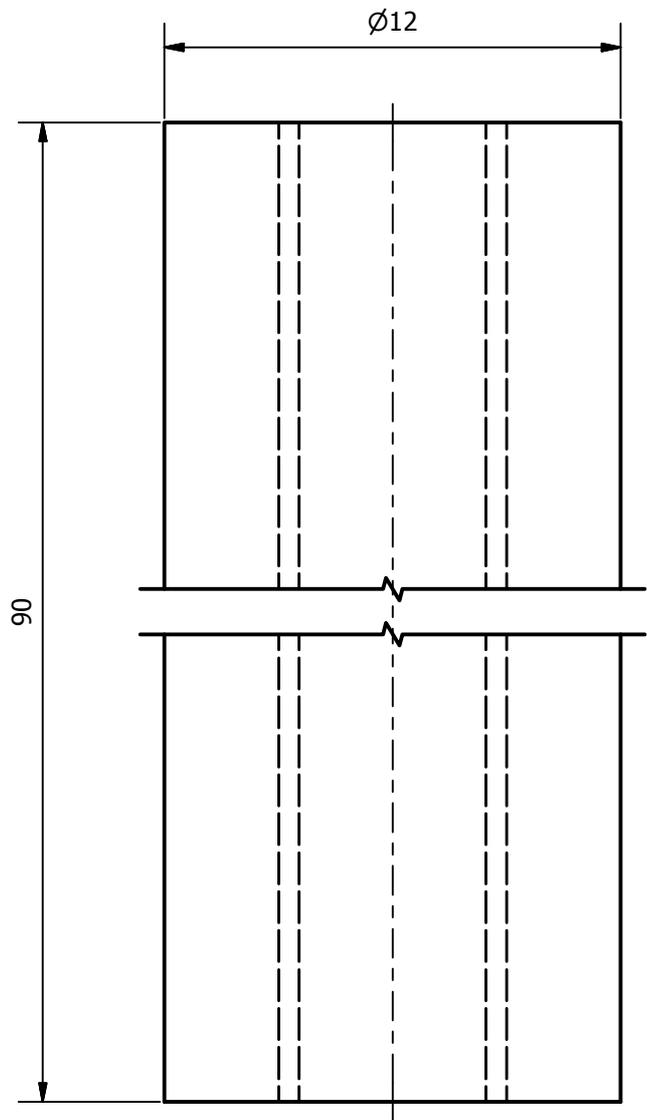


3	Mitad inferior de caja	10.0372.01.0 3.08.03	1	90x100x150	ASTM A36	Pintura electrostática
2	Sujetador de caja	10.0372.01.0 3.08.02	6	Ø12x90	AISI 1018	Pintura electrostática
1	Mitad superior de caja	10.0372.01.0 3.08.01	1	90x100x150	ASTM A 36	Pintura electrostática
Ítem	Denominación	Norma	Cant.	Dimensión	Material	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva		2015-02-20
			Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva		2015-02-20
			Revisó:			
COLECTOR DE ACEITE		Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.03.08		Tol. General: ±1,00

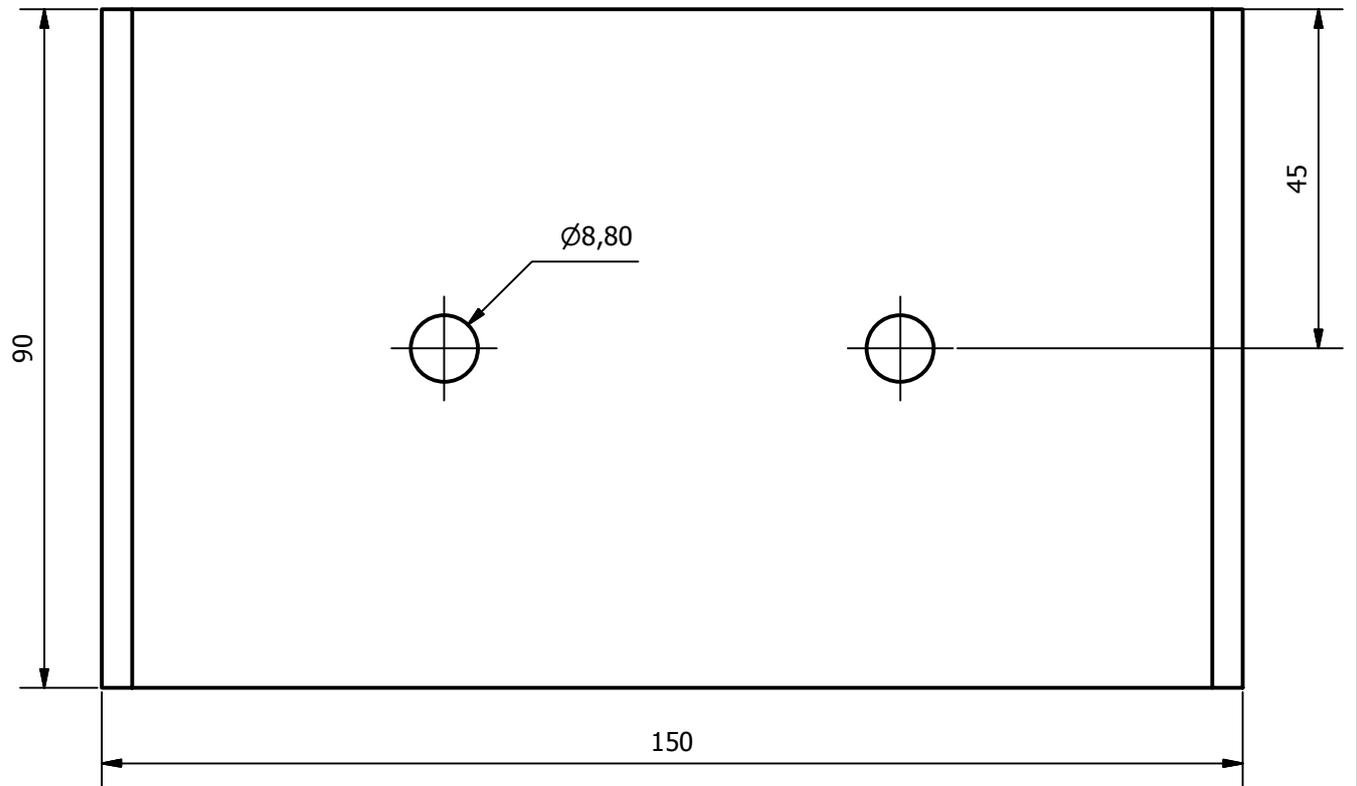
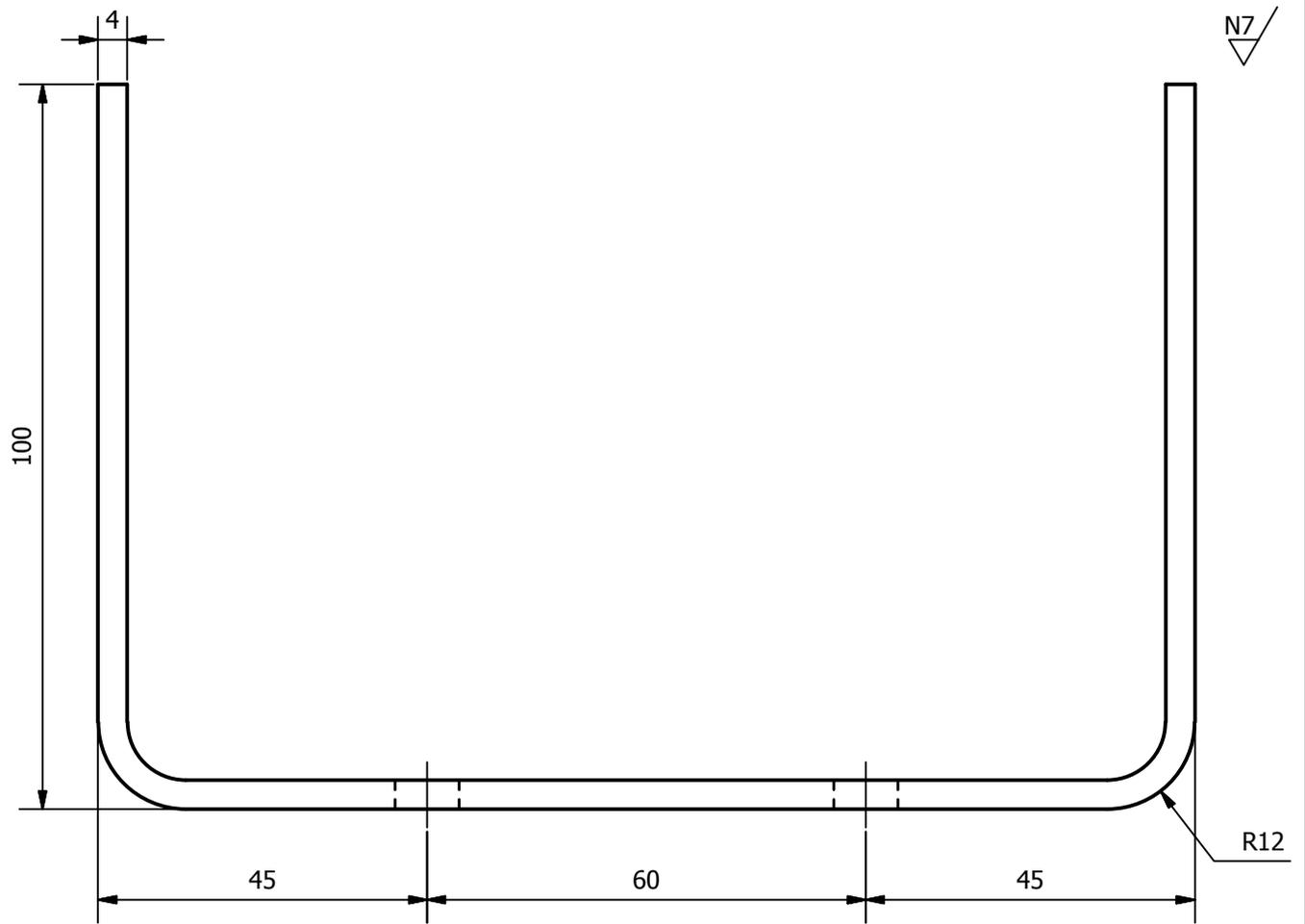


Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36		Dimensiones Brutas:	100x110x160
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
MITAD SUPERIOR DE CAJA		Escala:	Código:	10.0372.01.03.08.01	Tol. General: ±0,50	
		1:1				

