

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE
FATIGA MEDIANTE FLEXIÓN ROTATIVA**

PRESENTADO POR:

**Br. ABIGAIL CORALI HUALLPA
APUMAITA.**

**PARA OPTAR AL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO.**

ASESOR:

**Dr. Ing. DAVID REYNALDO BERRIOS
BARCENA.**

Cusco – Perú

2024

INFORME DE ORIGINALIDAD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-303-2020-UNSAAC)

El que suscribe, Asesor del trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE FATIGA MEDIANTE FLEXIÓN ROTATIVA.

presentado por: ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA con DNI Nro.: 46998116

presentado por: con DNI Nro.:

para optar el título profesional/grado académico de INGENIERO MECÁNICO

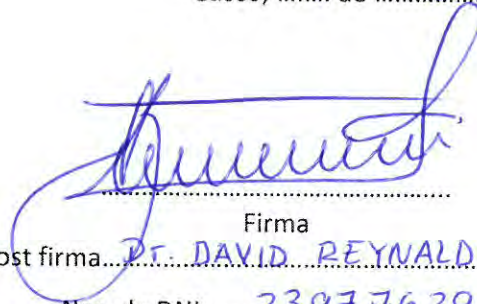
Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del *Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la UNSAAC* y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 9%.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No se considera plagio.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica para que tome las acciones correspondientes. Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto la primera página del reporte del Sistema Antiplagio.

Cusco, 17 de ENERO de 2024



Firma

Post firma: D. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA

Nro. de DNI: 23977639

ORCID del Asesor: 0000-0001-5660-6616

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio: OID:27259:304850321

NOMBRE DEL TRABAJO

Tesis_Banco de prueba_ versión final

AUTOR

ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA

RECUENTO DE PALABRAS

17082 Words

RECUENTO DE CARACTERES

86907 Characters

RECUENTO DE PÁGINAS

140 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

20.0MB

FECHA DE ENTREGA

Jan 17, 2024 9:14 AM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Jan 17, 2024 9:16 AM GMT-5**● 9% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos

- 6% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 8% Base de datos de trabajos entregados
- 1% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● Excluir del Reporte de Similitud

- Material bibliográfico
- Fuentes excluidas manualmente
- Coincidencia baja (menos de 8 palabras)
- Bloques de texto excluidos manualmente

DEDICATORIA

A Dios, por darme la oportunidad de estudiar la carrera profesional de Ingeniería Mecánica y brindarme inteligencia para realizar este trabajo de investigación.

A mis padres, por su apoyo sostenido en esta etapa mi vida académica.

Wilfredo Huallpa Ccassa.

Celedonia Apumaita Rondán.

A mi hermano y esposa, por su apoyo en la etapa de mi formación profesional.

Daniel Huallpa Apumaita.

A mi novio por su apoyo y motivación durante el trabajo de investigación.

Brandon Muñoz Mendoza.

A todos mis familiares y amigos quienes me animaron a concluir este sueño.

Los dedico de corazón,

Abigail Corali Huallpa Apumaita

AGRADECIMIENTO

Agradecer a Dios, por permitir conocer a los docentes de ingeniería mecánica UNSAAC que alcanzaron sus conocimientos del cual es el producto este trabajo de investigación.

Mi agradecimiento a mi familia, por ser la fuente de ayuda permanente para poder lograr el presente trabajo.

Expresar mi gratitud a mi asesor Dr. Ing. David Reynaldo Berrios Barcena, por brindarme todo su conocimiento durante el desarrollo del tema de investigación, por su orientación y apoyo.

Agradecer a mis compañeros y amigos de estudio, por los innumerables apoyos en ideas y la formulación de este trabajo de investigación.

Abigail Corali Huallpa Apumaita

RESUMEN

Esta investigación tiene por objetivo diseñar un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa, y se enmarcó en un trabajo de tipo correlacional y descriptivo. En la investigación se aplicó la Normas DIN 50113:2018-12 “Ensayo de materiales metálicos - Ensayo de fatiga por flexión de barra giratoria” para la selección de los componentes del banco de prueba, además se aplicó la metodología descrita en la Norma VDI 2221 “Métodos para el desarrollo y el diseño de sistemas técnicos y productos” para el desarrollo de los conceptos de solución a través una matriz morfológica, posteriormente definir un concepto de solución óptimo. Se elaboró la memoria de cálculo con los rangos de la capacidad de carga y esfuerzo máximo de flexión, se dimensionaron y calcularon todos los componentes mecánicos. Finalmente, se desarrolló la ingeniería de detalles, con los resultados obtenidos la máquina está en capacidad de realizar ensayos para diferentes tipos de aceros con resistencia a la fatiga menores a 850 MPa.

Palabras clave: Banco de Prueba, Ensayo de Fatiga, Flexión Rotativa.

La autora

ABSTRACT

This research aims to design a test bench for fatigue tests using rotary bending, and was framed in a correlational and descriptive work. In the investigation, DIN Standards 50113:2018-12 “Testing of metallic materials - Rotating bar bending fatigue test” was applied for the selection of the test bench components, and the methodology described in Standard VDI 2221 was also applied. “Methods for the development and design of technical systems and products” for the development of solution concepts using a morphological matrix, to later define an optimal solution concept, the calculation report was prepared with the load capacity ranges and maximum bending stress, all mechanical components were sized and calculated. Finally, the detailed engineering was developed, with the results obtained the machine is capable of carrying out tests for different types of steels with fatigue resistance less than 850 MPa.

Keywords: Test Bench, Fatigue Test, Rotary Flexion.

The author

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS.....	9
ÍNDICE DE TABLAS	12
LISTA DE SÍMBOLOS	13
INTRODUCCIÓN	16
CAPITULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	18
1.1. Descripción del problema.....	18
1.2. Formulación del Problema.....	19
1.3. Objetivos.....	19
1.3.1. Objetivo General.....	19
1.3.2. Objetivos Específicos	19
1.4. Hipótesis	20
1.5. Justificación de la investigación	20
1.6. Variables.....	20
1.6.1. Variable Independiente.....	20
1.6.2. Variables Dependientes	21
1.7. Limitaciones del Problema	21
1.8. Metodología de la Tesis.....	21
1.8.1. Nivel y tipo de investigación	22
CAPITULO II. MARCO TEÓRICO	23
2.1. Introducción.....	23
2.2. Historia y estado del arte	23
2.3. Tipos de máquinas de fatiga	25
2.4. Máquina de flexión rotativa.....	31
2.5. El diagrama de Wöhler	35
2.6. Resistencia frente a la fatiga.....	36
2.7. Modelo de bastidor	37
2.8. Normas internacionales que permiten el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.	37
2.9. Selección de Normas.....	39

2.9.1. VDI 2221 (2008): Métodos para el desarrollo y el diseño de sistemas técnicos y de productos.	39
2.9.2. DIN 50113 (2018): Ensayo de materiales metálicos – Ensayo de fatiga por flexión de barra giratoria.....	40
CAPÍTULO III. METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA LA OBTENCIÓN DE UNA SOLUCIÓN ÓPTIMA DEL BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE FATIGA MEDIANTE FLEXIÓN ROTATIVA SEGÚN VDI 2221.....	45
3.1. Fase I: La compresión de la solicitud	45
3.1.1. Estado de tecnología.....	45
3.1.2. Lista de exigencias.....	46
3.2. Fase II: Estructura de funciones	46
3.2.1. Abstracción: Caja negra (Black-Box).....	48
3.3. Fase III: Concepto de solución	50
3.3.1. Matriz morfológica	50
3.3.2. Criterios de evaluación	56
3.3.3. Evaluación de los conceptos de solución	62
3.3.4. Resultados técnicos – económicos.	67
CAPÍTULO IV. CÁLCULOS DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA SUJETO A NORMAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	69
4.1. Caracterización de la probeta	69
4.2. Calculo de eje de transmisión.....	72
4.3. Selección de motor	73
4.4. Selección de rodamientos	73
4.5. Diseño de bastidor	75
4.6. Cálculo de uniones soldadas.....	77
4.7. Cálculo para uniones empernadas	80
4.8. Selección de acoplamiento	81
4.9. Selección de pinzas de sujeción.....	81
4.9. Selección de riel	81
4.10. La ingeniería de detalles del proyecto	82
CAPITULO V. SIMULACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE FATIGA MEDIANTE SOFTWARES DE DISEÑO	85

5.1. Metodo de elementos finitos	85
5.2. Restricciones.....	86
5.3. Análisis de tensiones	86
5.4. Análisis de esfuerzos y deformaciones	88
5.5. Factor de seguridad del sistema	89
5.6. Factor de seguridad del sistema por fatiga	90
5.7. Análisis modal.....	93
5.8. Análisis dinámico.....	94
CONCLUSIONES	95
RECOMENDACIONES	97
BIBLIOGRAFÍA.....	98
ANEXOS	99
ANEXO 1. Matriz de consistencia:	100
ANEXO 2. Valores medios de resistencia:	101
ANEXO 3. Catálogos	102
ANEXO 4: Planos	139
ANEXO 5: Video de animación (CD).....	140

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Disposición constructiva máquina de ensayos de fatiga axial Schenck (Galal S., 1990).....	27
Figura 2. Máquina de ensayo de fatiga axial mediante un solo cilindro hidráulico, (Galal S., 1990).....	28
Figura 3. Máquina de prueba de fatiga para esfuerzos combinados de flexión y torsión (Shawki G. y Mashhour A., 1974)	28
Figura 4. Máquina de Shenck de fatiga por flexión rotativa (González A. y Gonzales C., 1999).....	29
Figura 5. Cortes transversal y longitudinal de Máquina tipo Moore - Schenck PUP-N de flexión rotativa con aplicación de carga por balanza mecánica, (Di Brico y Mollerach, 2015).....	30
Figura 6. Máquina Shenck para flexión rotativa, laboratorio Otto Krause, (González A. y Gonzales C., 1999)	30
Figura 7. Banco de flexión rotatoria Schenk del laboratorio Pontificia Universidad Católica del Perú, (Rodríguez J., 2008).....	31
Figura 8. Banco de Moore construida por Shimatzu, para variar la carga aplicada a la probeta, se muestra las pesas, (Di Brico y Mollerach, 2015).	32
Figura 9. Máquina por flexión rotativa a fatiga, (Claudinei, 2017).....	33
Figura 10. Máquina de fatiga mediante flexión rotativa, (Catálogo Zwick-Roell).....	34
Figura 11. Máquina para ensayo de fatiga mediante flexión rotativa DIN 50113, (Catálogo Zwick-Roell).....	34
Figura 12. Diagrama de Wöhler, (Rodríguez J., 2008)	35
Figura 13. Diagrama de Wöhler en escala logarítmica. (Rodríguez J., 2008).....	35
Figura 14. Diagramas de S-N mediante flexión rotativa para diferentes materiales con límite de fatiga y resistencia a la fatiga. (González A. y Gonzales C., 1999).....	36
Figura 15. Soporte con lubricación por anillos, de 140 mm de calibre (Schimpke P., Horn H., Ruge J., 1974).....	37
Figura 16. Representación esquemática de una máquina de ensayo con generación del momento flector por carga de los brazos de palanca. (DIN 50113: 2018 – 12).....	40

Figura 17. Representación esquemática de una máquina de ensayo con generación del momento flector por introducción de fuerza en los brazos de palanca. (tomado de DIN 50113: 2018 – 12).....	41
Figura 18. Representación esquemática de una máquina de ensayo con generación del momento flector por una carga vertical. (tomado de DIN 50113: 2018 – 12).	42
Figura 19. Geometría de la probeta (tomado de DIN 50113: 2018 – 12).....	43
Figura 20. Máquinas para ensayo de fatiga mediante flexión rotativa DIN 50113, (Catálogo Zwick-Roell, 2019) y (Schenck, 2002).....	45
Figura 21. Estructura de función total, caja negra definiendo términos de entrada y salida (adaptado de VDI 2221).....	49
Figura 22. Estructura de funciones parciales (adaptado de VDI 2221).....	50
Figura 23. Se muestran las posibles soluciones óptimas de las funciones de nuestra máquina, los cuatro conceptos de solución cumplen con la norma DIN 50113.....	51
Figura 24. Concepto de Solución 1	52
Figura 25. Concepto de Solución 2.	53
Figura 26. Concepto de Solución 3.	54
Figura 27. Concepto de Solución 4.	55
Figura 28. Diagrama de evaluación técnica – económica	68
Figura 29. Geometría de la probeta (DIN 50113, 2018).	69
Figura 30. Dimensiones de la probeta (DIN 50113, 2018)	70
Figura 31. Diseño del bastidor Banco de pruebas para ensayos de fatiga.....	76
Figura 32. Banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.....	77
Figura 33. Forma del cordón de soldadura de la base superior del cabezal principal. ...	78
Figura 34. Forma de la soldadura en la base inferior del cabezal principal.	79
Figura 35. Tensión de apriete discrecional en el núcleo de los espárragos (Decker, 1980).....	81
Figura 36. Enmallado de banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.....	85
Figura 37. Enmallado de probeta para obtener resultados más confiables.....	86
Figura 38. Diagrama de dispersión para sensibilidad de malla.	87
Figura 39. Calidad de malla de los elementos del banco de fatiga.....	88
Figura 40. DCL del Banco de pruebas.	88

Figura 41. Análisis de deformaciones del Banco de pruebas.	89
Figura 42. Análisis de esfuerzo del Banco de pruebas.	89
Figura 43. Factor de seguridad del sistema.	90
Figura 44. Factor de seguridad del sistema por fatiga.	90
Figura 45. Primer modo de vibración.	91
Figura 46. Segundo modo de vibración.	92
Figura 47. Tercer modo de vibración.	92
Figura 48. Cuarto modo de vibración.	93
Figura 49. Quinto modo de vibración.	93
Figura 50. Sexto modo de vibración.	94

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Histórico de eventos de la investigación de fallas por fatiga.	25
Tabla 2. Lista de exigencias y deseos.....	46
Tabla 3. Presupuesto de concepto de solución 1	58
Tabla 4. Presupuesto de concepto de solución 2	59
Tabla 5. Presupuesto de concepto de solución 3	60
Tabla 6. Presupuesto de concepto de solución 4	61
Tabla 7. Evaluación preliminar de los conceptos de solución.....	62
Tabla 8. Evaluación de los conceptos de solución, criterios técnicos	65
Tabla 9. Evaluación de los conceptos de solución, criterios económicos	66
Tabla 10. Calificación de alternativas	67
Tabla 11. Resultados de la evaluación de los conceptos de solución.....	67
Tabla 12. Rango de dimensiones de la probeta	70
Tabla 13. Propiedades de materiales	71
Tabla 14. Momento para un diametro de probeta de 11 mm.	71
Tabla 15. Fuerza y masa necesaria para una probeta de 11 mm	72
Tabla 16. Recalculo de momento y diametro para masa de 22 kg	72
Tabla 17. Presupuesto final	84
Tabla 18. Datos para análisis de sensibilidad de malla.	87

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
α	Ángulo formado entre c y un eje principal
σ	Esfuerzo por compresión
σ_{an}	Tensión de apriete
σ_{adm}	Esfuerzo admisible
σ_f	Límite elástico o esfuerzo de fluencia
σ_{fx}	Esfuerzo por flexión en el eje x
σ_{fy}	Esfuerzo por flexión en el eje y
σ_{Alt}	Esfuerzo de fluencia a tracción o compresión alternante
$\sigma_f Alt$	Esfuerzo de fluencia a flexión alternante
$\tau_t Alt$	Esfuerzo de fluencia a torsión alternante
$\sigma_f Alt aprox$	Esfuerzo de fluencia a flexión alternante aproximada
τ_t	Esfuerzo por torsión
μ	Coefficiente de rozamiento en los flancos de la rosca y en la cabeza
b	Longitud de base del cordón de soldadura
c	Distancia del centro al punto más lejano
d	Diámetro de la probeta en área de prueba
d_e	Diámetro de eje
d_s	Longitud de altura del cordón de soldadura
d_2	Diámetro del flanco
f_H	Factor de dureza a diferentes temperaturas de servicio
f_s	Factor del esfuerzo estático
g	gravedad
h	Espesor de soldadura
l	Longitud del área de prueba
m	masa
p	Paso de la rosca
r	Radio en la transición de la sección de prueba a la sección de sujeción
x_d	Exponente de duración de servicio
A	Área de la probeta en área de prueba

A_s	Área de soldadura lineal
A_k	Sección transversal del perno
A_E	Área de la abrazadera de la probeta
C_d	Factor de carga dinámica del rodamiento de catálogos
C_0	Factor de carga estática del rodamiento de catálogos
D	Diámetro de la abrazadera de la probeta
D_m	Diámetro medio del círculo de la cabeza
D_a	Diámetro de apriete del perno
D_i	Diámetro de perno
D min	Diámetro de la abrazadera de la probeta mínima
D máx.	Diámetro de la abrazadera de la probeta máxima
DCL	Diagrama de cuerpo libre
E	Módulo de Young
F.S.	Factor de seguridad
F_a	Fuerza axial actuante
F_D	Fuerza de carga dinámica equivalente
F_r	Fuerza radial actuante
F_0	La fuerza de carga estática equivalente
F_v	Tensión previa deseada
F_{a0}	Fuerza axial estática
F_{r0}	Fuerza radial estática
H.M.	Hora máquina
I_x	Momento de Inercia respecto al eje x
I_y	Momento de Inercia respecto al eje y
J	Momento polar
J_w	Momento polar
L	Longitud de soldadura
L_r	Duración nominal del rodamiento
L_h	La duración nominal en horas de trabajo
M	Momento de flexión
M_P	Momento generado por brazos de palanca
M_m	Flexión generada por el motor

N	Número de ciclos
N_r	Velocidad del rodamiento
P	Fuerza
S	Esfuerzo
$S - N$	Esfuerzo – Numero de ciclos
T	Torsión generada por la pesa
T_{an}	Par de apriete
W	Módulo de sección frente a la flexión
X_r	Factor radial
Y_a	Factor axial
Z_{wx}	Módulo de sección inicial en el eje x
Z_{wy}	Módulo de sección inicial en el eje y
Z_x	Módulo de sección en el eje x
Z_y	Módulo de sección en el eje y

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de investigación busca ampliar el conocimiento respecto a las máquinas de ensayos a fatiga que se ha investigado en muchos países a fin de usar como una herramienta de análisis para el diseño mecánico, que permita determinar los límites de resistencia a la fatiga en elementos mecánicos mencionados en los antecedentes. En el mercado internacional se tiene bancos de Moore o máquina para ensayo de fatiga por flexión rotativa descritos en el marco teórico.

Investigaciones previas muestran algunas desventajas en los métodos de aplicación de carga en cuanto a pruebas en probetas, como el calentamiento (al rojo vivo) generando una variación de las propiedades del material y sin el uso eficaz del momento flector, por lo que, se requiere de nuevos análisis; las desventajas de las máquinas en el mercado internacional son sus costos muy elevados; por estas razones el presente trabajo tiene mucha importancia para brindar conocimiento en el diseño de un banco de pruebas de fatiga mediante flexión rotativa. Para lograr el trabajo se desarrollaron cinco capítulos:

CAPITULO I. Planteamiento del problema, se describe el problema, formulación de problema, los objetivos a desarrollar, la hipótesis, las variables, las limitaciones del trabajo de investigación, la justificación y la metodología que se aplica en el trabajo.

CAPITULO II. Marco teórico, se revisó, seleccionó y describió la historia de los bancos de pruebas, los tipos de máquina de fatiga, máquinas de flexión rotativa, el diagrama de Wöhler, la resistencia de los materiales frente a la fatiga y se describe las normas internacionales relacionadas al diseño de banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

CAPÍTULO III. Metodología de diseño, se describe la aplicación de las tres fases de la metodología de diseño VDI 2221 mostrándose en un matriz morfológica los cuatro conceptos de solución, se aplicó los criterios de evaluación de acuerdo a la norma y finalmente se muestran los resultados de la evaluación eligiendo la solución óptima.

CAPÍTULO IV. Cálculos de los componentes de la máquina sujeto a normas y especificaciones técnicas, se calculó los componentes mecánicos para la realización de ensayos de fatiga en base a las normas internacionales, donde se aplicó los principios de resistencia de materiales y diseño de elementos de máquina, asimismo se describe los criterios que se tomaron para la selección de componentes complementarios del banco,

en base a los resultados del diseño previo. Finalmente, se realizó la ingeniería de detalles mediante planos y especificaciones para la fabricación de la máquina, en este capítulo se muestra los resultados obtenidos.

CAPITULO V. Simulación del banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante softwares de diseño, en este capítulo se comprobó el diseño mediante el software de ANSYS versión 19.2 explicando el procedimiento de mallado y restricciones, aplicado para lograr análisis de tensiones, esfuerzos y deformaciones, factores de seguridad por fatiga, así como el análisis modal y dinámico, mostrándose los resultados obtenidos.

El diseño de banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa, servirá para realizar ensayos de fatiga sometidos a cargas de flexión rotativa y obtener los resultados en diagramas S – N, determinando las propiedades mecánicas del material útil para trabajos de diseño mecánico; asimismo, los materiales y componentes del diseño propuesto son comerciales y están disponibles en el mercado para su implementación.

CAPITULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Descripción del problema

Muchos de los elementos de máquinas tienden a romperse o fracturarse, debido al uso al que son sometidos durante su tiempo de vida. Según Budina y Nisbett (2012) las causas y condiciones que incrementan el tiempo de aparición de las fisuras debido a cargas cíclicas de alto ciclo en los componentes mecánicos son: las altas temperaturas y un ambiente corrosivo. Sin embargo, la mayoría de los elementos de máquinas fallan sin haber cumplido con el tiempo de vida programada.

Budynas y Nisbett (2012) indican que se produce una falla estática cuando se genera una carga considerable, que produce un esfuerzo que se encuentra por encima del límite de elasticidad; debido a esto, la pieza debe ser modificada con el fin de evitar que ocurra la rotura. Las fallas estáticas evidencian de manera visual una advertencia, en cambio las fallas por fatiga no evidencian este tipo de advertencia; destacando que esta última se genera de manera súbita y en su totalidad, resultando ser muy peligroso. Las estadísticas muestran que el fenómeno de fatiga es considerado responsable del 90% de las fallas por fractura (Avner et al., 1979), es así que la evaluación y análisis de las fallas por fatiga en los materiales llegan a ser de suma importancia en el diseño mecánico, estudio que es posible llevar a cabo mediante un banco de pruebas para la realización de ensayos de fatiga.

Estructuras como ascensores, puentes, techos, naves, etc.; presentan fallas durante su vida útil ocasionando daños materiales y accidentes, en muchas de las investigaciones, como por lo especifica la Asociación Española de Normalización y Certificación (2001), que en el diseño de las estructuras no se analizaron los parámetros que producen las fallas por fatiga, es por ello la importancia de saber cómo se comportan los materiales sometidos a cargas estáticas y dinámicas.

1.2. Formulación del Problema

¿Cómo ayudará el banco de pruebas, a evaluar ensayos de fatiga sometido a cargas de flexión rotativa?

1.2.1. Formulación del Problema

- a) ¿Cuáles son las normas internacionales que permitan el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa?
- b) ¿Cómo se aplicará la metodología de diseño para la obtención de una solución óptima del banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa?
- c) ¿Cómo se dimensionará los componentes de la máquina sujeto a normas y especificaciones técnicas, para el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa?
- d) ¿Cómo se mostrará el diseño banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa?
- e) ¿Cómo se simulará el banco de pruebas para ensayos de fatiga?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Diseñar un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

1.3.2. Objetivos Específicos

- a) Revisar, seleccionar y clasificar normas internacionales que permitan el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.
- b) Aplicar una metodología de diseño para la obtención de una solución óptima del banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.
- c) Configurar y calcular los componentes de la máquina sujeto a normas y especificaciones técnicas, para el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.
- d) Realizar la ingeniería de detalles del proyecto, a través de planos de ensamble, montaje y fabricación de la máquina.
- e) Simular el banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante softwares de diseño.

1.4. Hipótesis

El diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa, permite evaluar ensayos de fatiga sometido a cargas de flexión rotativa, necesario para el diseño de componentes mecánicos eficientes.

1.5. Justificación de la Investigación

Todas las organizaciones dedicadas a prestar servicios en áreas de mecánica deben brindar altos niveles de protección para aquellos usuarios que los emplean, es por ello que, cualquiera que sea su tamaño, deben competir en un entorno global, disponer necesariamente de la tecnología y herramientas sean eficaz, por esta razón, la importancia de los resultados de un banco de pruebas donde se efectuarán los estudios de fatiga mediante flexión rotativa.

- En este sentido, el diseño del banco de ensayos de fatiga rotatorio mejorará y predecirá con precisión la posibilidad de falla por fatiga debido a esfuerzos cíclicos elevados para los componentes mecánicos.
- En este sentido, a través del banco de pruebas propuesto, se podrá obtener evaluación y análisis de fracturas por fatiga de materiales en diseño mecánico.
- Siguiendo esta secuencia conceptual, se realizará el análisis de los parámetros que producen la fractura por fatiga y el comportamiento de los materiales sometidos a cargas estáticas y dinámicas.
- Además, se debe indicar que, en la descripción técnica detallada mediante planos y especificaciones se utilizarán materiales y componentes disponibles localmente para reducir los costos ya que en el mercado internacional estos bancos tienen costos elevados para adquirirlos.