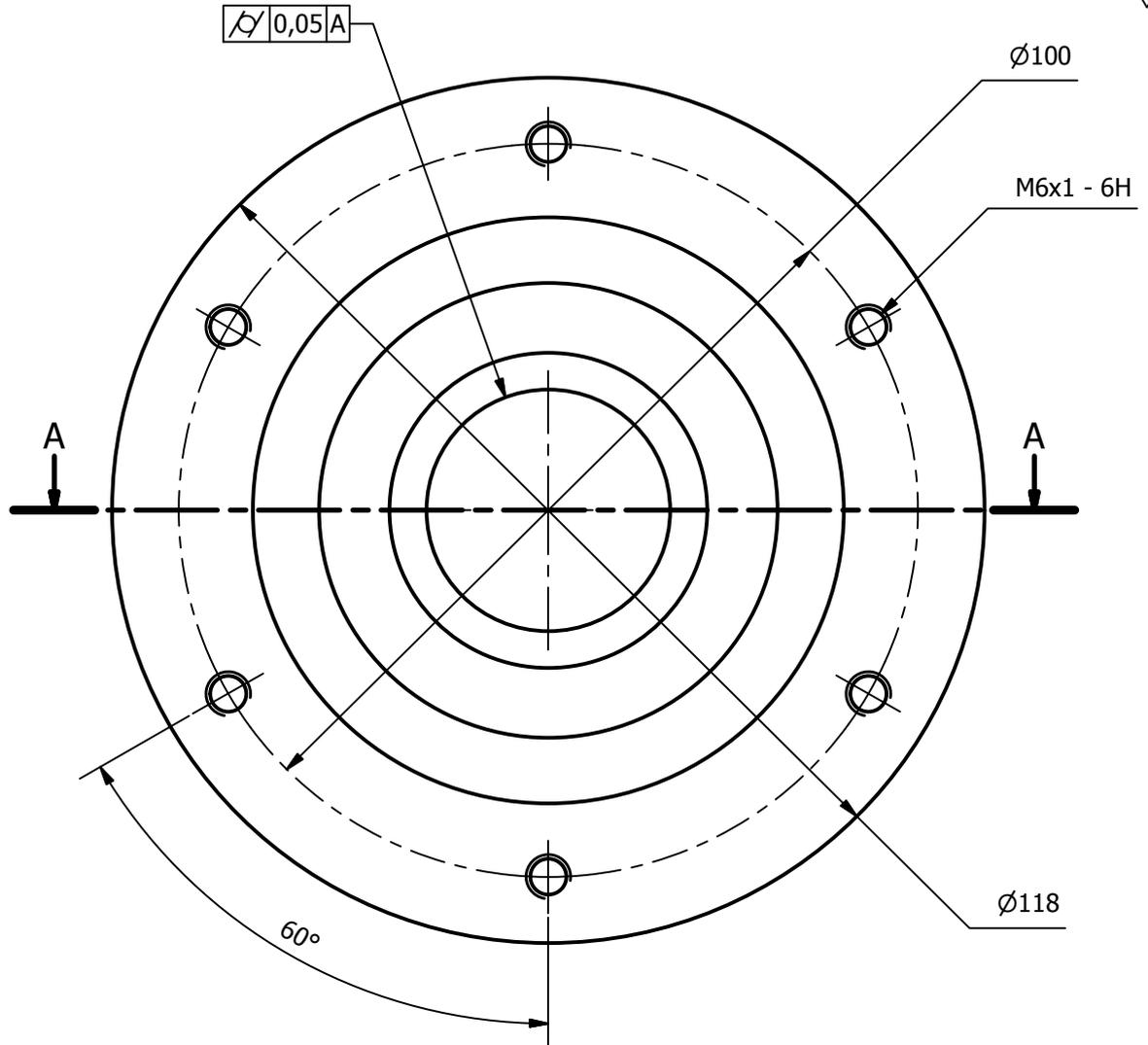
UPS



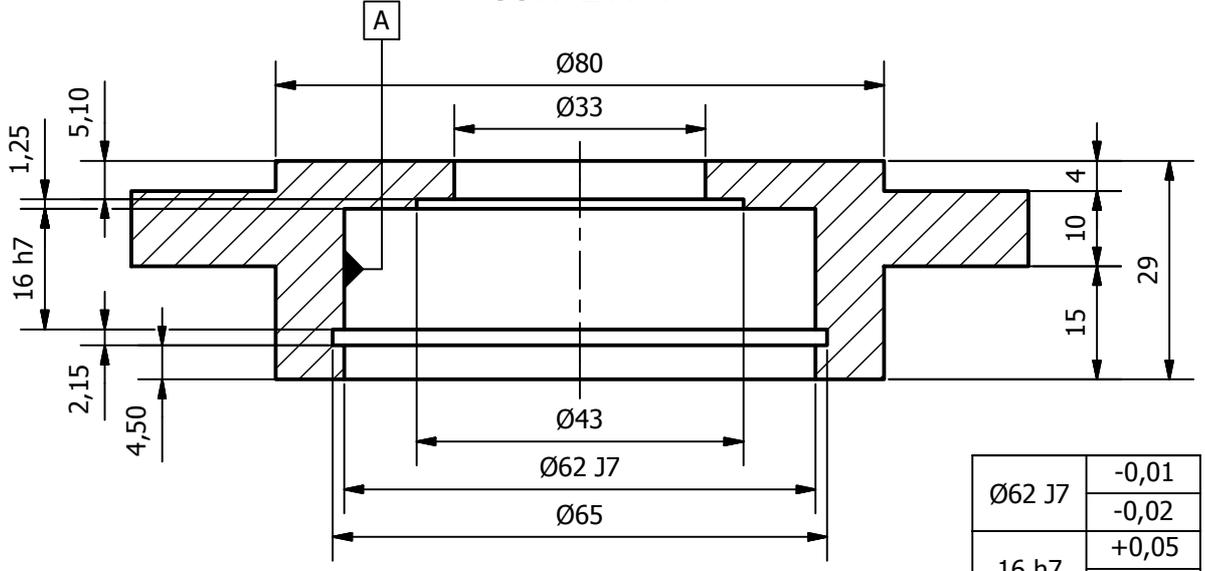
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Dimensiones Brutas:	
Recubrimiento:	Pintura electrostática	AISI 1018	Ø14x96	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Revisó:		
SUJETADOR DE CAJA	Escala: 2:1	Código:	10.0372.01.03.08.02	Tol. General: ±0,50



Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36		Dimensiones Brutas:	100x110x160	
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
				Revisó:			
MITAD INFERIOR DE CAJA		Escala:	1:1	Código:	10.0372.01.03.08.03	Tol. General:	$\pm 0,50$

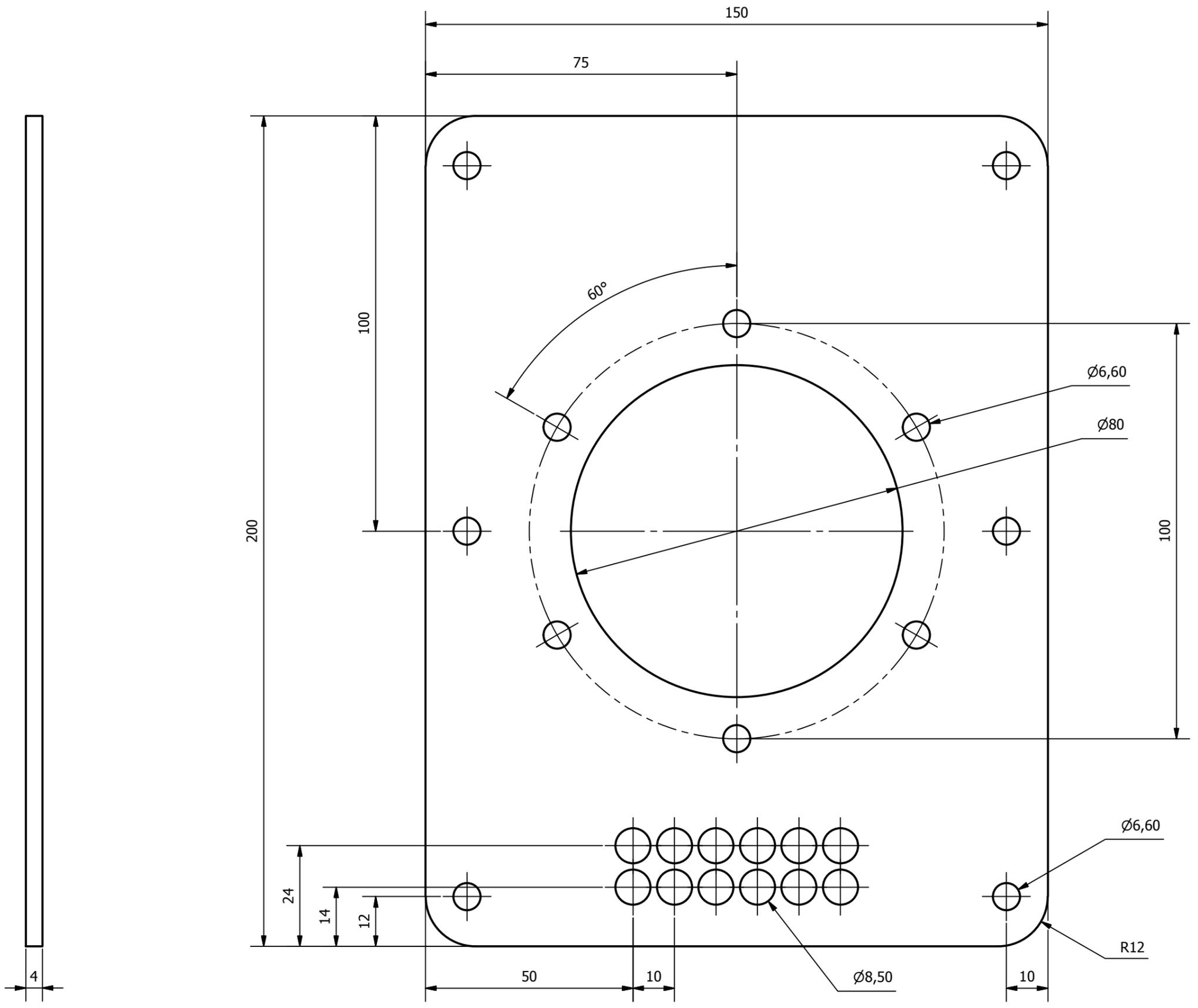


CORTE A-A

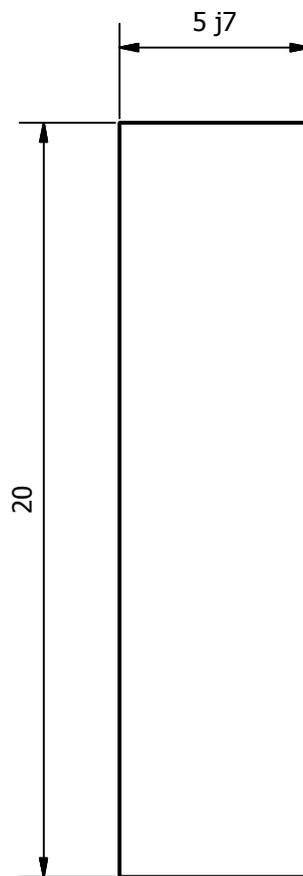
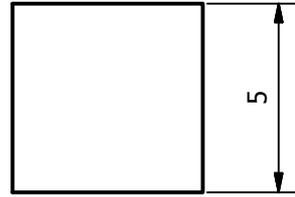


Ø62 J7	-0,01
	-0,02
16 h7	+0,05
	0

Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	Ø122x32
Recubrimiento:	Zincado					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
MANZANA DE SUJECIÓN DE RODAMIENTO	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.03.09	Tol. General: ±0,50		

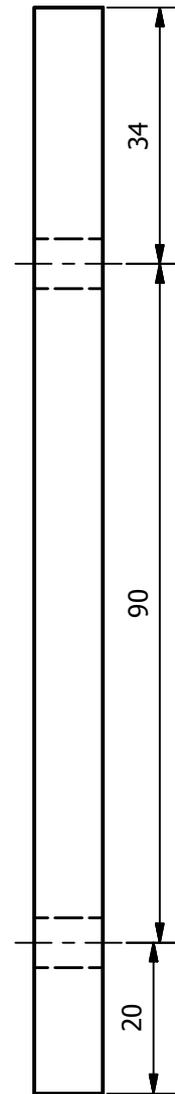
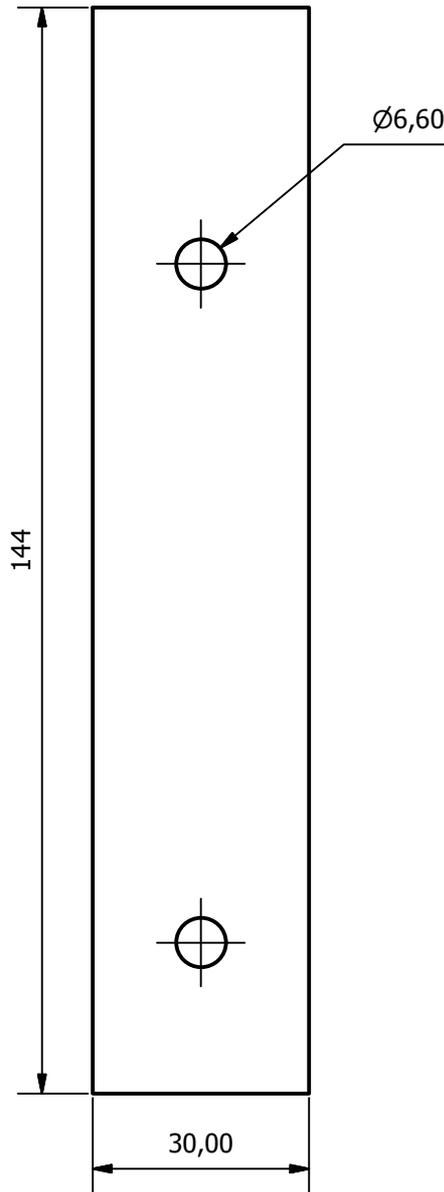
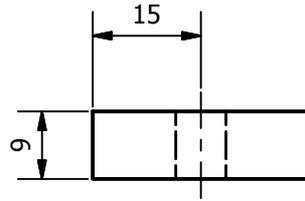


Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Dimensiones Brutas:	
Recubrimiento:	Pintura electrostática	AISI 1018	4x160x210	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Revisó:		
BASTIDOR (TAPA POSTERIOR)	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.03.10	Tol. General: ±0,50