1.6. Variables

1.6.1. Variable Independiente

Son aquellas que representan una cantidad que se modifica y determinan el valor de la dependiente.

- Dimensiones de la probeta
- Flexión rotativa
- Tipo de material de la probeta

1.6.2. Variables Dependientes

- Diseño de banco de pruebas.

1.7. Limitaciones del Problema

- La presente investigación se limita al diseño de banco de pruebas para la obtención de diagramas S-N por flexión rotativa en probetas estandarizadas, más no esfuerzos combinados, cargas cortantes, axiales y de torsión.
- El presente trabajo estará enfocado al diseño mecánico de banco de pruebas, más no el diseño electrónico del sistema de control.
- Solo se presentarán planos de diseño y simulación en programas de software de diseño de máquinas.
- Asimismo, el análisis económico se limita a un presupuesto.

1.8. Metodología de la Tesis

La metodología establece la revisión de diferentes normas establecidas, de forma tal de seleccionarlas, clasificarlas y tomarlas en cuenta para realizar los diferentes ensayos de fatiga para lograr el diseño de un banco de pruebas y establecer el respectivo diseño, lo que permitió establecer una metodología de diseño que garantice una obtención óptima del banco de pruebas. En este sentido se configuró y calcularon los componentes de la máquina que están sujetos a normas y especificaciones técnicas, que permita realizar ensayos de fatiga. Seguidamente se realizó todo lo relacionado a pormenores del proyecto, a través del uso de los planos de ensamble, montaje, fabricación y sus respectivos ajustes de mantenimiento. Finalmente se estiman los costos de diseño y fabricación del banco de pruebas para ensayos de fatiga, para su viabilidad de desarrollo. Para el diseño de la estructura de la metodología propuesta está basada en diferentes etapas, las cuales se describen a continuación:

1. Clarificación de tarea: es la fase se procede a la selección de la información asociada a los requerimientos y restricciones a considerar durante el diseño.

2. Diseño o modelo conceptual: esta fase se basa en el establecimiento del esquema funcional del producto, mediante la búsqueda de elementos para conformar una adecuada solución.
3. Diseño para dar forma: seguidamente mediante esta tercera fase, se determinará la estructura del producto para así desarrollar un sistema técnico que cumpla con las especificaciones tanto técnicas como económicas.
4. Diseño de detalles: posteriormente una vez definida la forma del producto, se desarrollan las estructuras, los atributos, detallando los materiales, se comprueban los aspectos técnicos tomados en cuenta y la factibilidad económica del producto, además se generarán los planos y los documentos adecuados para la producción.

1.8.1. Nivel y tipo de investigación

La investigación es de nivel correlacionada debido a que el comportamiento de una variable influye en los resultados de la otra variable; y de tipo descriptiva porque representar los resultados de la investigación sujeto al diseño de un banco de pruebas para la elaboración de ensayos de fatiga.

CAPITULO II. MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción

Para el diseño de máquinas y estructuras se analizan las cargas sometidas a los elementos, estos estudios fueron realizados a través de diversos tipos de máquinas para ensayos de prueba de fatiga que se caracterizan de acuerdo a su naturaleza, combinación de componentes de carga y con el tipo de fatiga ensayado como ciclo alto, ciclo bajo y fatiga térmica, con piezas y estructuras a pequeña escala o de tamaño completo, etc. (Schlütz, 1996)

En este capítulo se describe sobre la fatiga y las máquinas de ensayo de fatiga desarrolladas hasta ahora, mostrando sus características de diseño más destacadas.

2.2. Historia y estado del arte

Schlütz W. (1996) describe que en el año de 1837 en Clausthal Alemania, Albert Wilhelm funcionario de minas, publicó los primeros resultados conocidos de pruebas de fatiga. Wilhelm construyó una máquina de prueba para las cadenas transportadoras que habían fallado en las minas de Clausthal. Descubrió la verdadera relación de dependencia cuando ocurre una sobrecarga accidental que fue por la tensión ejercida y la cantidad de ciclos de carga de tracción mas no por la rotura de fatiga.

Poncelet en 1839 definió por primera vez “fatiga” a este caso. El fenómeno que ocasionaba la falla era aún incomprensible, él divulgaba respecto a un material cansado y su posible conversión a ser frágil por cargas oscilantes, lo cual lo llevó a estudiar la apariencia frágil en las áreas externas de un material dúctil (Norton, 2011)

El fenómeno de los fallos "prematureos" derivados del estrés repetido se observó por primera vez en la industria ferroviaria, en 1842 Rankine contradujo el esfuerzo a la fatiga de los ejes ferroviarios porque originaban fallas instantáneas, similar a los materiales frágiles fabricados de acero dúctil. Él sugirió que estos ejes se forjaran con un cubo de mayor tamaño de diámetro y radios grandes, de modo que el flujo de grano no se cortaría más de lo necesario mediante el mecanizado (Schlütz, 1996)

Rankine sostuvo que la fluctuación de esfuerzos dio por resultado que un material cristalizado se convirtió en frágil corroborando la investigación de la teoría de cristalización por fatiga. Dichos ejes se encontraban sujetos a las ruedas y rotaban sobre su eje, produciendo esfuerzo por flexión, a lo largo de la superficie del eje, variando en forma senoidal de un pico alto a un pico bajo, dándole nombre al ciclo como carga invertida. (Norton, 2011)

August Wohler en doce años elaboró una de las primeras investigaciones científicas del tema falla por fatiga, utilizando ejes en laboratorios sometidos a ciclos de carga invertida. En 1870 identificó la relación entre el tiempo y la cantidad de ciclos de esfuerzos variables descubriendo un esfuerzo tolerable por millones de ciclos, determinando el límite de resistencia en aceros. El diagrama Wohler o S-N, llegó a ser la muestra del comportamiento de materiales sujeto a ciclos de carga invertida. Luego, August experimento en laboratorios con ejes rotos descubriendo en ensayos de tensión que poseían las mismas características iniciales. Pero, el incidente de rotura en los ejes ayudó en la definición de falla y a su continuo estudio que hasta la fecha se sigue utilizando. (Norton, 2011)

En 1870, Wohler llegó a la conclusión de que el rango de tensiones juega un papel muy importante en las fallas por fatiga. Wohler fue el primero en introducir el concepto del llamado diagrama S-N que relaciona la tensión aplicada S con la vida (ciclos). Por lo tanto, podría mostrar que la vida a fatiga disminuye con mayores amplitudes de tensión y que el material alcance un "Límite de fatiga" definido por la tensión máxima que puede ser sostenido por el material durante un número infinito de inversiones de tensión, generalmente denotado por Sur. (Schlütz, 1996)

Ewing y Humfrey, en el siglo XX con la ayuda de un microscopio observaron la creación de líneas de playa con grietas en cristales de hierro sujetos a esfuerzos variables (Almérica P. y Chitty P. ,2007)

Tabla 1. Histórico de eventos de la investigación de fallas por fatiga.

Año	Investigador	Suceso o logro
1829	Albert	El primero en documentar fallas debidas a cargas repetidas.
1839	Poncelet	El primero en utilizar el término fatiga.
1837	Rankine	Estudio de la teoría de cristalización por fatiga.
1849	Stephenson	Estudio de los productos asociados con las fallas por fatiga de los ejes de ferrocarril.
1850	Braithwaite	El primero en usar el término fatiga en una publicación en inglés y en estudiar la teoría de la cristalización.
1864	Fairbairn	Informa sobre los primeros experimentos con cargas repetidas.
1871	Wohler	Publica los resultados de muchos años de investigación sobre fallas en ejes, desarrolla las pruebas de flexión giratorias y el diagrama S-N, y también define el límite de resistencia.
1871	Bauschinger	Desarrolla el extensómetro de espejo con una sensibilidad de 10^{-6} y estudia el esfuerzo-deformación inelástico.
1886	Bauschinger	Propone un "límite elástico natural" cíclico, abajo del cual no ocurrirá la fatiga.
1903	Ewing/Humfrey	Descubren las líneas de deslizamiento, grietas por fatiga y crecimiento de la grieta por falla, refutando así la teoría de la cristalización.
1910	Bairstow	Verifica la teoría de Bauschinger de un límite elástico natural y el límite de resistencia de Wohler.
1910	Basquin	Desarrolla la ley exponencial de pruebas de resistencia (la ecuación de Basquin).
1915	Smith/Wedgewood	Separan la deformación plástica cíclica de la deformación plástica total.
1921	Griffith	Desarrolla criterios de fractura y relaciona la fatiga con el crecimiento de la grieta.
1927	Moore/Kommers	Cuantifica los datos de ciclos altos de fatiga para muchos materiales en "The Fatigue of Metals".
1930	Goodman/Soderberg	Determinan independientemente la influencia de los esfuerzos medios en la fatiga.
1937	Neuber	Publica la ecuación de Neuber para la concentración de deformaciones en muescas (traducida al inglés en 1946).
1953	Peterson	Publica "Stress Concentration Design Factors", que ofrece un buen enfoque para justificar las muescas.
1955	Coffin/Manson	Publican independientemente la ley de la fatiga con pocos ciclos con base en la deformación (ley de Coffin-Manson).
1961	Paris	Publica la ley de París de mecánica de la fractura del crecimiento de la grieta por fatiga.

Fuente: "Fracture Mechanics & Fatigue", Union College, 1992, (Norton, 2011)

2.3. Tipos de máquinas de fatiga

Galal S. (1990) hace una descripción a las máquinas de fatiga y las clasifica de acuerdo a los siguientes criterios:

1. Clasificación de acuerdo con el propósito de la máquina
 - a. Máquina de pruebas de uso general
 - b. Máquina de pruebas de propósito especial
 - c. Máquina de pruebas para piezas de pequeña escala
 - d. Máquina de pruebas para estructuras y ensamble de tamaño complejo

2. Clasificación de acuerdo con el tipo de carga que ejercerá sobre la probeta
 - a. Cargas axiales (empujar y tirar)
 - b. Flexión
 - c. Flexión rotativa
 - d. Carga de torsión

- e. Cargas combinadas de flexión y torsión
 - f. Cargas biaxiales
 - g. Cargas multiaxiales
3. Clasificación según el método de aplicación de carga se basa en la utilización de varios tipos de fuerza como:
- a. Fuerzas de resorte y pesos muertos
 - b. Fuerzas centrifugas
 - c. Fuerzas hidráulicas
 - d. Fuerzas neumáticas
 - e. Fuerzas de dilatación térmica
 - f. Fuerzas electromagnéticas.

Galal S. (1990) señala los componentes estructurales básicos de un banco de pruebas de fatiga, están compuesto por los siguientes:

1. Sistema productor de carga que genera la carga cíclica (o deformación)
2. Elementos transmisores de carga que actúan sobre las probetas.
3. Dispositivo de control y aparato de apagado
4. Contador para medir el número de ciclos de carga
5. Dispositivo de medición (carga, desplazamiento, deflexión, forma de onda, frecuencia, etc.),
6. Bastidor de la máquina de prueba.

En la Figura 1, se muestra la disposición constructiva de una máquina de ensayos de fatiga axial, donde la probeta se le aplica carga axial mediante un tornillo de ajuste, un resorte de carga estática y un dinámico muelle de carga, un dinamómetro que mide la fuerza, dos motores para alta y baja velocidad que generan rotación, una transmisión de carga por cadena y la base de la máquina que soporta todo el sistema, al ser activados todos los componentes generan un ensayo de fatiga axial.

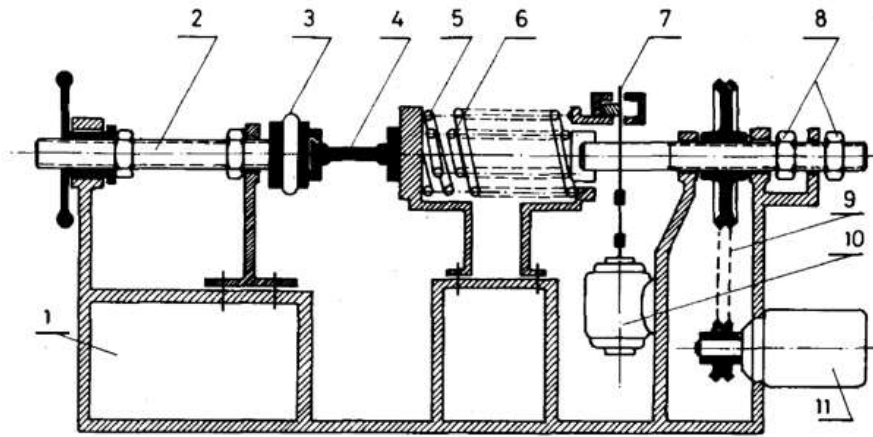


Figura 1. Disposición constructiva máquina de ensayos de fatiga axial Schenck (Galal S., 1990)

- | | |
|----------------------------------|--|
| 1. Base de la máquina | 8. Contratuercas, bloqueadas para alta velocidad |
| 2. Tornillo de ajuste | 9. Transmisión por cadena |
| 3. Dinamómetro | 10. Motor excitador para alta velocidad |
| 4. Muestra | 11. Motor para accionamiento de baja velocidad |
| 5. Dinámico, muelle de carga | |
| 6. Resorte de carga estática | |
| 7. Excitador fuera de equilibrio | |

La Figura 2 muestra la disposición constructiva máquina de ensayos de fatiga axial vertical donde la probeta es sometida a carga axial mediante un cilindro hidráulico, un manómetro que mide la presión, un cilindro hidráulico y biela que generan rotación y la base de la máquina que soporta todo el sistema, al ser activados todos los componentes generan un ensayo de fatiga axial.