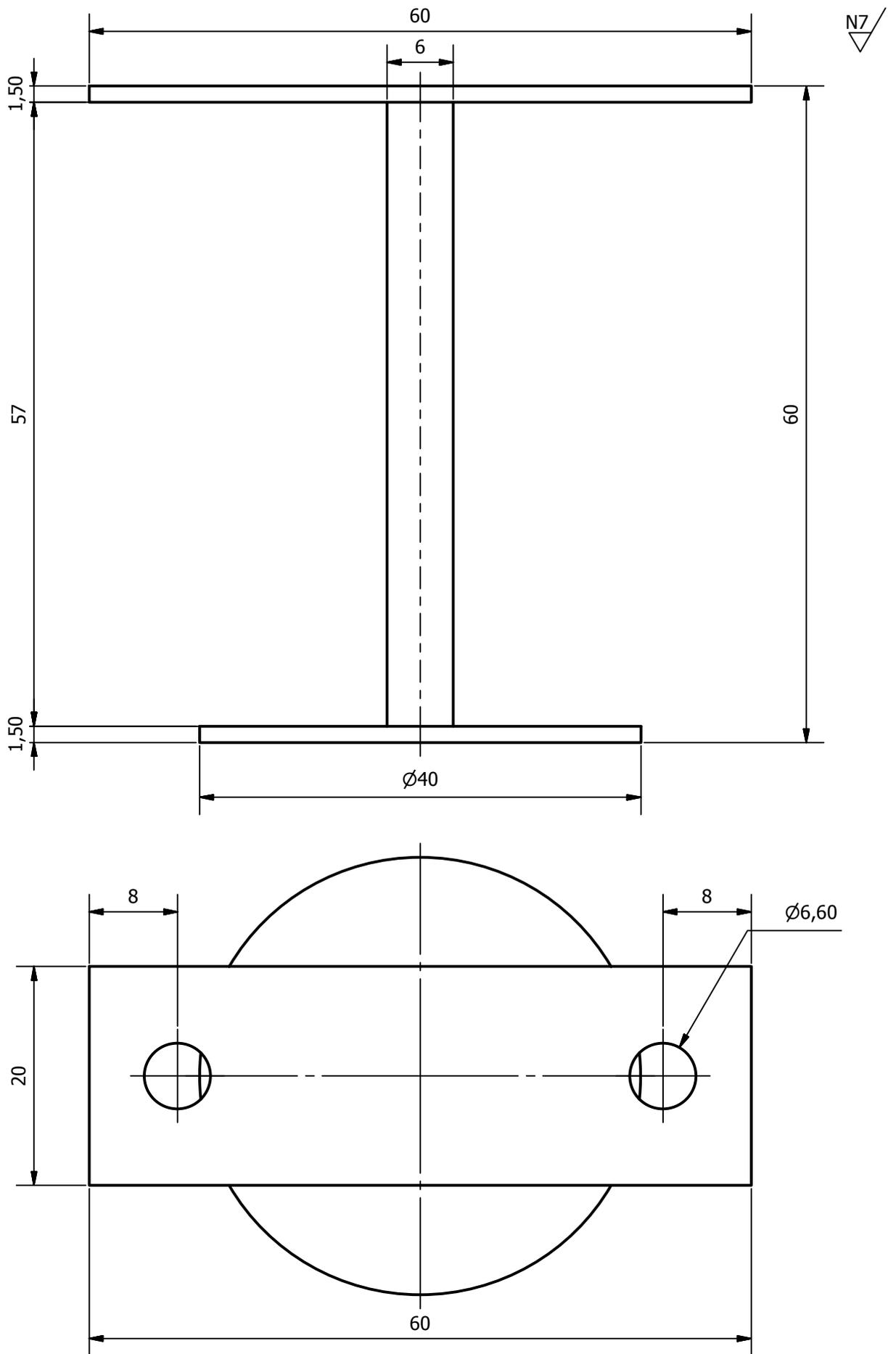


5 j7	+0,02
	+0,01

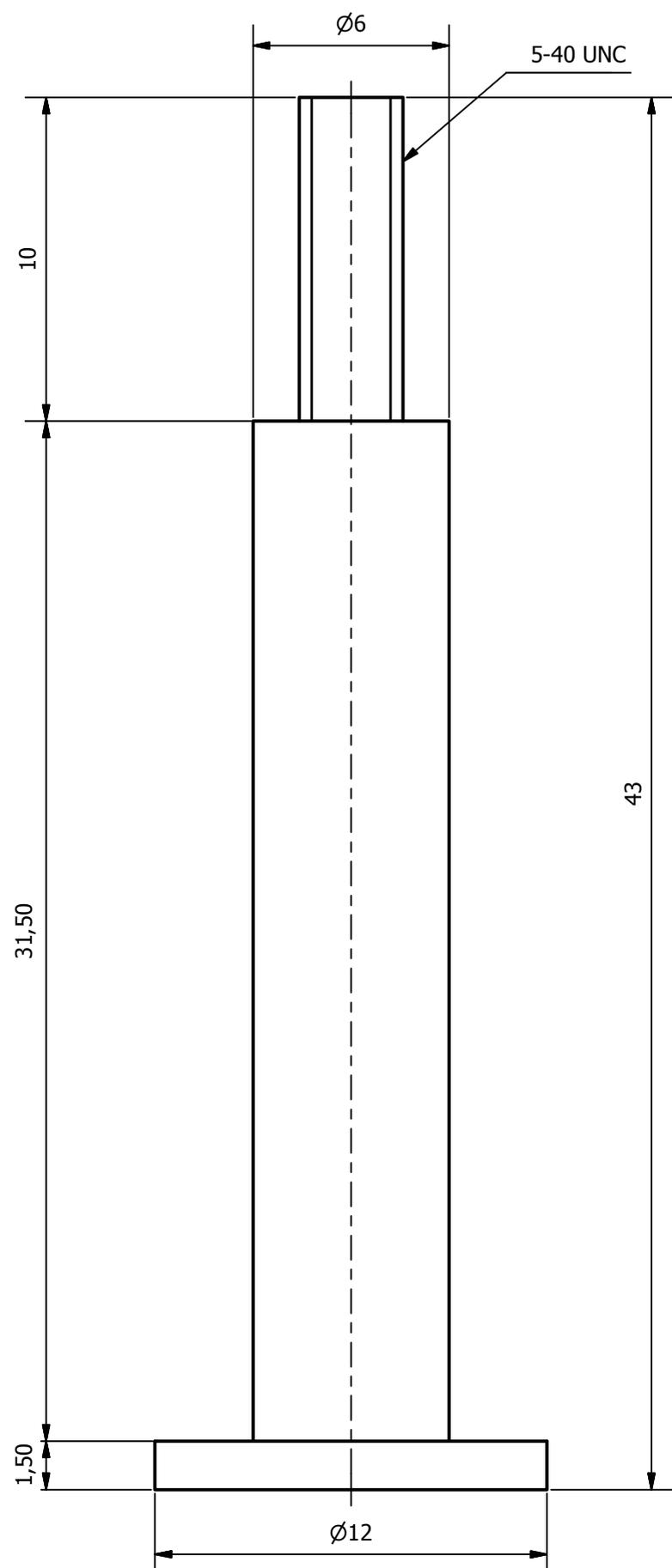
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	7x7x22
Recubrimiento:	Zincado					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
CHAVETA	Escala: 5:1	Código:	10.0372.01.03.11	Tol. General: ±0,50		



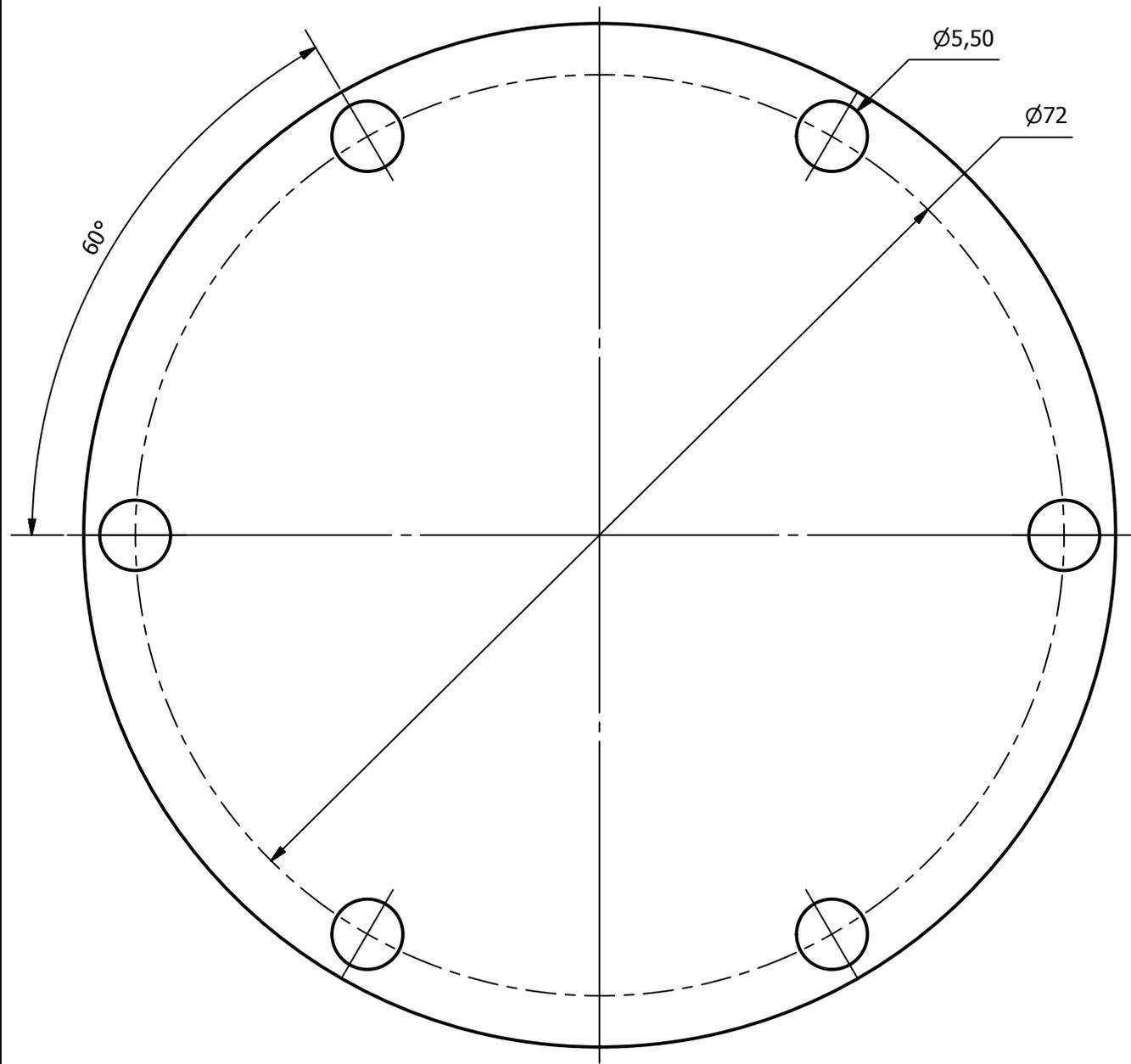
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Caucho dureza 55 Shore A		Dimensiones Brutas:
Recubrimiento:	Ninguno				9x34x150
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
CAUCHO DE AMORTIGUACIÓN PARA MOTOR	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.03.15	Tol. General: ±1,00	



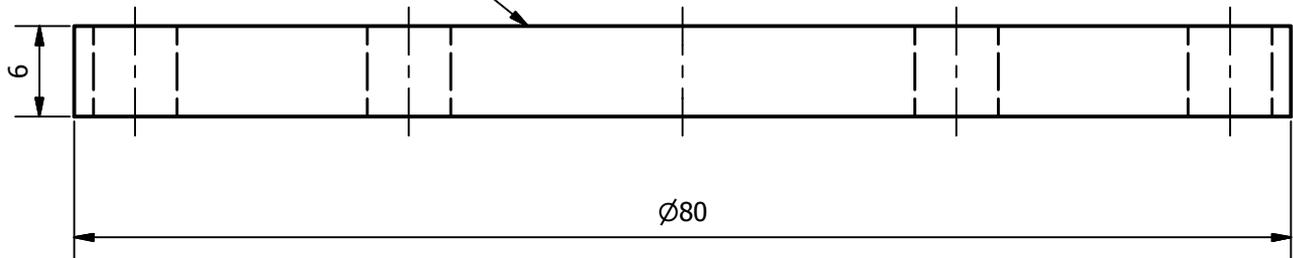
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	4x40x60
Recubrimiento:	Ninguno					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
PORTA PESAS (BASE)	Escala: 2:1	Código:	10.0372.01.03.21	Tol. General: ±0,50		



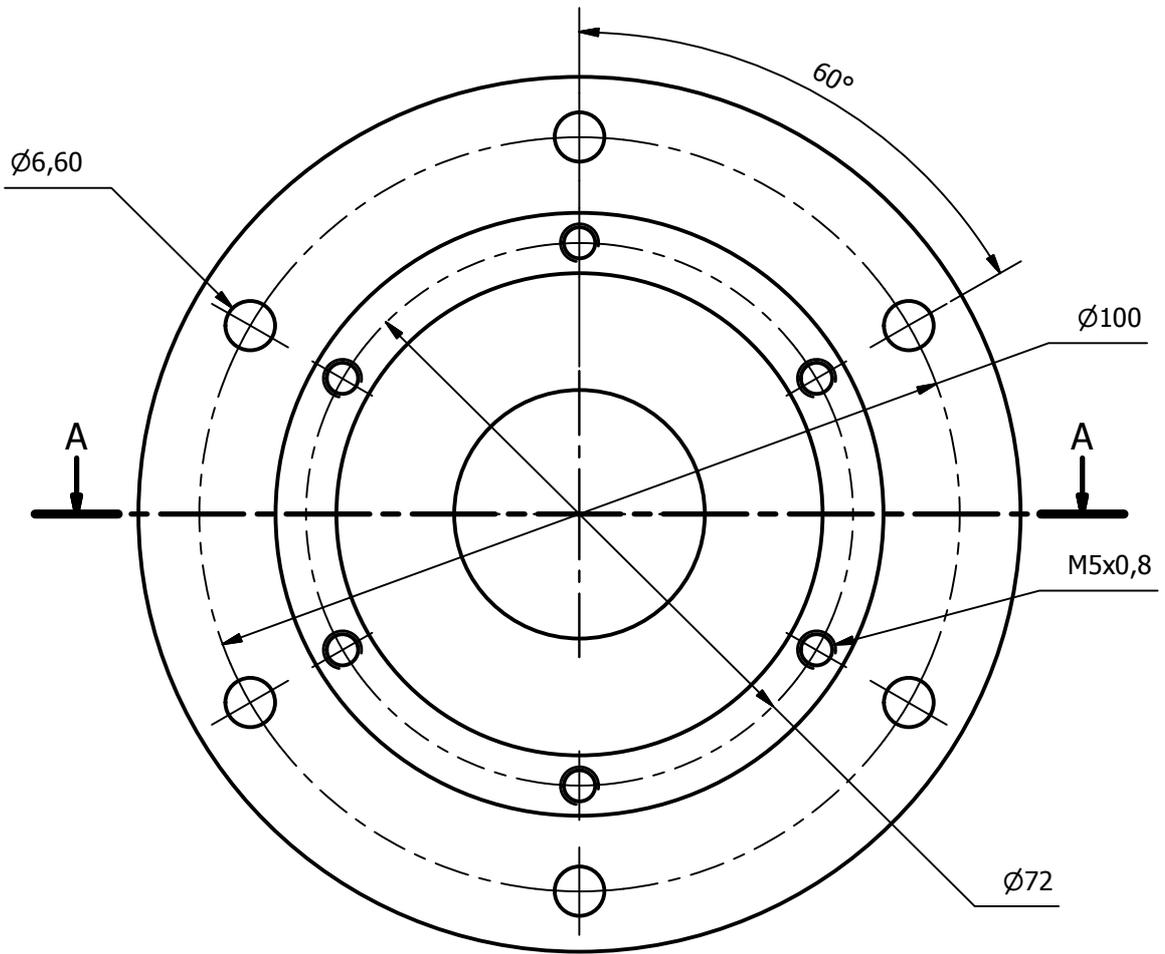
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	Ø14x50
Recubrimiento:	Zincado					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
PORTA PESAS (BRAZO)	Escala: 5:1	Código:	10.0372.01.03.22		Tol. General: ±0,50	



$\square 0,1$

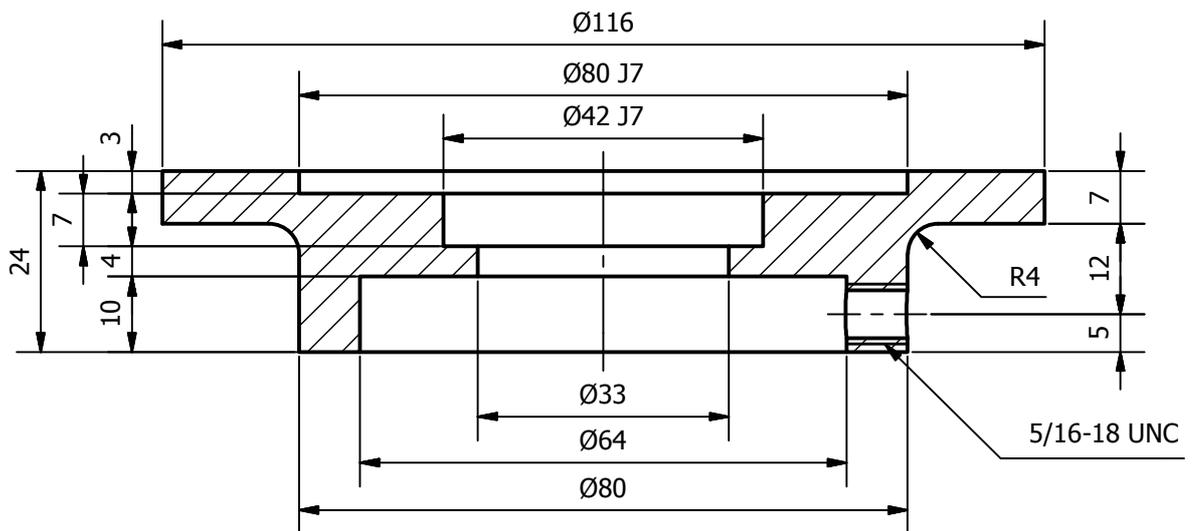


Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM D3935	Dimensiones Brutas:	Ø84x6
Recubrimiento:	Ninguno	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
TAPA	Escala: 2:1	Código:	10.0372.01.03.24	Tol. General:	±0,50

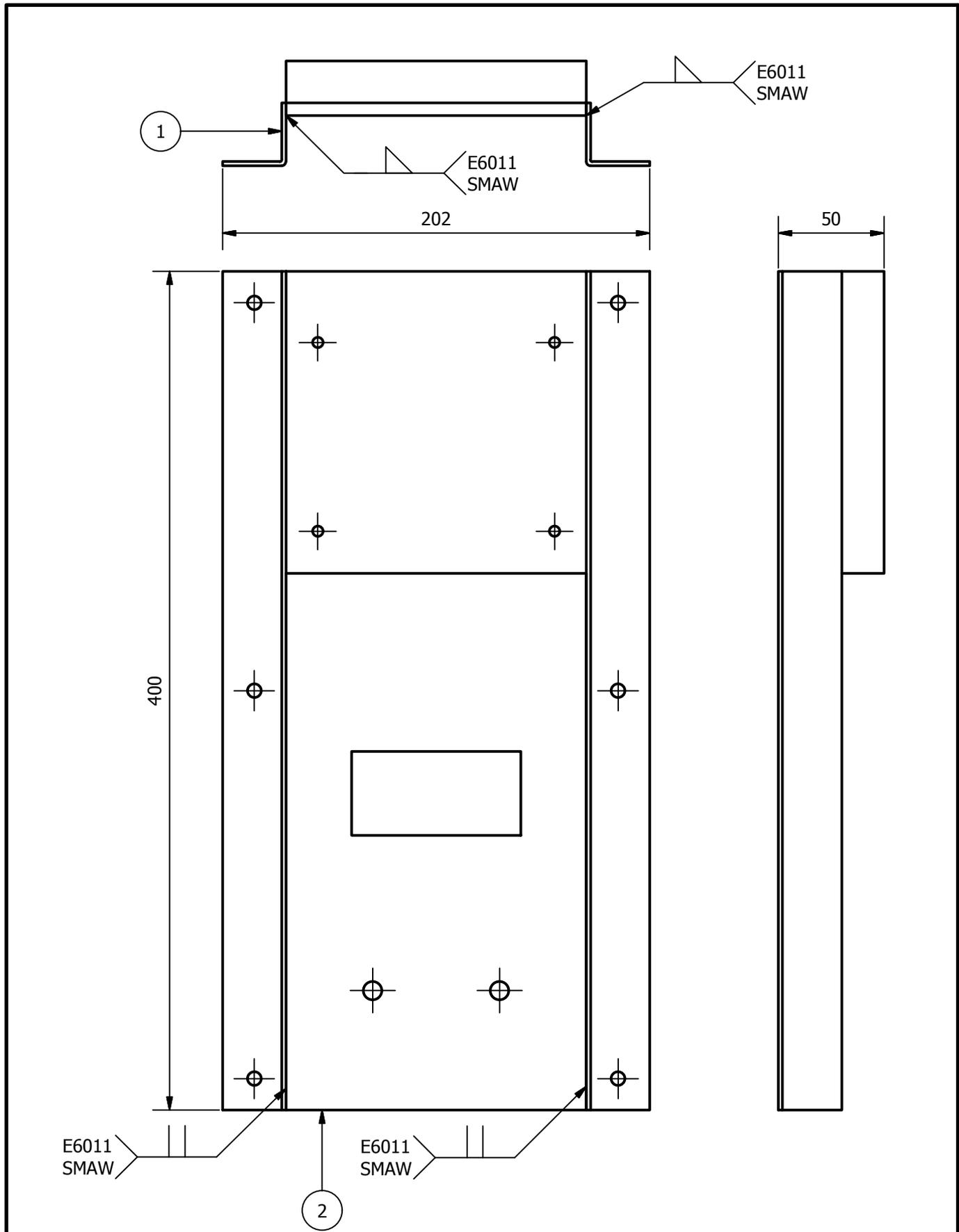


Ø42 J7	+0,1
	0
Ø82 J7	-0,01
	-0,02

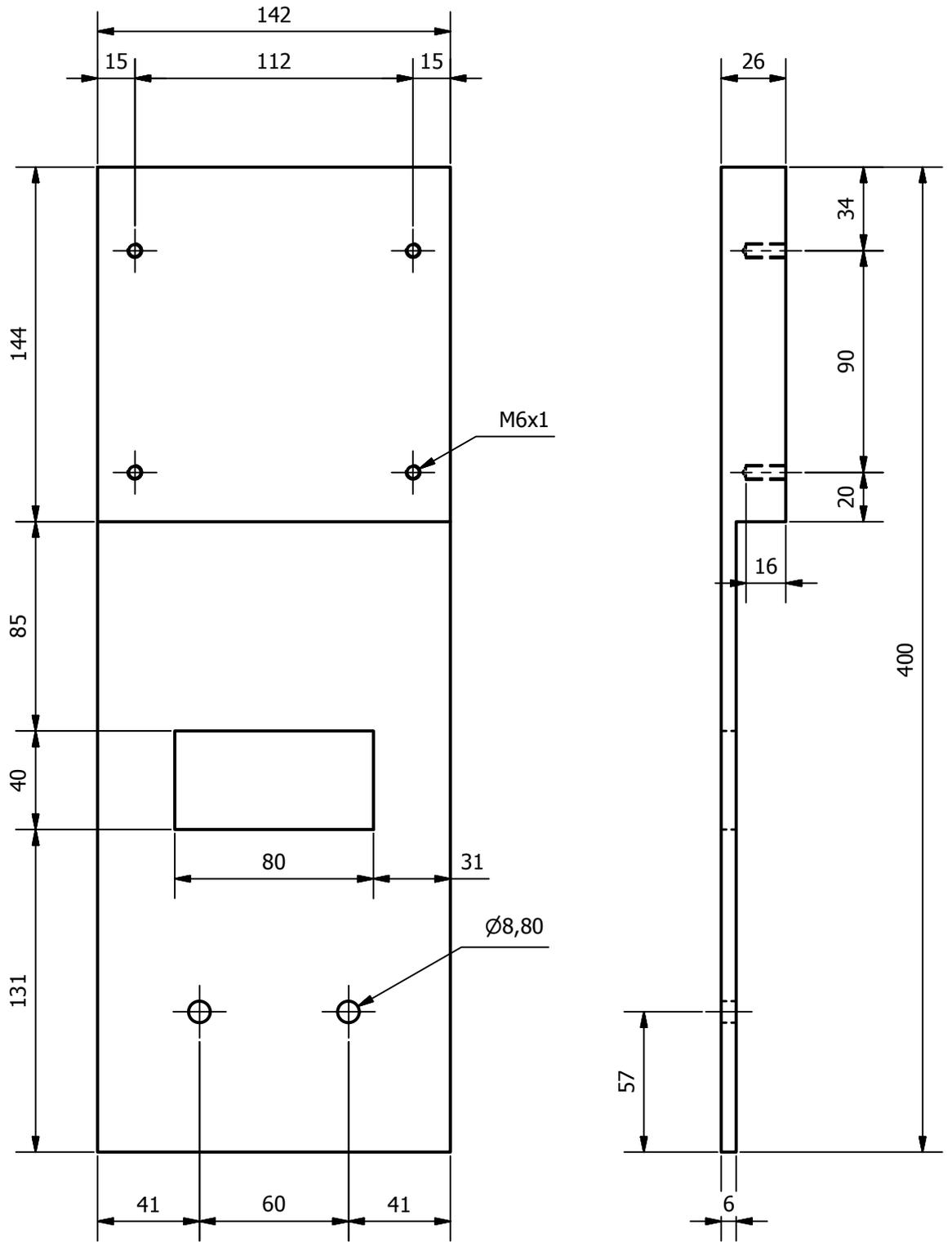
CORTE A-A:



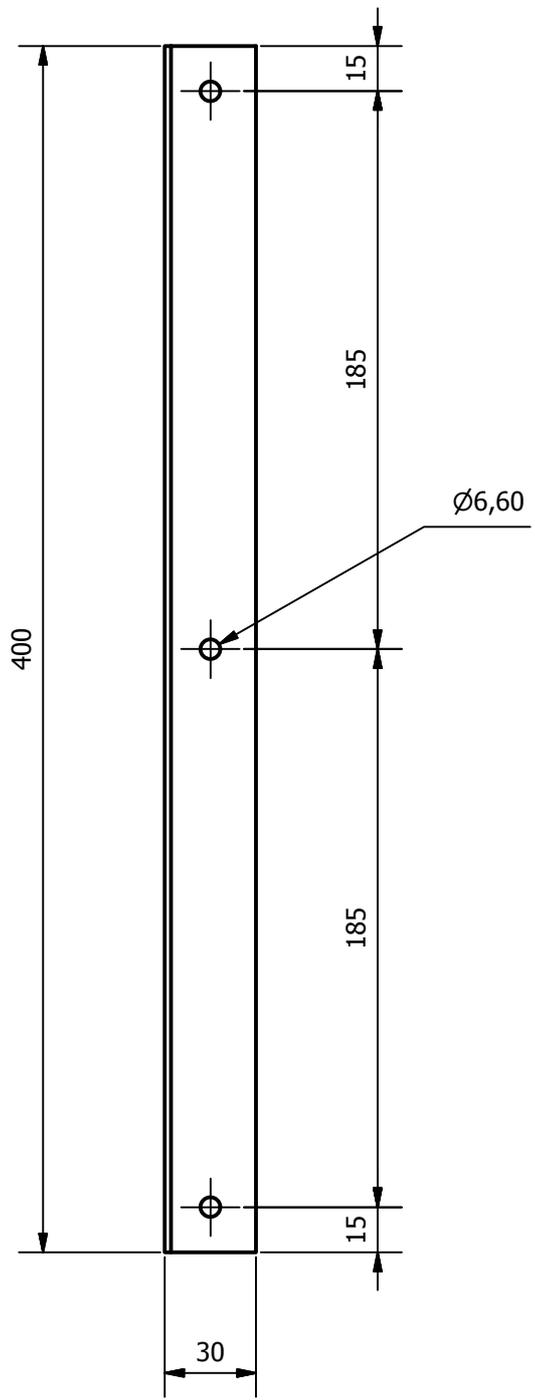
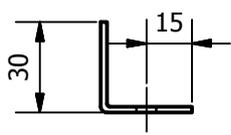
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	AISI 1018		Dimensiones Brutas:	Ø120X28
Recubrimiento:	Zincado					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
PLATO DE INGRESO DE ACEITE	Escala: 1:1	Código:	10.0372.01.03.30	Tol. General: ±0,50		