La Figura 3 muestra la máquina de prueba de fatiga para esfuerzos combinados de flexión y torsión, mediante varillas de carga que genera la fuerza y transmisores de carga con mecanismos de yugo escoces, rueda helicoidal, gusano y eje impulsor, un motor que genera rotación, y la base de la máquina que soporta todo el sistema, los cuales generan un ensayo de fatiga por flexión y torsión.

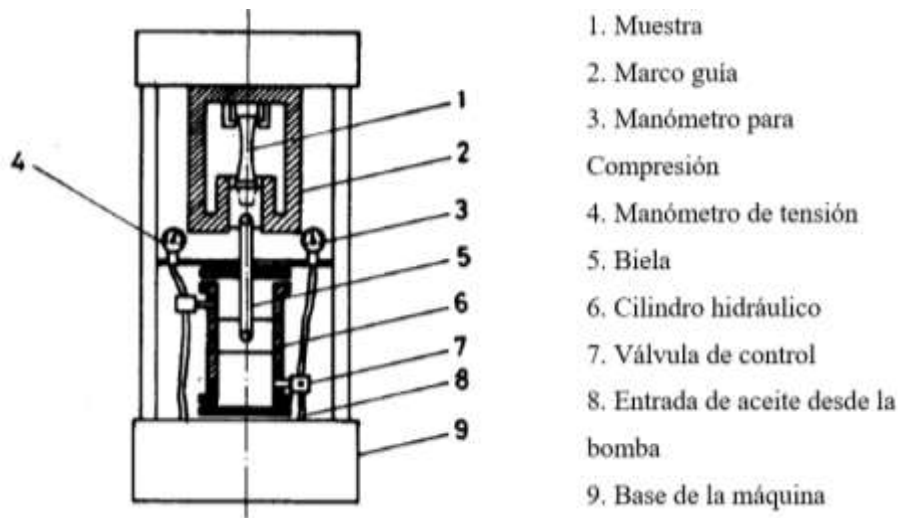


Figura 2. Máquina de ensayo de fatiga axial mediante un solo cilindro hidráulico, (Galal S., 1990)

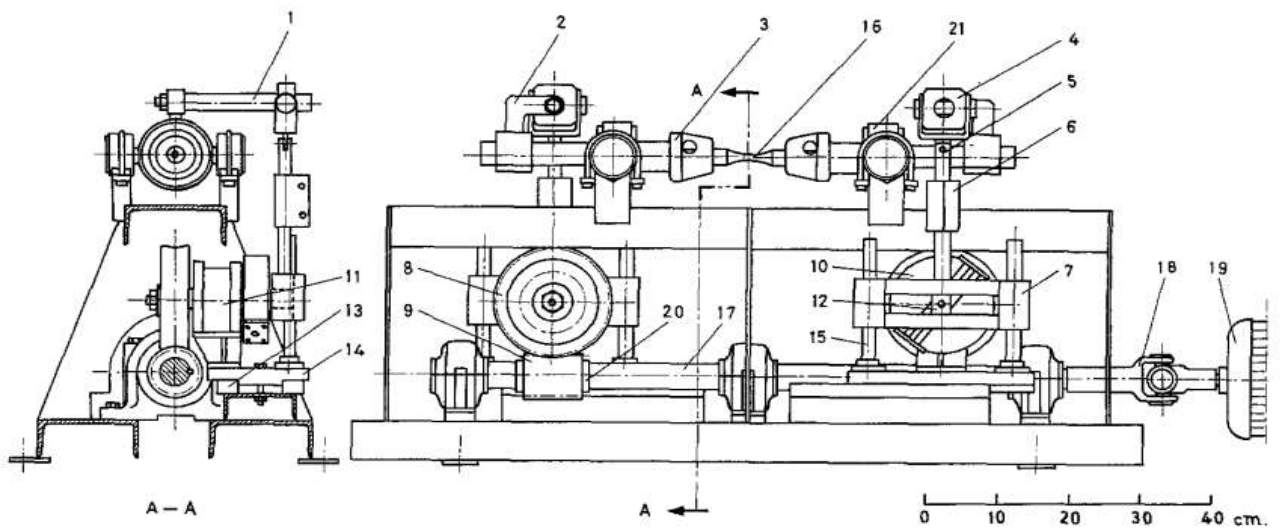


Figura 3. Máquina de prueba de fatiga para esfuerzos combinados de flexión y torsión (Shawki G. y Mashhour A., 1974)

- | | |
|--------------------------|-----------------------------|
| 1. Brazo de carga | 7. Seguidor de yugo escocés |
| 2. Abrazadera ajustable | 8. Rueda helicoidal |
| 3. Soporte para muestras | 9. Gusano |
| 4. Junta de carga | 10. Disco ranurado |
| 5. Varilla de carga | 11. Bolas rodamientos |
| 6. Abrazadera dividida | 12. Bloques deslizantes |

- | | |
|---------------------------------|------------------------------|
| 13. Dispositivos longitudinales | 17. Eje impulsor |
| 14. Base | 18. Junta universal |
| 15. Guías | 19. Motor eléctrico |
| 16. Prueba muestra | 20. Collares de localización |

En las figuras 4 y 5 muestran la máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa, mediante una balanza mecánica que genera y mide la fuerza, una escala lineal de indicación de tensiones, cojinete portante para sujetar el eje, un motor que genera rotación, y la base de la máquina que soporta todo el sistema, los cuales generan un ensayo de fatiga por flexión rotativa.

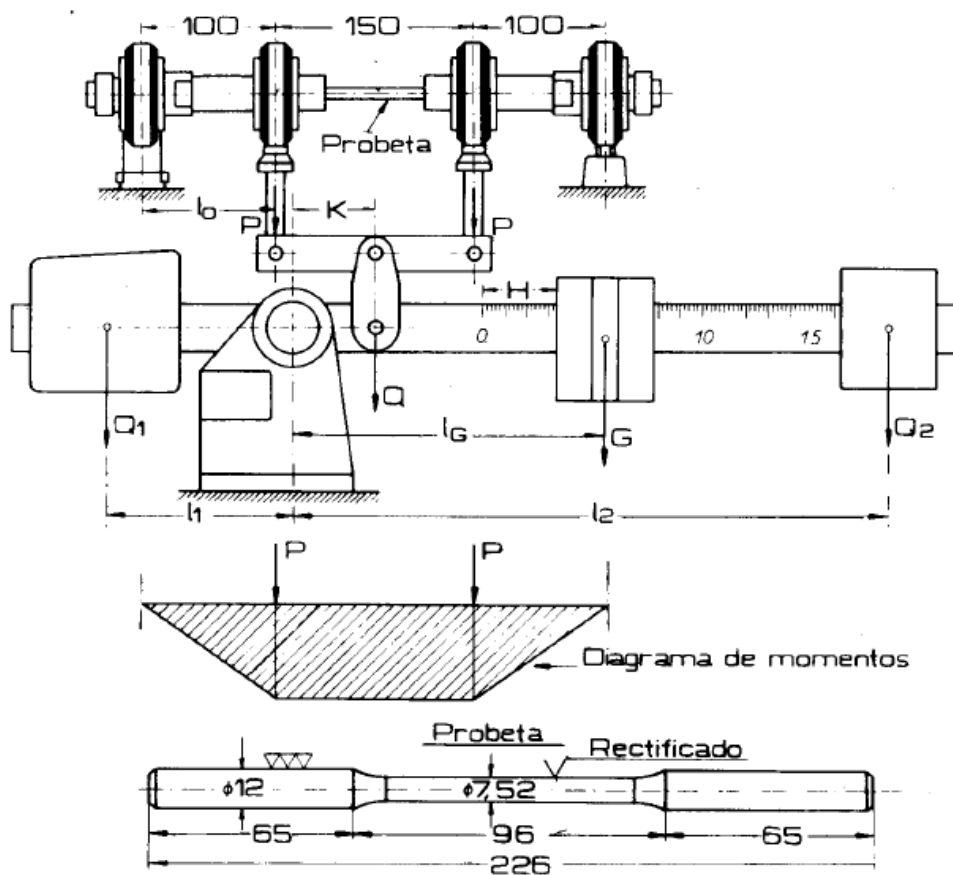


Figura 4. Máquina de Shenck de fatiga por flexión rotativa (González A. y Gonzales C., 1999)

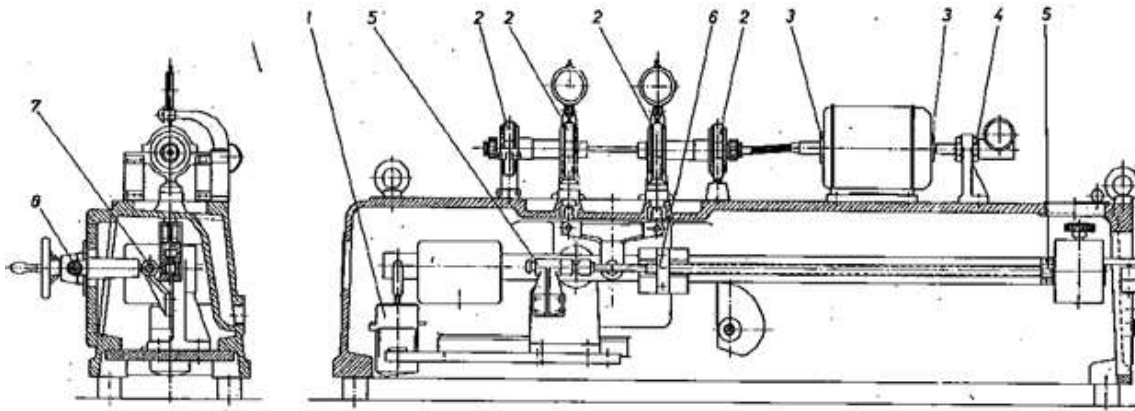


Figura 5. Cortes transversal y longitudinal de Máquina tipo Moore - Schenck PUP-N de flexión rotativa con aplicación de carga por balanza mecánica, (Di Brico y Mollerach, 2015).

La máquina de ensayos de fatiga mediante flexión rotativa (Figura 5) muestra mediante una balanza mecánica que genera y mide la fuerza, rueda manual para la regulación de carga, una escala lineal de indicación de tensiones en cm, cojinete portante para sujetar el eje, una palanca para bloquear la carga, contador de ciclos, un motor que genera rotación, y la base de la máquina que soporta todo el sistema, al ser activados todos los componentes generan un ensayo de fatiga por flexión rotativa.

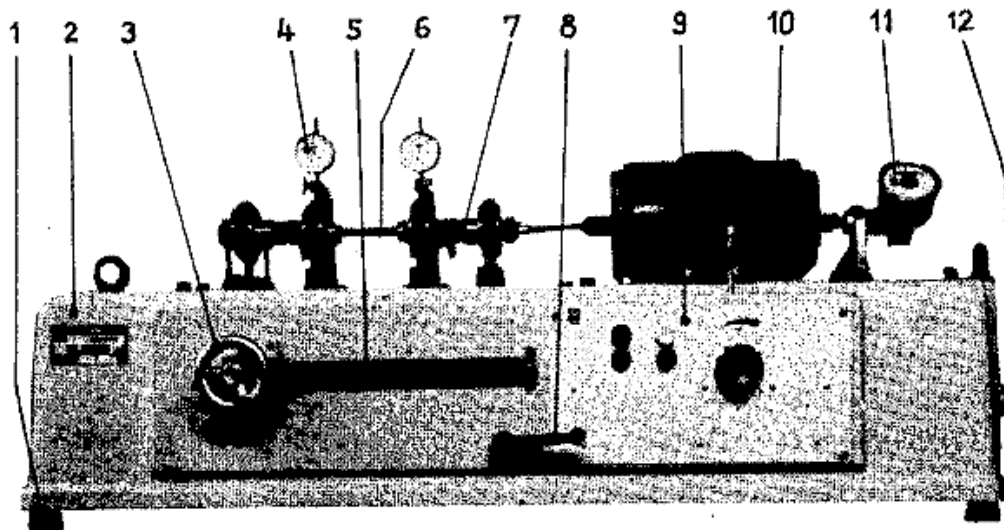


Figura 6. Máquina Shenck para flexión rotativa, laboratorio Otto Krause, (González A. y Gonzales C., 1999)

1. Apoyo de goma

2. Cuerpo de máquina

3. Rueda manual para la regulación de carga.
4. Indicadores de flechas sobre cojinete de carga.
5. Escala lineal de indicación de tensiones, en cm.
6. Probeta.
7. Pinza de sujeción y cojinete portante.
8. Palanca para bloquear la carga.
9. Botón o llave de puesta en marcha.
10. Motor de accionamiento c.a. 380 V 50 Hz.
11. Medidor o contador de ciclos 0 a 99 999 900.
12. Interruptor de corriente en la factura.

2.4. Máquina de flexión rotativa

El principio de funcionamiento consiste en generar un momento flector en la probeta con esfuerzos axiales tanto tracción y compresión de las zonas superiores e inferiores al rotarlo. Jorge Rodríguez (2008) explica que se requiere un análisis estadístico en la fatiga a través de muchísimas pruebas para establecer los indicadores de resistencia de los materiales versus las pruebas de fatiga. En este ensayo se somete la probeta bajo norma a flexión pura y se rota por medio del accionamiento rotativo; por aplicación de pesos la probeta se somete a un momento flector en el centro de la probeta. Se hace rotar hasta que se rompe la probeta. Después se llevan los resultados del número de revoluciones y los esfuerzos a causa de la flexión al momento de rotura, el experimento se realiza numerosas veces para diferentes valores de carga y se consiguen de este modo los resultados en el diagrama S – N o Wöhler.

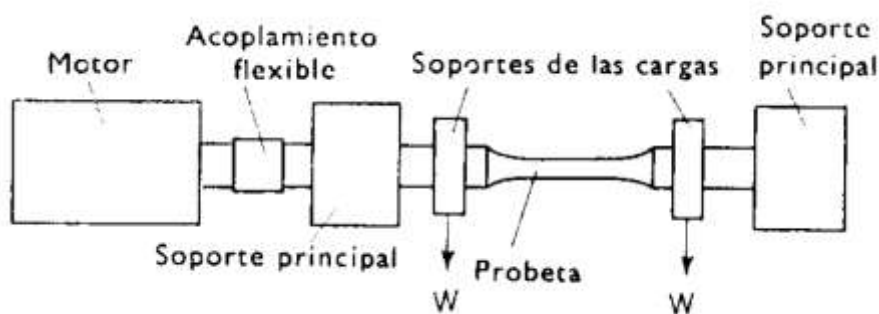


Figura 7. Banco de flexión rotatoria Schenk del laboratorio Pontificia Universidad Católica del Perú, (Rodríguez J., 2008)

Budynas y Nisbett, (2012) explica sobre la máquina de Moore de viga giratoria de alta velocidad que la probeta se somete a flexión a través de pesas calibradas. La probeta es trabajada en el proceso de torneado y pulido con exactitud, priorizando el pulido axial para prevenir ralladuras circulares. Se necesita muchísimos ensayos junto con un análisis estadístico para establecer la resistencia de un material a fatiga. Se anota la cantidad de ciclos de la viga, así como se mide la carga constante de flexión hasta que se presente la falla. Con un esfuerzo en la probeta menor a la resistencia última se aplica en el primer ensayo del material, los siguientes serán ensayos que se considerarán esfuerzos menores al primero. De este modo se prosigue varias veces y los resultados se grafican en un diagrama S-N se puede usar papel log-log o semilogarítmico.

La Figura 9, es extraída de una investigación de diseño y construcción de un banco para fatiga por flexión rotativa, la investigación fue realizada en Brasil, el paper describe el procedimiento para el diseño de dicha máquina y su construcción, en la figura 8 se presenta la configuración de todos los componentes se usó pesos para generar y medir la fuerza, caja de rodamientos para sujetar el eje, sistema de transmisión por engranajes, un motor que genera rotación, y la base de la máquina que soporta todo el sistema, al ser activados todos los componentes generan un ensayo de fatiga por flexión rotativa.



Figura 8. Banco de Moore construida por Shimadzu, para variar la carga aplicada a la probeta, se muestra las pesas, (Di Brico y Mollerach, 2015).

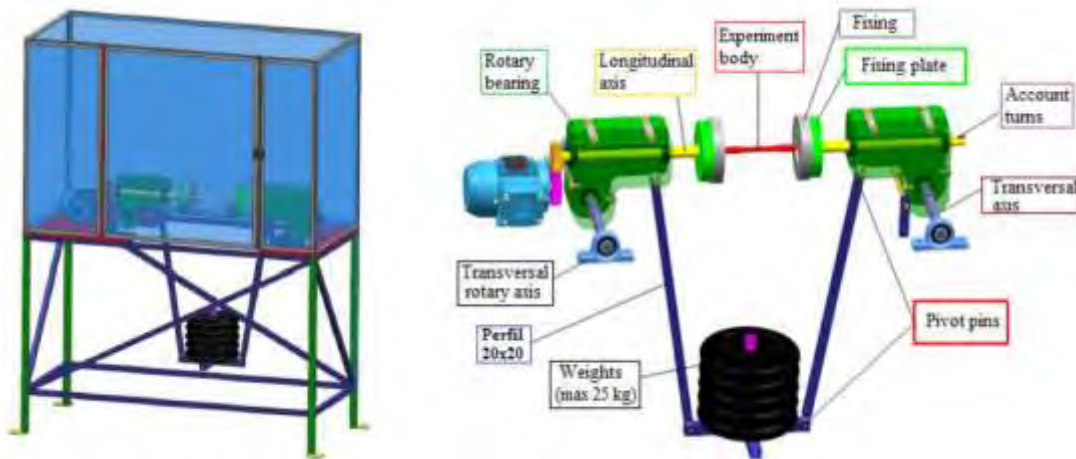


Figura 9. Máquina por flexión rotativa a fatiga, (Claudinei, 2017)

Máquina por flexión rotativa a fatiga extraída del catálogo Zwick Roell, que presenta el uso de billas como pesos para generar y medir la fuerza (ver figura 11), caja de rodamientos para sujetar el eje, un motor que genera rotación, y la base de la máquina que soporta todo el sistema.

En la Figura 10 es una máquina para fatiga por flexión rotativa extraída del catálogo Zwick Roell el cual cumple las normas DIN 50113-1982 e ISO 1143-2010, el propósito de la prueba de fatiga por flexión de barra es hallar las características de resistencia a la fatiga por flexión de las probetas bajo fuerzas giratorias. En el desarrollo del cálculo de la resistencia a la fatiga mediante flexión al cual es sometido la probeta, exclusivamente a la fuerza alternada logrando un resultado de cero entre fuerzas positivas y negativas con similar magnitud, a causa de mayores tensiones en el área superficial de la muestra, la condición de la superficie es de particular importancia. Las ventajas y características de esta máquina se describen a continuación:

- Configuración rápida y sencilla
- Momento de flexión ajustable de forma variable mediante pesas
- Momento flector constante a lo largo de la longitud de la muestra
- Velocidad de rotación continuamente ajustable
- Sujeción de muestras autocentrante; alta alineación exactitud

- Sistemas de seguridad según Directivas de Máquinas.



Figura 10. Máquina de fatiga mediante flexión rotativa, (Catálogo Zwick-Roell)



Figura 11. Máquina para ensayo de fatiga mediante flexión rotativa DIN 50113, (Catálogo Zwick-Roell)

2.5. El diagrama de Wöhler

El diagrama de Wöhler tiende a mostrar resultados en gráficas a escala logarítmico o semilogarítmico, así la curva será en dos trayectorias rectas: una recta con pendiente, donde se rompen las probetas, y la recta horizontal por debajo de esta donde no se rompen las probetas. Conocido como límite de fatiga la recta horizontal. Los intervalos de ciclo están determinados entre un rango de: 10^5 y 10^8 ciclos. En el caso de especiales aplicaciones se usa menos de 10^4 ciclos. En ciertos materiales después de ensayos de más de un millón de ciclos incluso a más de 10^8 ciclos la falla ocurre rarísima vez. (Rodríguez J., 2008)

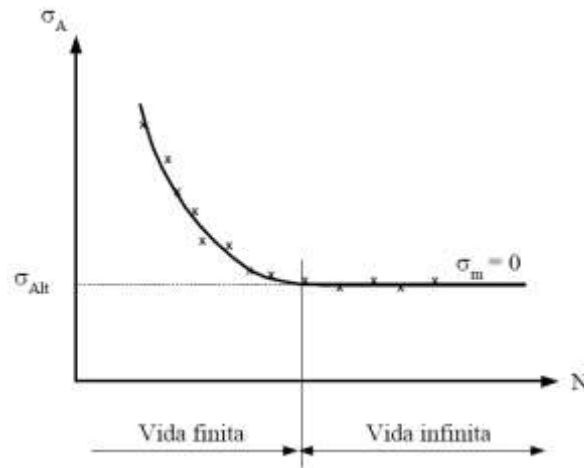


Figura 12. Diagrama de Wöhler, (Rodríguez J., 2008)

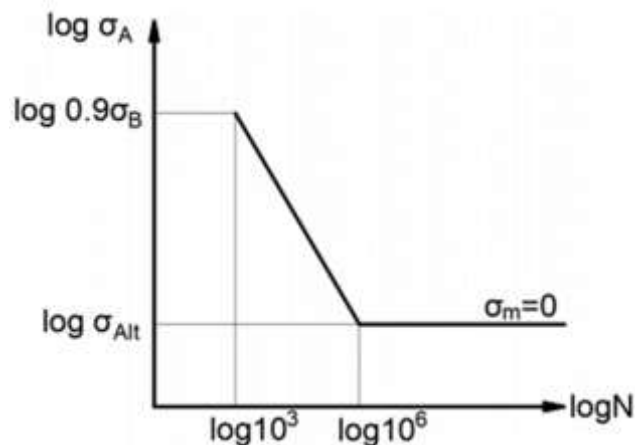


Figura 13. Diagrama de Wöhler en escala logarítmica. (Rodríguez J., 2008)

2.6. Resistencia frente a la fatiga

Es la cantidad máxima del esfuerzo alternante que resistirá sin fallar un material para una determinada cantidad de ciclos. La resistencia a la fatiga es relacionada con una vida del elemento manifestada por número de ciclos. La Figura 14 muestra el diagrama Wöhler de un material de acero suave laminado en frío, se tiene que el límite de fatiga es alrededor de 19,5 ton/pulg² (302 MPa), esto indica que una probeta de un material sometida a esfuerzos menores del valor mencionado, estarían rotando con vida infinita o sin fallar por fatiga. (Rodríguez J., 2008)

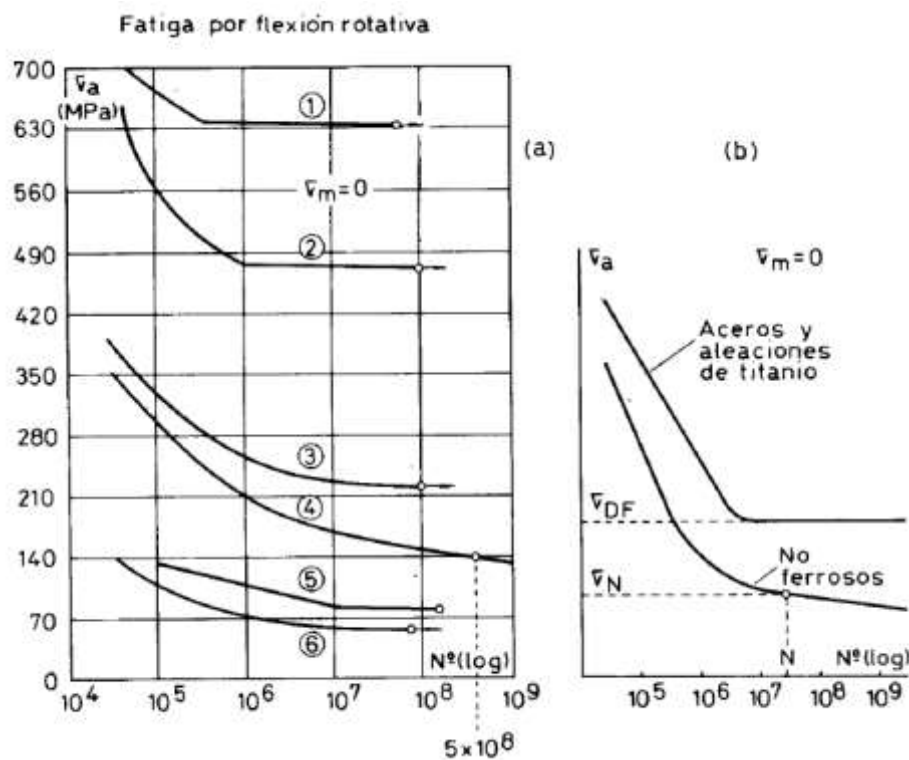


Figura 14. Diagramas de S-N mediante flexión rotativa para diferentes materiales con límite de fatiga y resistencia a la fatiga. (González A. y Gonzales C., 1999)

Se muestra en la Figura 14 los diagramas S-N de diversos tipos de materiales: curva 1 acero con 1.2 % carbono con revenido y templado en aceite, curva 2 acero con cromo-niquel con revenido y templado en aceite, curva 3 acero SAE 1020 con laminado en caliente, curva 4 aleación de aluminio, curva 5 de cobre con recocido y revenido y finalmente curva 6 de fundición tipo gris.