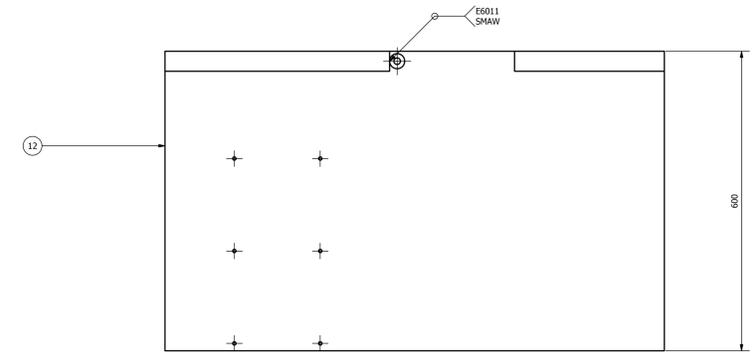
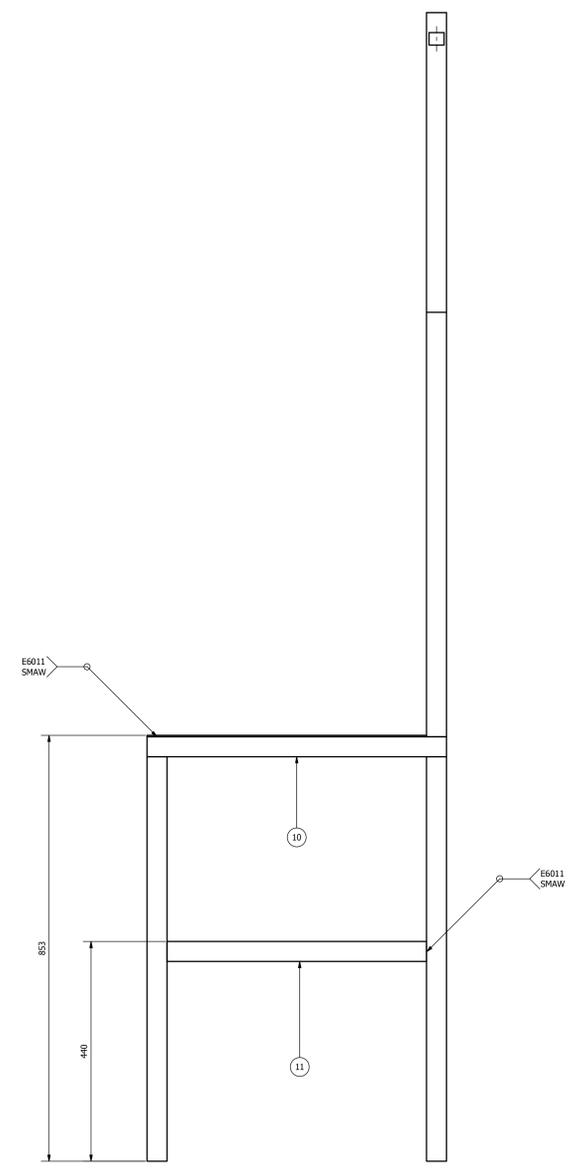
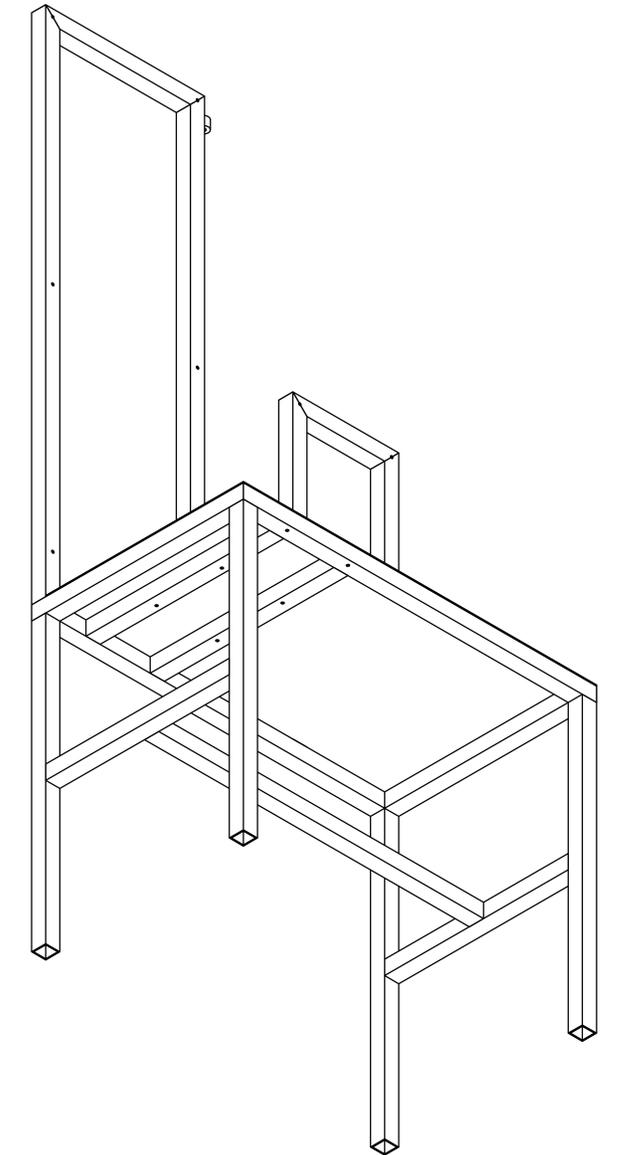
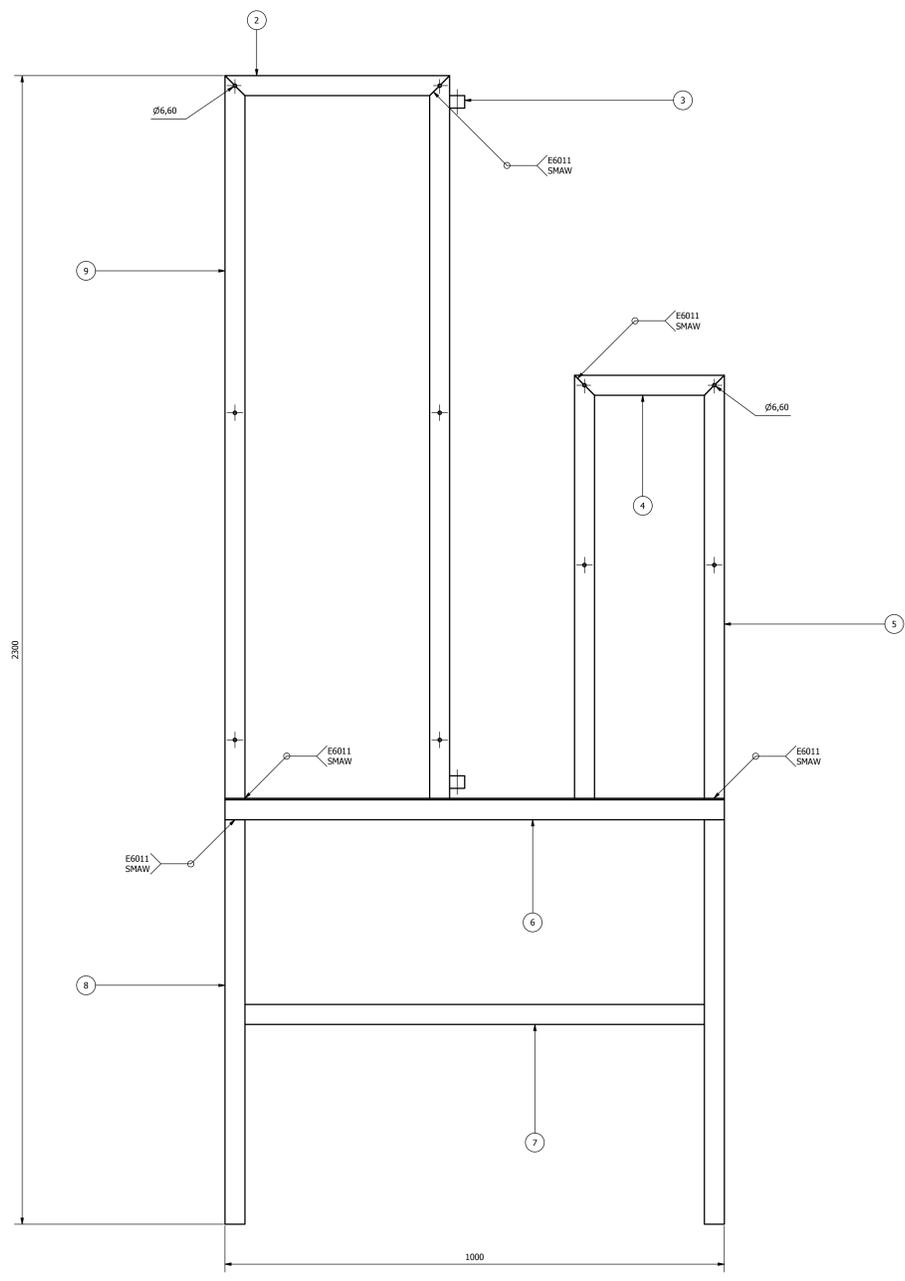
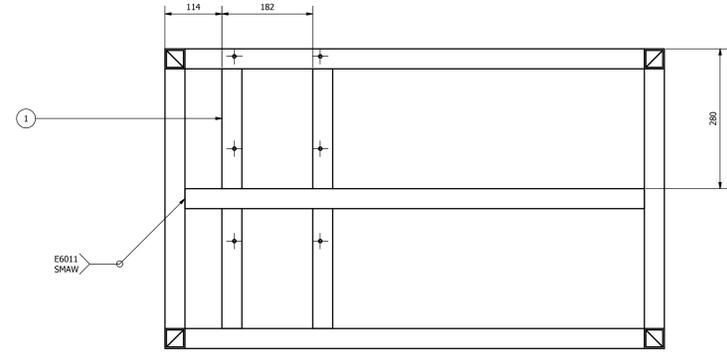
2	Placa base	10.0372.01.0 2.16.02	1	26x142x400	AISI 1018	Pintura electrostática
1	Ángulo perforado	10.0372.01.0 2.16.01	2	30x30x400	ASTM A36	Pintura electrostática
Ítem	Denominación	Código	Cant.	Dimensión	Material	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva		2015-02-20
			Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva		2015-02-20
			Revisó:			
CUADRO SOPORTE		Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.03.32		Tol. General: ±1,00



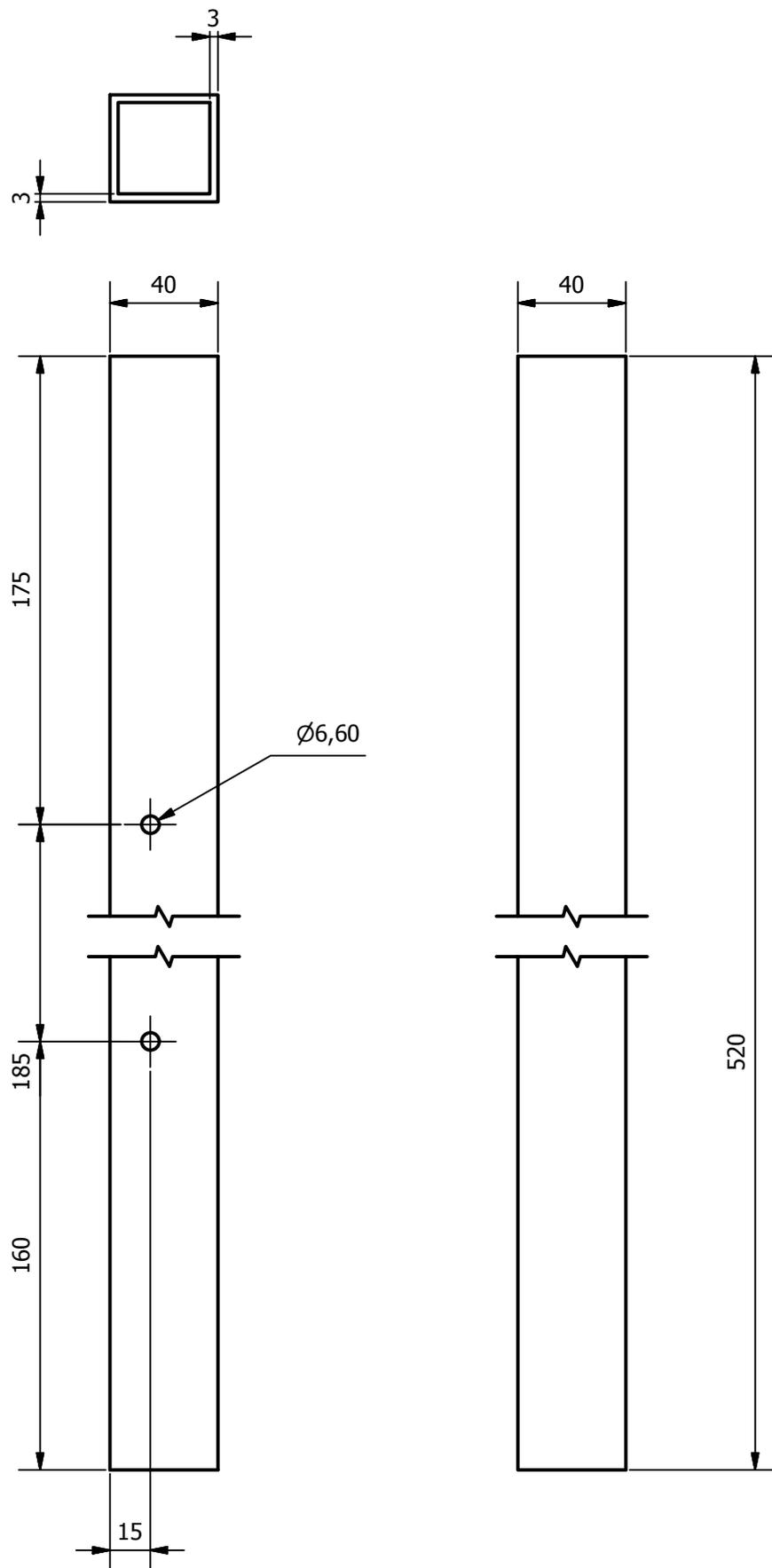
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	Dimensiones Brutas:	
Recubrimiento:	Pintura electrostática	AISI 1018	28x150x410	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	<h1>UPS</h1>	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
		Revisó:		
PLACA BASE	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.02.16.02	Tol. General: ±0,50



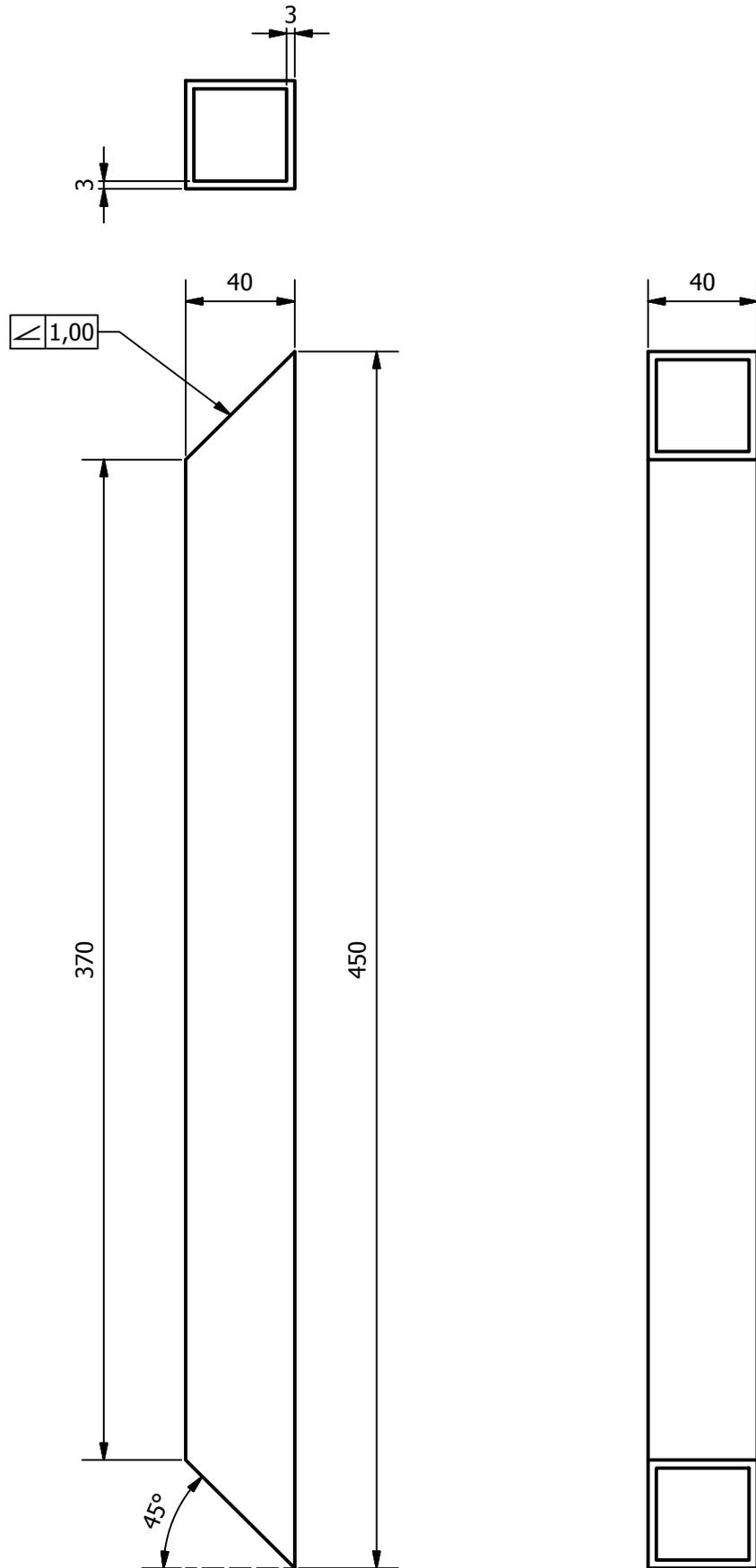
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	30x30x410
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
ÁNGULO PERFORADO	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.02.16.01	Tol. General:	±0,50



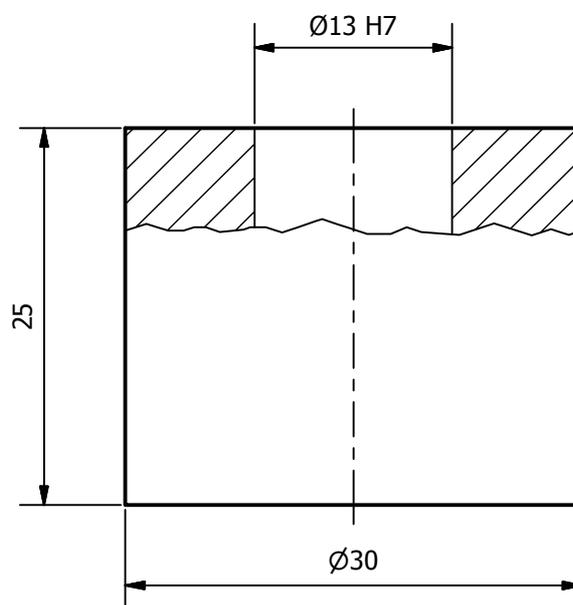
Item	Denominación	Norma	Cant.	Dimensión	Material	Observación
12	Plancha	10.0372.01.0 4.12	1	3x600x1000	ASTM A36	Pintura electrostática
11	Travesaño inferior	10.0372.01.0 4.11	2	Tubo cuadrado 40x40x520	ASTM A36	Pintura electrostática
10	Travesaño superior	10.0372.01.0 4.10	2	Tubo cuadrado 40x40x600	ASTM A36	Pintura electrostática
9	Columna de panel de tubos	10.0372.01.0 4.09	2	Tubo cuadrado 40x40x1450	ASTM A36	Pintura electrostática
8	Columna de mesa	10.0372.01.0 4.08	4	Tubo cuadrado 40x40x810	ASTM A36	Pintura electrostática
7	Larguero inferior	10.0372.01.0 4.07	1	Tubo cuadrado 40x40x920	ASTM A36	Pintura electrostática
6	Larguero superior	10.0372.01.0 4.06	2	Tubo cuadrado 40x40x1000	ASTM A36	Pintura electrostática
5	Columna de tablero	10.0372.01.0 4.05	2	Tubo cuadrado 40x40x850	ASTM A36	Pintura electrostática
4	Travesaño de tablero	10.0372.01.0 4.04	1	Tubo cuadrado 40x40x300	ASTM A36	Pintura electrostática
3	Guía para tubo	10.0372.01.0 4.03	2	Ø30x25	AISI 1018	Pintura electrostática
2	Travesaño de panel de tubos	10.0372.01.0 4.02	1	Tubo cuadrado 40x40x450	ASTM A36	Pintura electrostática
1	Travesaño de cuadro	10.0372.01.0 4.01	2	Tubo cuadrado 40x40x520	ASTM A36	Pintura electrostática
UPS Diseñó: Ricardo Ramírez, Rafael Silva Material: 2015-02-20 Dibujo: Ricardo Ramírez, Rafael Silva Revisó: 2015-02-20						
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Escala: 1:10	Código: 10.0372.01.04	Tot. Generat: ±3,00		



Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36		Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x530
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Revisó:		
TRAVESAÑO DE CUADRO	Escala: 1:2,5			Código:	10.0372.01.04.01	Tol. General: ±2,00

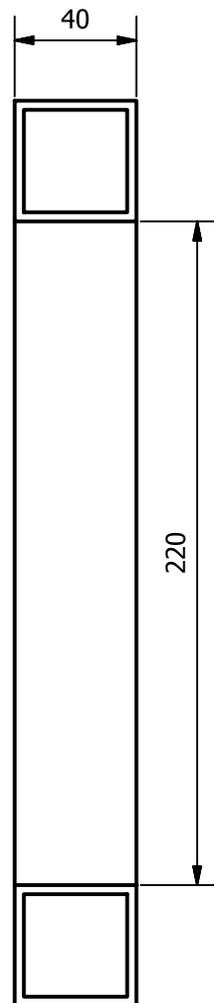
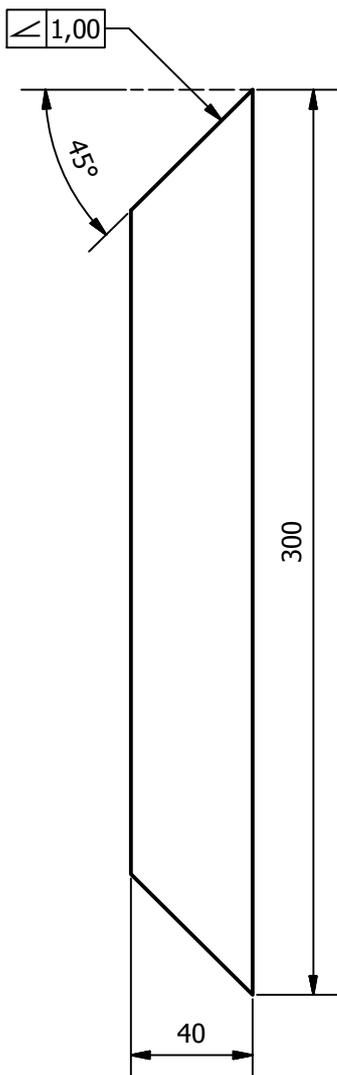
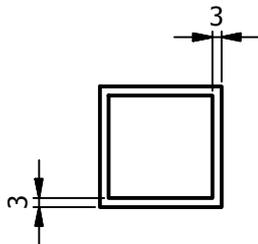


Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x460
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
TRAVESAÑO DE PANEL DE TUBOS	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.04.02	Tol. General:	±2,00