2.7. Modelo de bastidor

En la Figuras 15, se aprecia un modelo de estructura y uniones soldadas con planchas de espesores mayores a 5 mm y menores a 20 mm, luego de haber pasado por los procesos de corte, taladrado, torneado y limado son unidas mediante soldadura. Asimismo, se observa el uso de rigizadores o cartelas de espesores 5mm, 7 mm, 6 mm, 8mm, 10mm, 12mm y 15 mm colocados en diferentes partes de la estructura soldada con inclinaciones y posiciones perpendiculares, con el propósito de añadir mayor rigidez a la estructura. Las distancias de trabajo entre planchas que son parte de los componentes de la estructura se encuentran bien distribuidas y apropiadas para cumplir su función. El bastidor muestra el diseño de una estructura adecuada para su propósito, así como garantizar su rigidez, estabilidad y resistencia de todas las piezas y uniones soldadas.

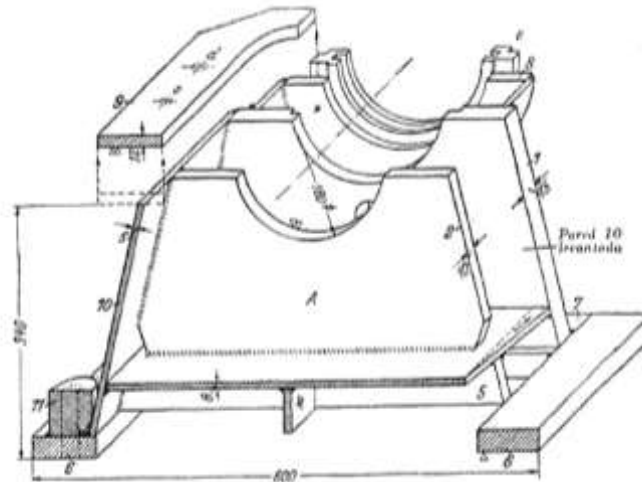


Figura 15. Soporte con lubricación por anillos, de 140 mm de calibre
(Schimpke P., Horn H., Ruge J., 1974)

2.8. Normas internacionales que permiten el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

Las organizaciones normalizadoras elaboran diversas normas de acuerdo al tipo de ensayo que se demanda, Di Brico y Mollerach (2015) señalan las normas para la aplicación de ensayos de fatiga mediante flexión rotativa: JIS Z 2274 de Japón, DIN 50113, BS 3518 de Reino Unido y ISO 1143. Estas normas son comercializadas por las organizaciones normalizadoras, se encuentra a la venta en diferentes tiendas o páginas de internet.

a) ISO 1143:2021

La tienda STANDARD describe la norma: **Materiales metálicos. Ensayos de fatiga por flexión rotativa de barras.** Este documento especifica el método de ensayo de fatiga mediante flexión rotativa de barras fabricadas con materiales metálicos. Los ensayos se realizan a temperatura ambiente o a alta temperatura en el aire, girando la muestra.

Los ensayos de fatiga han sido realizados sobre probetas entalladas no están cubiertos por este documento, ya que su forma y tamaño no han sido estandarizados. Sin embargo, los procedimientos de prueba de fatiga descritos en este documento se pueden aplicar a las pruebas de fatiga de muestras entalladas.

b) DIN 50113:2018-06

La tienda AENOR describe la norma: **Para ensayo de materiales metálicos, ensayos de fatiga por flexión de barra giratoria.** Esta norma se utiliza para muestras redondas de materiales metálicos que se someten a cambios alternos de aire mediante flexión giratoria en cuatro puntos a temperatura ambiente.

c) BS 3518-2:1962

La tienda AENOR describe la norma **BS 3518-2:1962** como el procedimiento para realizar ensayos de fatiga mediante flexión rotativa donde se gira la pieza de ensayo y no la carga. Se incluyen recomendaciones sobre el tamaño y forma de las probetas y detalles sobre su preparación junto con el procedimiento a seguir para obtener las propiedades de fatiga.

d) JIS Z 2274:1978 (R2016)

La tienda NORMADOC describe la norma: Esta norma industrial japonesa especifica el método de prueba de fatiga por flexión giratoria de metales mediante el uso de piezas de prueba estándar que se llevarán a cabo a temperatura ambiente, en aire, cubriendo la vida de fatiga con un número de ciclos de tensión no inferior a 10⁴. La flexión giratoria aquí se entiende un método de carga de tal manera que la tensión repetida se aplica a la pieza de prueba, mientras que la pieza de prueba que tiene el eje en el plano del momento flector gira con respecto al plano del momento flector.

2.9. Selección de Normas:

Para el diseño de un banco de pruebas de ensayos de fatiga mediante flexión rotativa se revisó y seleccionó dos normas internacionales:

- Se seleccionó la VDI 2221 (Verein Deutscher Ingenieure / Asociación de ingenieros alemanes), debido a que se tiene acceso a la norma completa y es una norma de uso frecuente a nivel nacional.
- Las normas para bancos de pruebas de ensayos de fatiga mediante flexión rotativa son restringidas, tienen un costo entre 63 a 139 euros. Para la compra se seleccionó la DIN 50113 (Deutsches Institut für Normung / Instituto Alemán para la Normalización), porque los bancos de pruebas de ensayos de fatiga mediante flexión rotativa comerciales son alemanes de alta calidad y se basan en esta norma.

2.9.1. VDI 2221 (1993): Métodos para el desarrollo y el diseño de sistemas técnicos y de productos.

La VDI es una norma alemana, que propone como desarrollar el proceso de diseño mecánico. Esta norma fue elaborada con la finalidad de controlar y mejorar el proceso de diseño, el cual es aplicable en las industrias. La presente norma define un esquema de una serie de pasos y actividades sucesivas para el desarrollo del diseño mecánico.

Beuth Verlag (1993), señala que las fases del proceso de diseño VDI se basan en:

a) **COMPRESIÓN DE LA SOLICITUD:** La fase inicial consiste en percibir y entender el problema al definir las diferentes características de la pieza u objeto que se desea diseñar, al mismo tiempo que se definen las restricciones y los recursos que se encuentran disponibles.

b) **CONCEPTO DE SOLUCIÓN:** En lo que respecta a esta 2da etapa, sobresale la oportunidad de obtener la ingeniería, conceptual que se implementará tanto en las soluciones como en los diseños de los productos, es decir, disponer del croquis o bosquejo general, la metodología que se debe aplicar para la trabajar las juntas y los materiales que se estiman utilizar.

c) **ELABORACIÓN DEL PROYECTO:** Finalizada esta fase se tendrá elaborado todos los cálculos y diseño de las partes y piezas, adicionalmente de contar con los planos de ensamblaje y una lista de todas las diversas piezas.

d) ELABORACIÓN (INGENIERÍA) DE DETALLES: En esta tercera y última fase es donde se desarrollarán diversos planos correspondientes para la elaboración y ensamblaje de la maquinaria, al igual que se llevarán a cabo todos los cálculos correspondientes, es decir, se ejecutaría la ingeniería de detalle del proyecto de investigación.

2.9.2. DIN 50113 (2018): Ensayo de materiales metálicos – Ensayo de fatiga por flexión de barra giratoria

Esta Norma Alemana se utiliza para determinar el comportamiento de resistencia a la fatiga de probetas redondas metálicas bajo flexión rotatoria a temperatura ambiente en el aire, tiene por objetivo proponer los procedimientos y lineamientos para los ensayos de fatiga de flexión rotatoria. La probeta se somete a tensión puramente alternativa, es decir, alrededor del valor medio 0, entre valores de tensión positivos y negativos igualmente grandes.

DIN 50113 (2018) presenta tres métodos para generar el momento flector, los cuales son:

PRIMERA:

PRENSANDO LOS BRASOS DE PALANCA

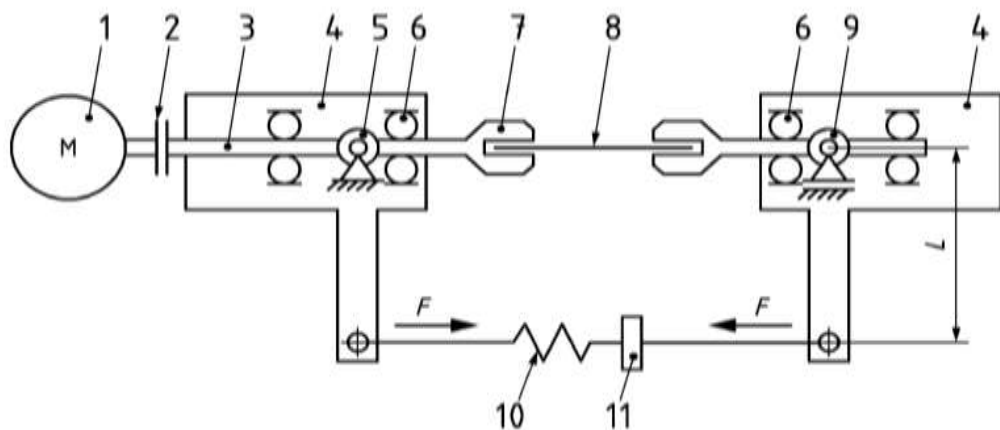


Figura 16. Representación esquemática de una máquina de ensayo con generación del momento flector por carga de los brazos de palanca. (DIN 50113: 2018 – 12)

Leyenda

1. Motor de accionamiento.
2. Acoplamiento del eje.

3. Eje de accionamiento.
4. Caja de cojinetes con brazo de palanca.
5. Cojinete fijo.
6. Herramientas de sujeción.
7. Mordazas para muestra.
8. Probeta.
9. Cojinete flotante.
10. Resorte de precarga.
11. Sensor de fuerza.

Descripción:

Este concepto de solución está compuesto por cajas de cojinetes con brazo de palanca que se encarga de sujetar el eje y transmitir la carga, un motor que genera rotación en el sistema, un eje que transmite la rotación, un cojinete flotante que genera flexión, un resorte de precarga que genera la carga necesaria y un sensor de fuerza para medir la carga aplicada, al ser activados todos los componentes generan un ensayo de fatiga.

SEGUNDA:

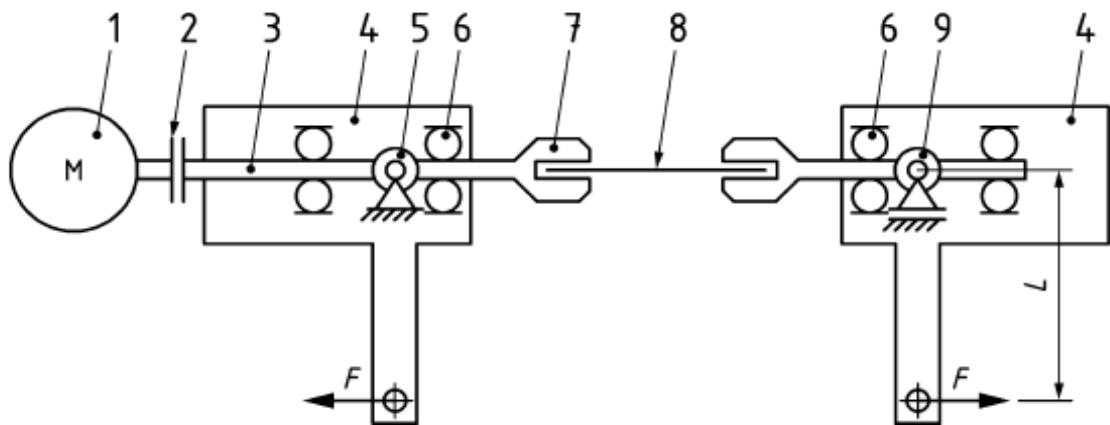


Figura 17. Representación esquemática de una máquina de ensayo con generación del momento flector por introducción de fuerza en los brazos de palanca. (tomado de DIN 50113: 2018 – 12).

Leyenda

1. Motor de accionamiento.
2. Acoplamiento del eje.
3. Cojinete fijo.
4. Caja de cojinetes.
5. Punto de introducción de fuerza.
6. Herramientas de sujeción.
7. Mordazas para muestra.
8. Probeta.
9. Cojinete flotante.
10. Soporte pendular para aplicación de fuerza.
11. Travesaño para aplicación de carga F.

Descripción:

Este concepto de solución está compuesto por cajas de cojinetes que se encarga de sujetar el eje, un motor que genera rotación en el sistema, un eje que transmite la rotación, un cojinete flotante que genera flexión, travesaño para la aplicación de la carga F, soporte pendular para transmitir la carga y un punto de introducción de fuerza, al ser activados todos los componentes generan un ensayo de fatiga.

PROPIEDADES DE MUESTRA:

DIN 50113 (2018), detalla las dimensiones de la muestra:

- Materiales dúctiles: $A_E/A=1.5$ a 2
- Materiales frágiles: $A_E/A=2.5$ a 3

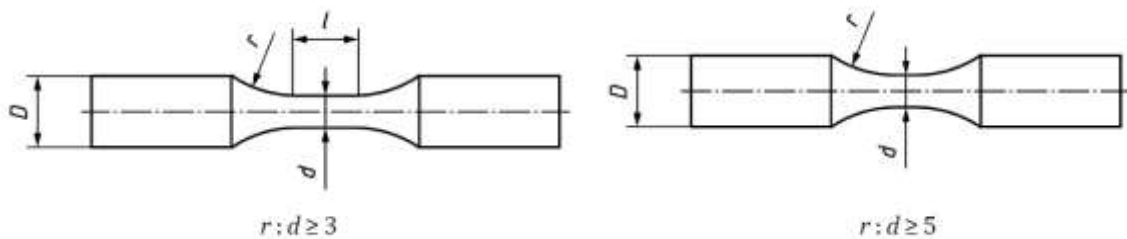


Figura 19. Geometría de la probeta (tomado de DIN 50113: 2018 – 12)

D = Diámetro de la abrazadera de la muestra.

d = Diámetro de la muestra en el área de prueba.

r = Radio en la transición de la sección de prueba a la sección de sujeción.

l = Longitud del área de prueba.

CAPÍTULO III. METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA LA OBTENCIÓN DE UNA SOLUCIÓN ÓPTIMA DEL BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE FATIGA MEDIANTE FLEXIÓN ROTATIVA SEGÚN VDI 2221.

La norma VDI 2221 define las fases para el desarrollo del diseño mecánico, el cual está conformado por tres fases:

3.1. Fase I: La comprensión de la solicitud

Esta primera etapa tiene la finalidad de comprender el problema planteado con el objetivo de determinar las características del banco de prueba a diseñar, las restricciones y los recursos tecnológicos, mano de obra, costos, materiales entre otros. Como resultado se generó: el estado de la tecnología, la lista de exigencia.

3.1.1. Estado de tecnología



Figura 20. Máquinas para ensayo de fatiga mediante flexión rotativa DIN 50113, (Catálogo Zwick-Roell, 2019) y (Schenk, 2002)

3.1.2. Lista de exigencias

Esta lista es otro producto resultante de la fase de comprensión de la solicitud, para lo cual se documenta en un formato las diferentes funciones, calidad, cantidad, las características y principales requerimientos, para ello fue necesario dar respuestas a las siguientes interrogantes:

1. ¿Qué propósitos tiene que satisfacer la solución?
2. ¿Qué propiedades debe tener esta solución?
3. ¿Qué propiedades no debe tener esta solución?

Tabla 2. Lista de exigencias y deseos

LISTA DE EXIGENCIAS Y DESEOS			Pág. 1 de 2
			Edición: Rev. 1
PROYECTO: “Diseño de un Banco de Pruebas para Ensayos de Fatiga mediante Flexión Rotativa”			Fecha: 1/12/22
			Revisado: D.R.B.B.
CLIENTE: Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco			Elaborado: A.C.H.A.
Fecha (Cambios)	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
15/01/23	E	Función principal: <ul style="list-style-type: none"> • Realizar ensayos de fatiga mediante flexión rotativa para diferentes dimensiones y materiales de probeta. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	E	Fuerza: <ul style="list-style-type: none"> • Medir y variar la fuerza y/o esfuerzo aplicado a la probeta. • Fuerza requerida para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	E	Energía: <ul style="list-style-type: none"> • Suministro de energía eléctrica 220V 	D.R.B.B./ A.C.H.A.

15/01/23	E	Señales: <ul style="list-style-type: none"> • Generar y cuantificar momento flector. • Obtener del diagrama SN • Medidas y variación de fuerzas y/o esfuerzos. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	D	Fabricación: <ul style="list-style-type: none"> • La fabricación se podrá realizar en talleres con materiales de fácil adquisición en mercado nacional. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	E	Mantenimiento: <ul style="list-style-type: none"> • Componentes de fácil limpieza, reparación, ajustes, etc. • Fácil acceso hacia partes que requieren lubricación, ajustes, inspecciones, cambios, etc. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	D	Costos: <ul style="list-style-type: none"> • Minimizar costos de materiales y fabricación. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	D	Plazo: <ul style="list-style-type: none"> • Culminación del proyecto a mediados del año 2023. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	D	Ergonomía: <ul style="list-style-type: none"> • Configuración y dimensiones adecuadas para facilitar su manipulación, transporte y traslado. • Las dimensiones para la operación de la máquina serán al alcance del operario. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.

		<ul style="list-style-type: none"> • El ruido que genera este dentro del rango permisible establecido por norma. 	
15/01/23	D	Montaje: <ul style="list-style-type: none"> • La máquina de fácil montaje y desmontaje. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	E	Geometría y cinemática: <ul style="list-style-type: none"> • De acuerdo a la memoria de cálculo. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.
15/01/23	E	Control de calidad <ul style="list-style-type: none"> • Cumplir con las normas establecidas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa. 	D.R.B.B./ A.C.H.A.

3.2. Fase II: Estructura de funciones

Elaborada la lista de exigencia se procede la formulación de la estructura de funciones, así como el procesamiento de los posibles alternativas de solución que permite desarrollar una solución óptima. Para lo cual se elaboró la Caja Negra, que se describe a continuación:

3.2.1. Abstracción: Caja negra (Black-Box)

La caja negra permite tener una visión global del concepto de solución requerido con un enfoque de proceso, donde se detalla las entradas y las salidas, también las restricciones consideradas que pueden afectar de manera significativa al desarrollo del proyecto del diseño del banco de prueba. Cabe destacar que las entradas están conformadas por las exigencias establecidas anteriormente.

Función total: Realizar ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

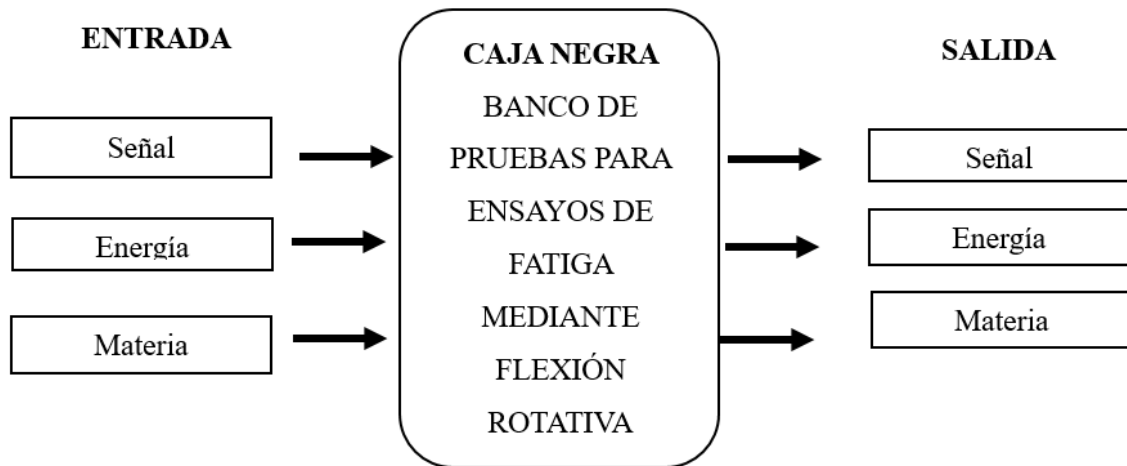


Figura 21. Estructura de función total, caja negra definiendo términos de entrada y salida (adaptado de VDI 2221)

La caja negra representa todo el proceso técnico que se realiza para el diseño del banco de prueba, teniendo como entradas básicas la energía, señales y materia, que se describen a continuación:

ENTRADA

- Señales: Interruptor.
- Energía: Energía eléctrica y mecánica.
- Materia: Probeta de ensayo, cargas suministrados.

SALIDA

- Señales: Diagrama S-N.
- Energía: Energía mecánica, ruido y vibración.
- Materia: Ensayos de fatiga (Probeta ensayada).

Función parcial: Con relación a la función parcial, esta se refiere a la transformación o acciones que produce cada una de los elementos o piezas de la máquina, por lo que el conjunto de todas estas funciones parciales constituye la función total del equipo, pudiendo ser representado por un diagrama de bloques como se presenta a continuación.

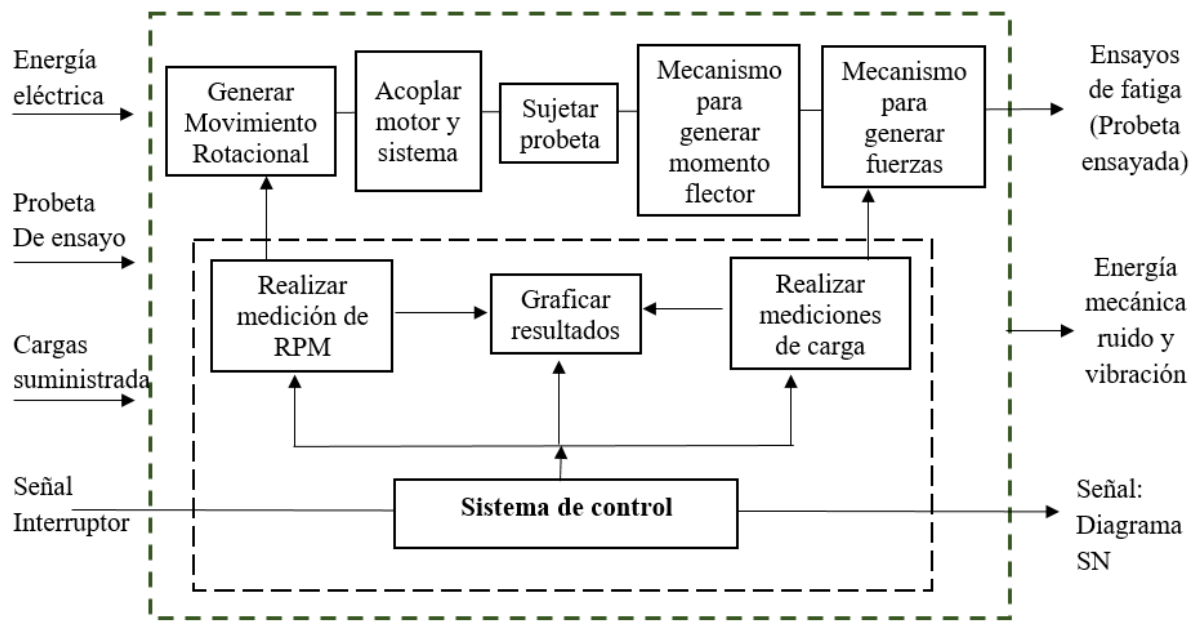
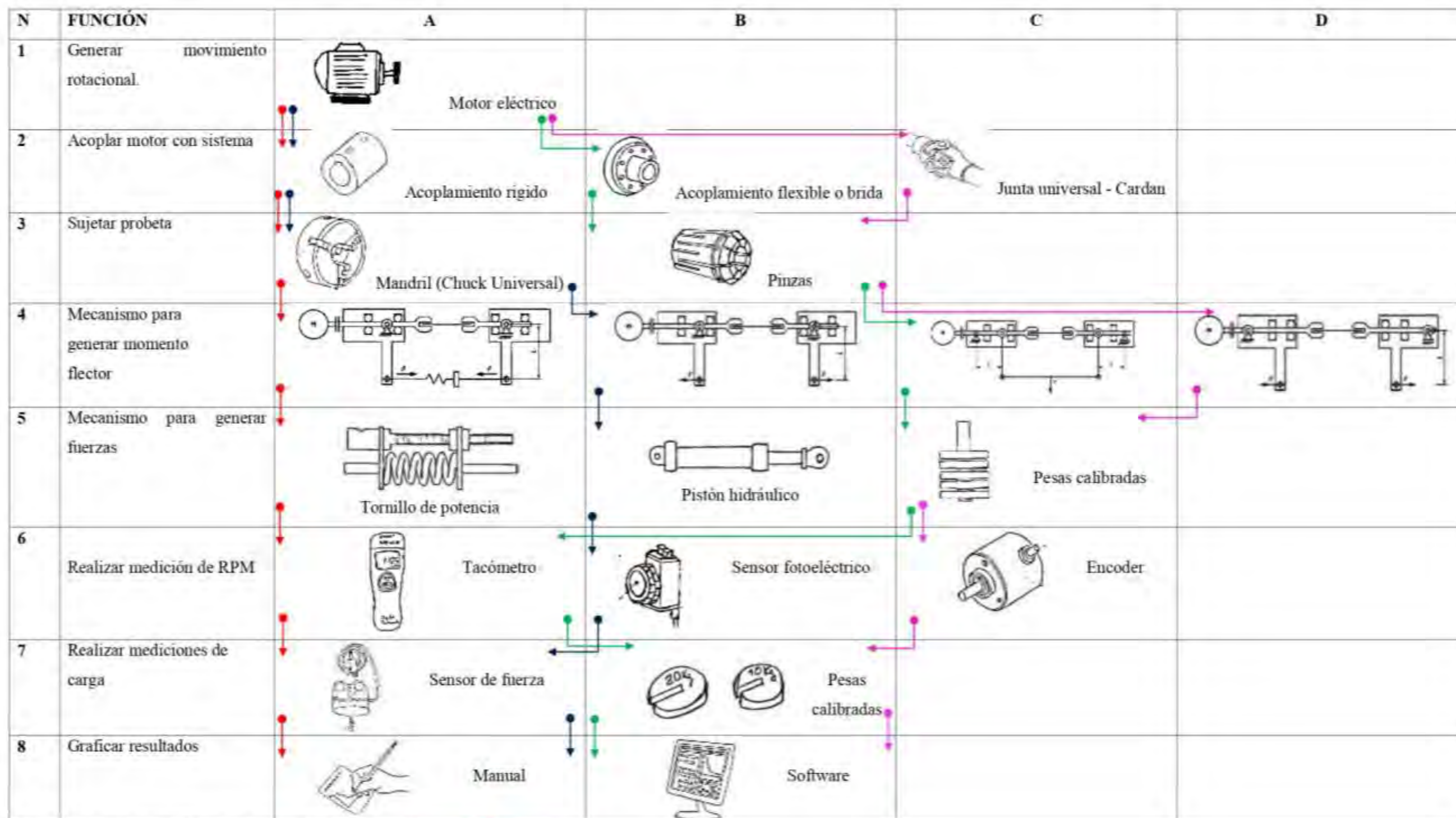