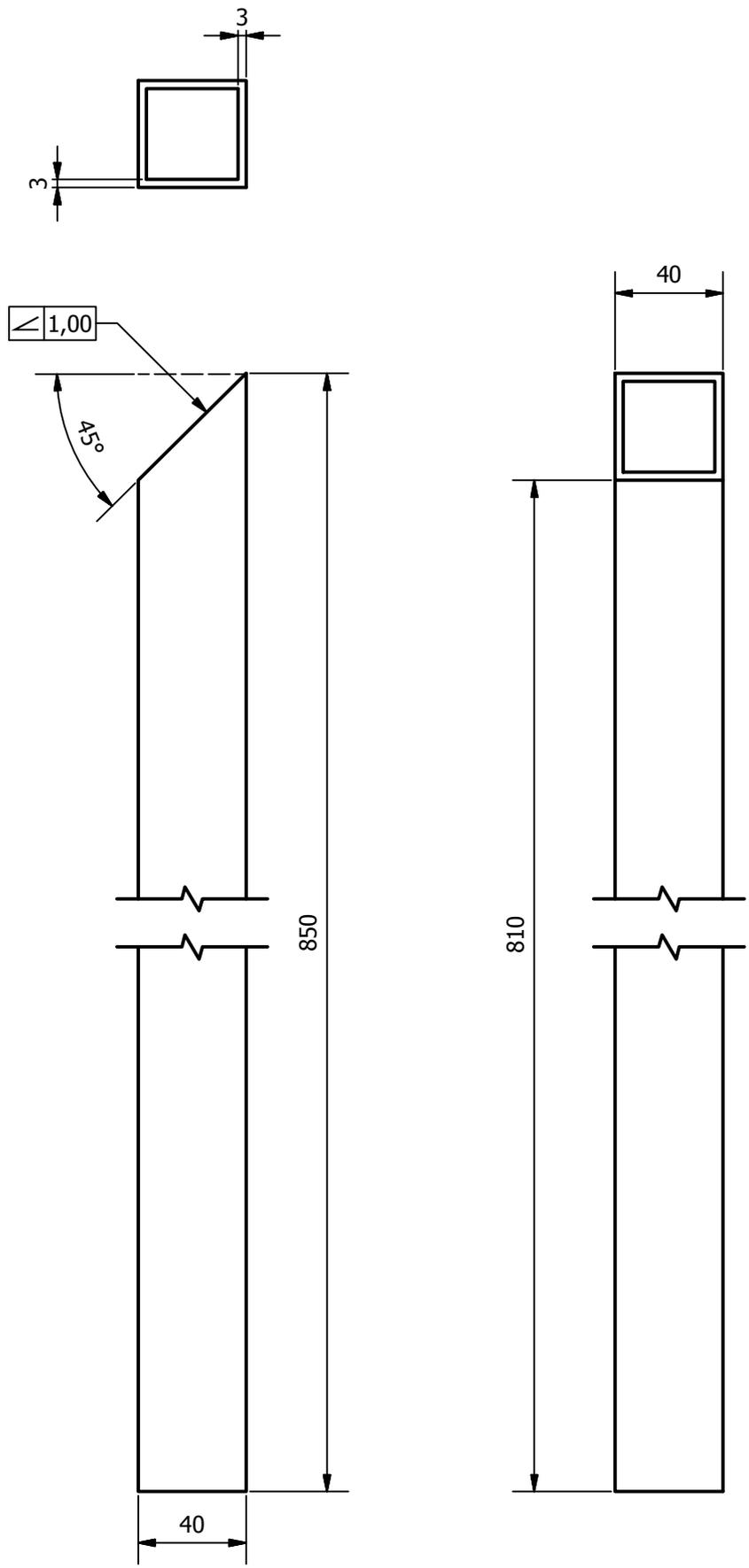


Ø13 H7	+0,5
	0

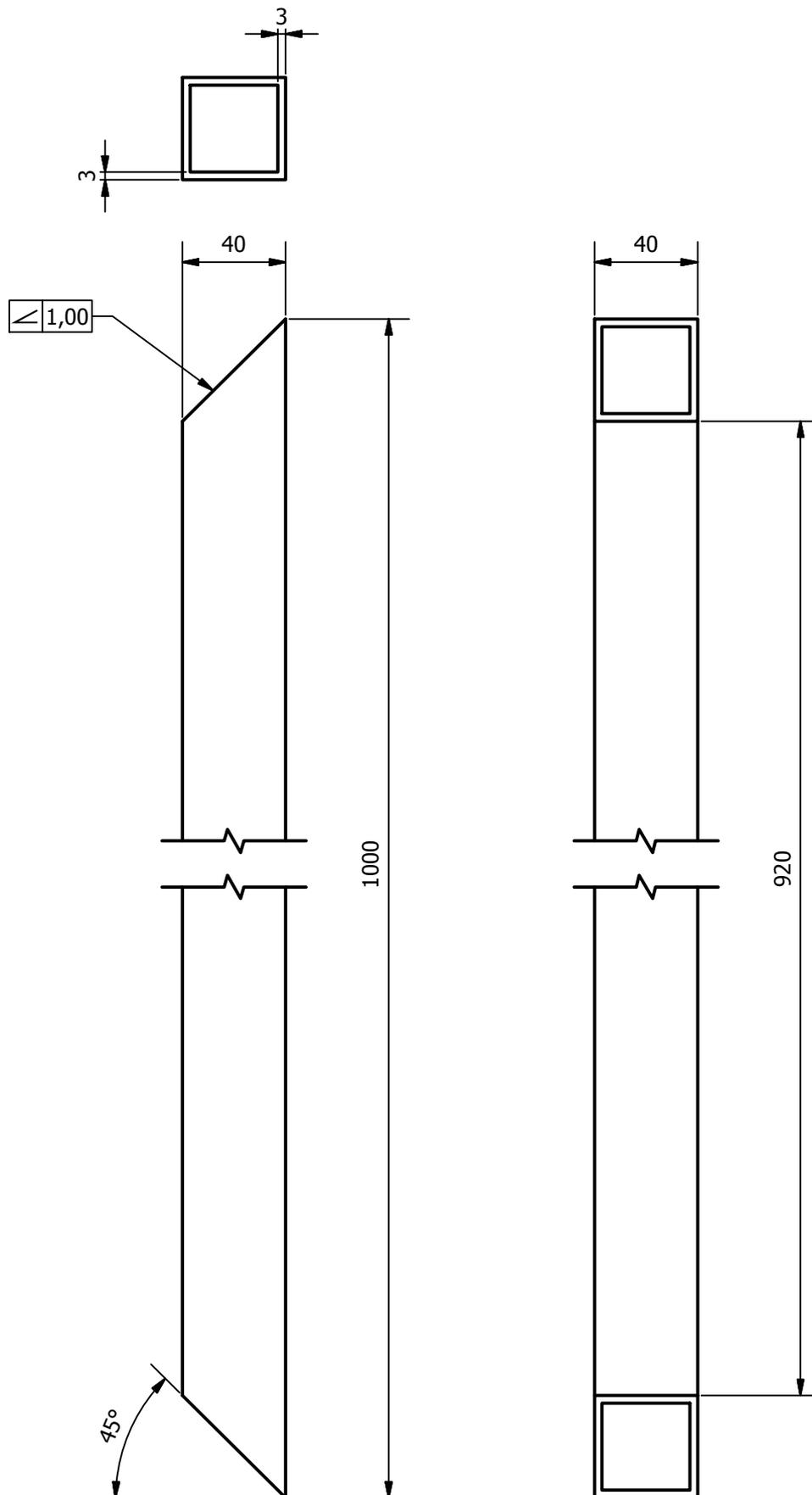
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	Ø34x28
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
GUÍA PARA TUBO	Escala: 2:1	Código:	10.0372.01.04.03	Tol. General:	±0,10



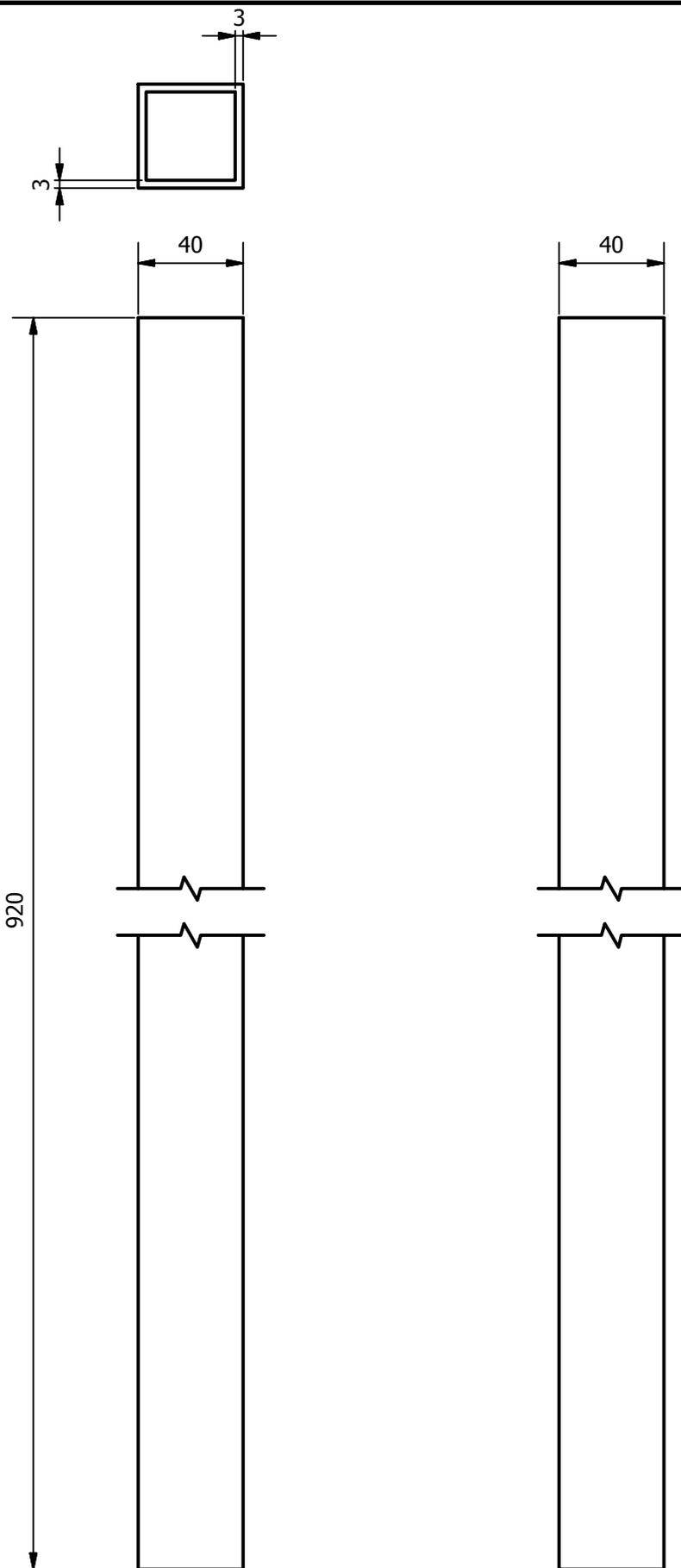
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36		Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x310	
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Revisó:			
TRAVESAÑO DE TABLERO		Escala:	1:2,5	Código:	10.0372.01.04.04	Tol. General: $\pm 2,00$	



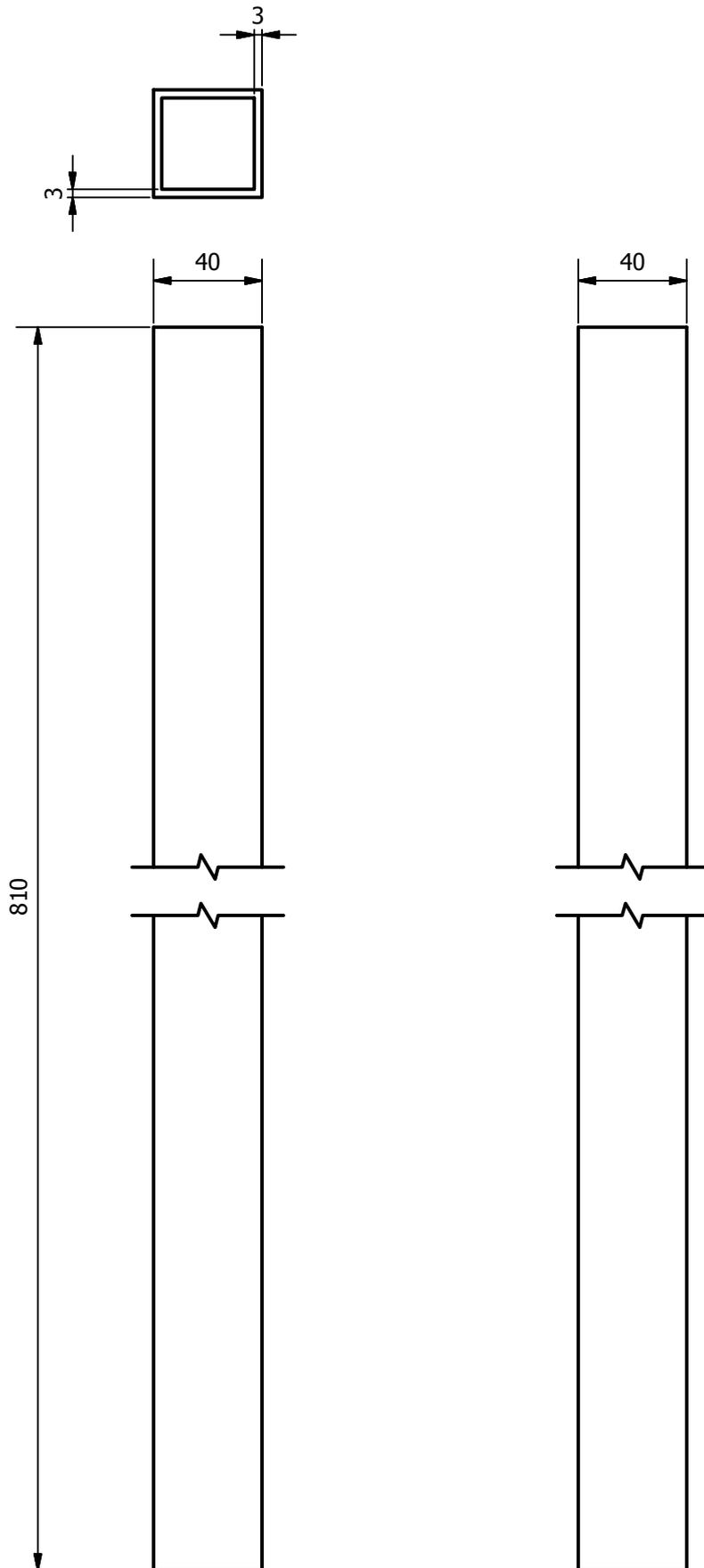
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x860
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
COLUMNA DE TABLERO	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.04.05	Tol. General:	±2,00



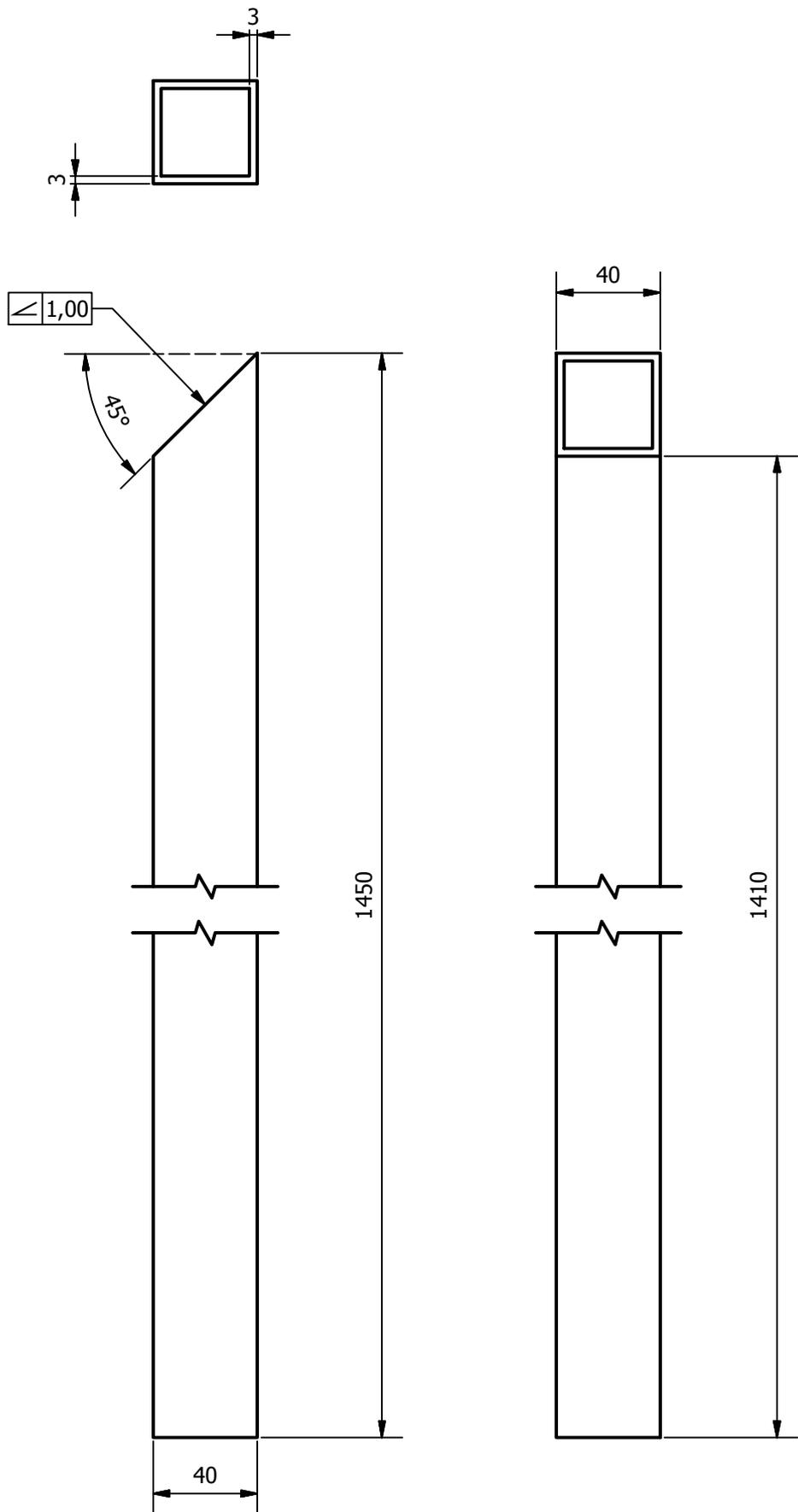
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x1010
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
LARGUERO SUPERIOR	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.04.06	Tol. General:	±2,00



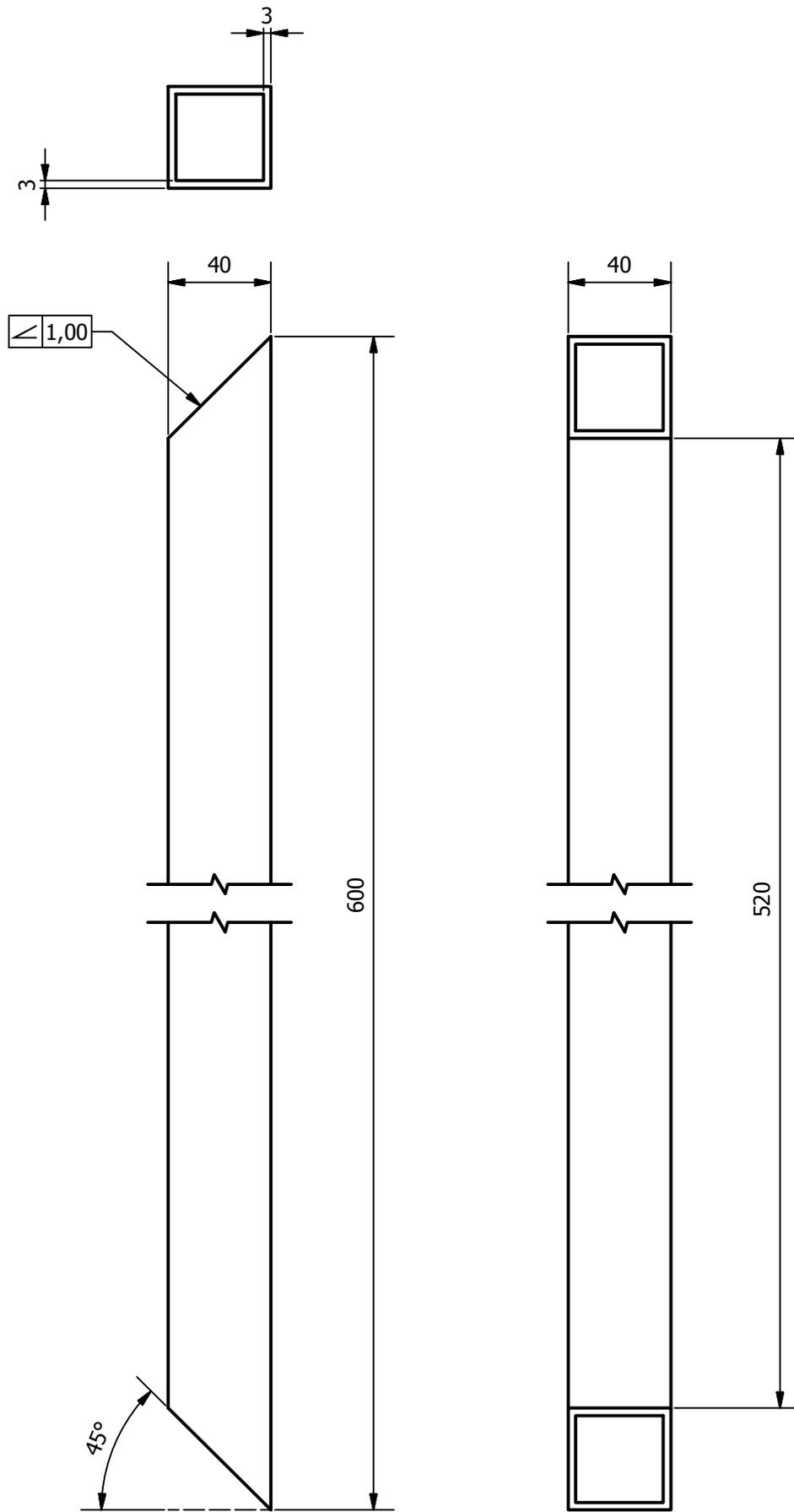
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x930
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
LARGUERO INFERIOR	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.04.07	Tol. General:	±2,00



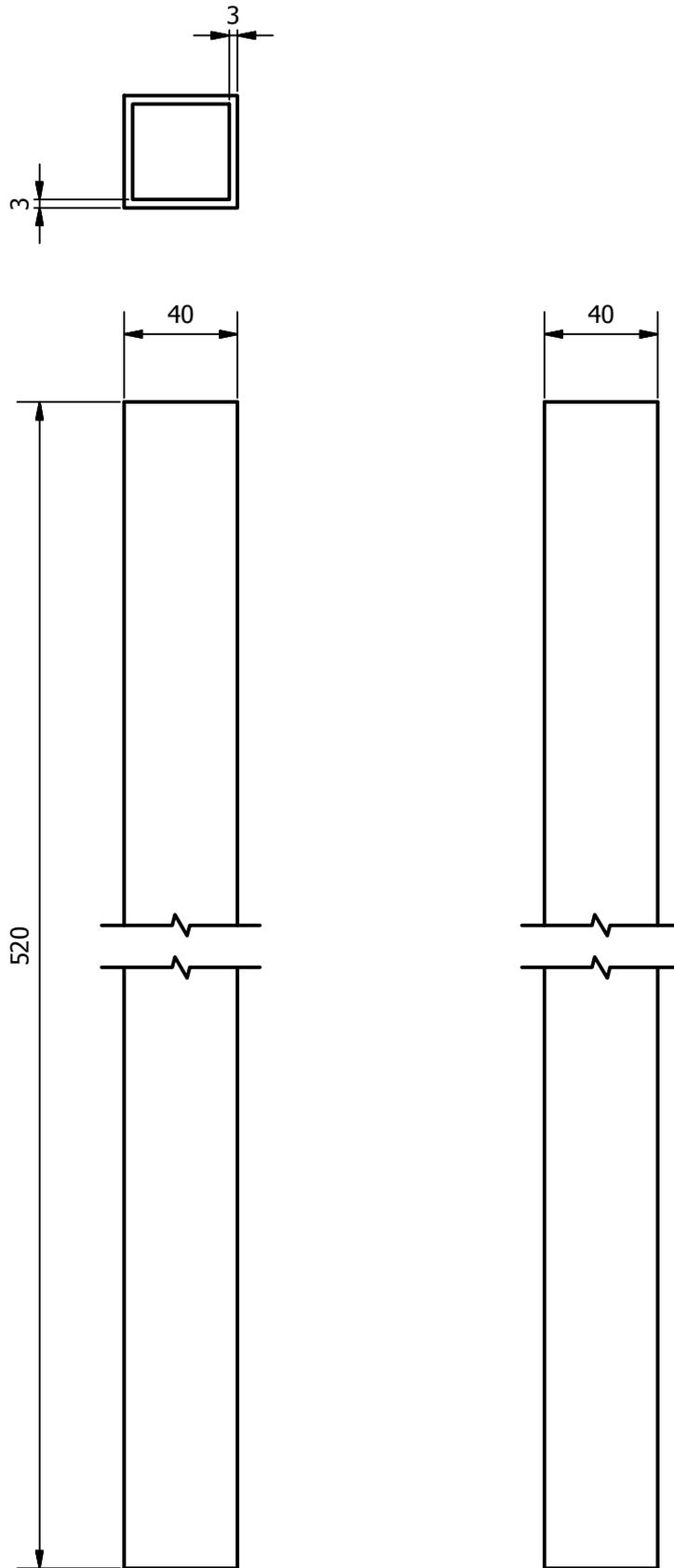
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36		Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x820
Recubrimiento:	Pintura electostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20		
		Revisó:				
COLUMNA DE MESA	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.04.08	Tol. General:	±2,00	



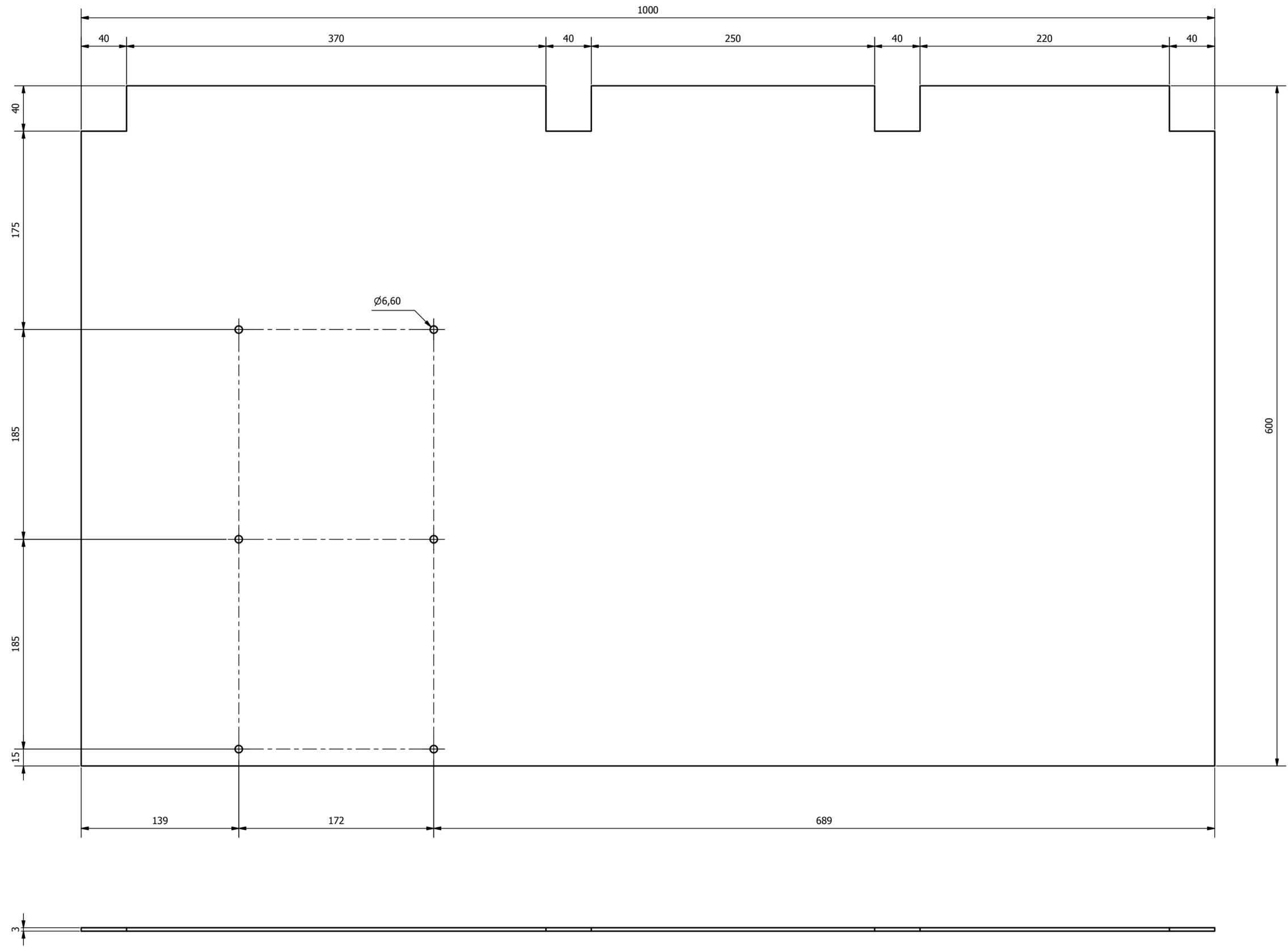
Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36		Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x1460	
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Revisó:			
COLUMNA DE PANEL DE TUBOS		Escala:	1:2,5	Código:	10.0372.01.04.09	Tol. General:	±2,00



Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x610
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
TRAVESAÑO SUPERIOR	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.04.10	Tol. General:	±2,00



Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	Tubo 40x40x530
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
TRAVESAÑO INFERIOR	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.04.11	Tol. General:	±2,00



Tratamiento Térmico:	Ninguno	Material:	ASTM A36	Dimensiones Brutas:	3x610x1010
Recubrimiento:	Pintura electrostática	Diseño:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Ricardo Ramírez, Rafael Silva	2015-02-20	
		Revisó:			
PLANCHA	Escala: 1:2,5	Código:	10.0372.01.04.12	Tol. General:	±2,00