Figura 22. Estructura de funciones parciales (adaptado de VDI 2221)

3.3. Fase III: Concepto de solución

3.3.1. Matriz morfológica

En la matriz las funciones parciales se indican en la primera columna, y las alternativas en las próximas columnas; la combinación entre la secuencia de las funciones parciales con cada alternativa nos señala las posibles soluciones que satisfaga el funcionamiento del banco de pruebas.







Concepto de Solución 1:	A1+A2+A3+A4+A5+A6+A7	
Concepto de Solución 2:	A1+A2+B3+B4+B5+A6+A7	
Concepto de Solución 3:	A1+B2+C3+C4+A5+B6+B7	
Concepto de Solución 4:	A1+B2+D3+C4+C5+B6+B7	

Figura 23. Se muestran las posibles soluciones óptimas de las funciones de nuestra máquina, los cuatro conceptos de solución cumplen con la norma DIN 50113.

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1:

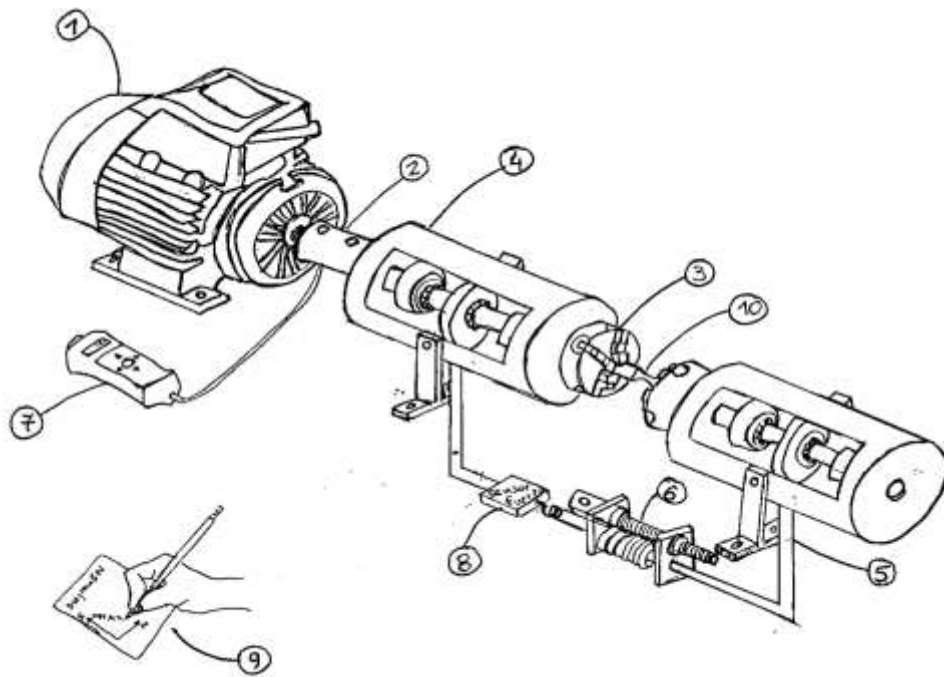


Figura 24. Concepto de Solución 1

Leyenda

1. Motor de accionamiento
2. Acoplamiento al eje
3. Mandril
4. Caja de cojinetes con brazo de palanca
5. Travesaño
6. Tornillo de potencia
7. Tacómetro
8. Sensor de fuerza
9. Grafica manual
10. Probeta

Descripción:

Este concepto de solución está compuesto por un motor eléctrico que genera movimiento, mandril de sujeción para la probeta, cajas de cojinetes con brazo de palanca que se encarga de transmitir la carga, un mecanismo en posición vertical que

genera flexión, un tornillo de potencia que genera la carga necesaria, tacómetro para medir el número de revoluciones, sensor de fuerza para medir la carga aplicada, y un método manual para el gráfico de diagrama SN.

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2:

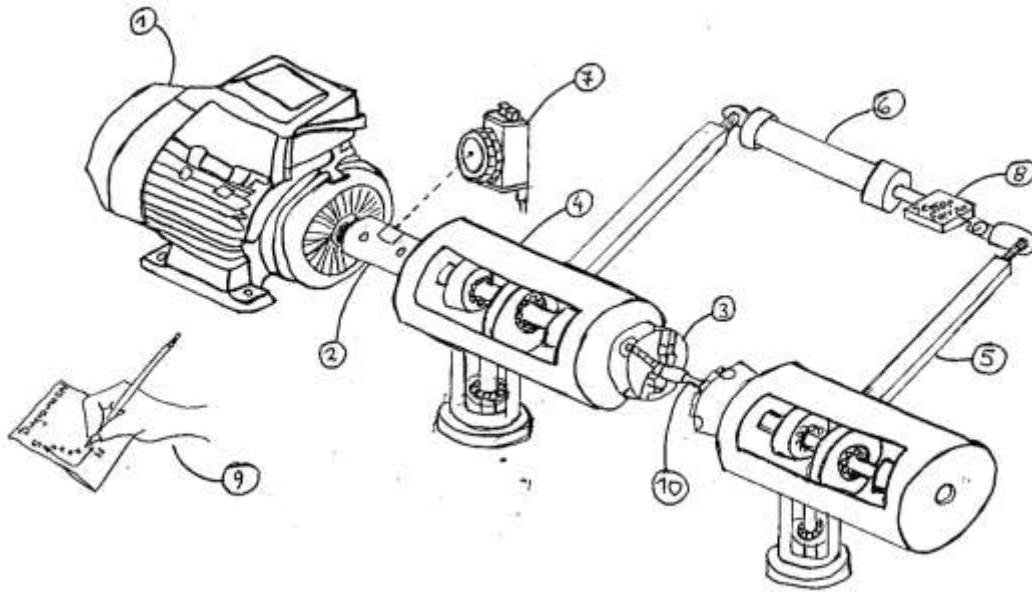


Figura 25. Concepto de Solución 2.

Leyenda

1. Motor de accionamiento
2. Acoplamiento al eje
3. Mandril
4. Caja de cojinetes
5. brazo de palanca
6. pistón
7. Sensor fotoeléctrico
8. Sensor de fuerza
9. Grafica manual
10. Probeta

Descripción:

Este concepto de solución está compuesto por un motor eléctrico que genera movimiento, mandril de sujeción para la probeta, cajas de cojinetes con brazo de palanca que se encarga de transmitir la carga, un mecanismo de posición horizontal que genera flexión, un pistón hidráulico que genera la carga necesaria, un sensor fotoeléctrico para medir el número de revoluciones, un sensor de fuerza para medir la carga aplicada, y un método manual para el gráfico de diagrama SN.

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3:

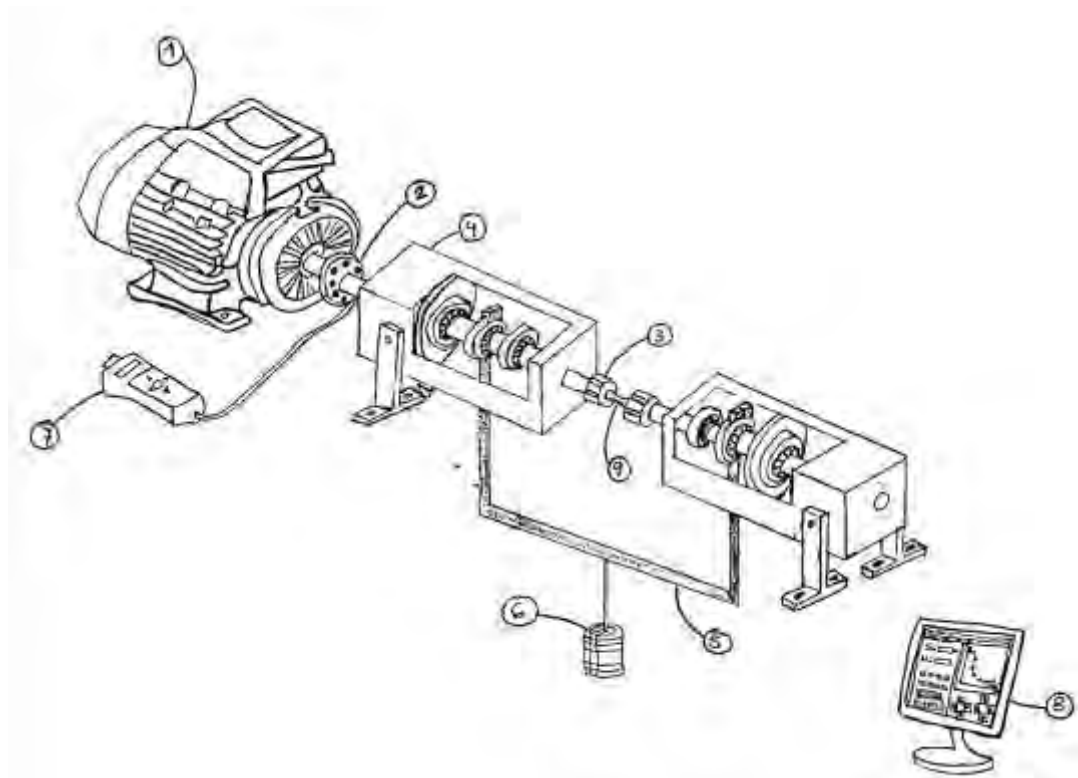


Figura 26. Concepto de Solución 3.

Leyenda

1. Motor de accionamiento
2. Acoplamiento del eje
3. Pinzas
4. Caja de rodamientos
5. Travesaño
6. Pesas calibradas
7. Tacómetro

8. Software para gráficos
9. Probeta

Descripción:

Este concepto de solución está compuesto por un motor eléctrico que genera movimiento, pinzas de sujeción para la probeta, cajas de cojinetes con soporte pendular y travesaño que se encarga de transmitir la carga, un mecanismo de posición vertical que genera flexión, pesas calibradas que genera la carga necesaria para medir la carga aplicada, un tacómetro para medir el número de revoluciones y un software para el gráfico de diagrama SN.

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 4:

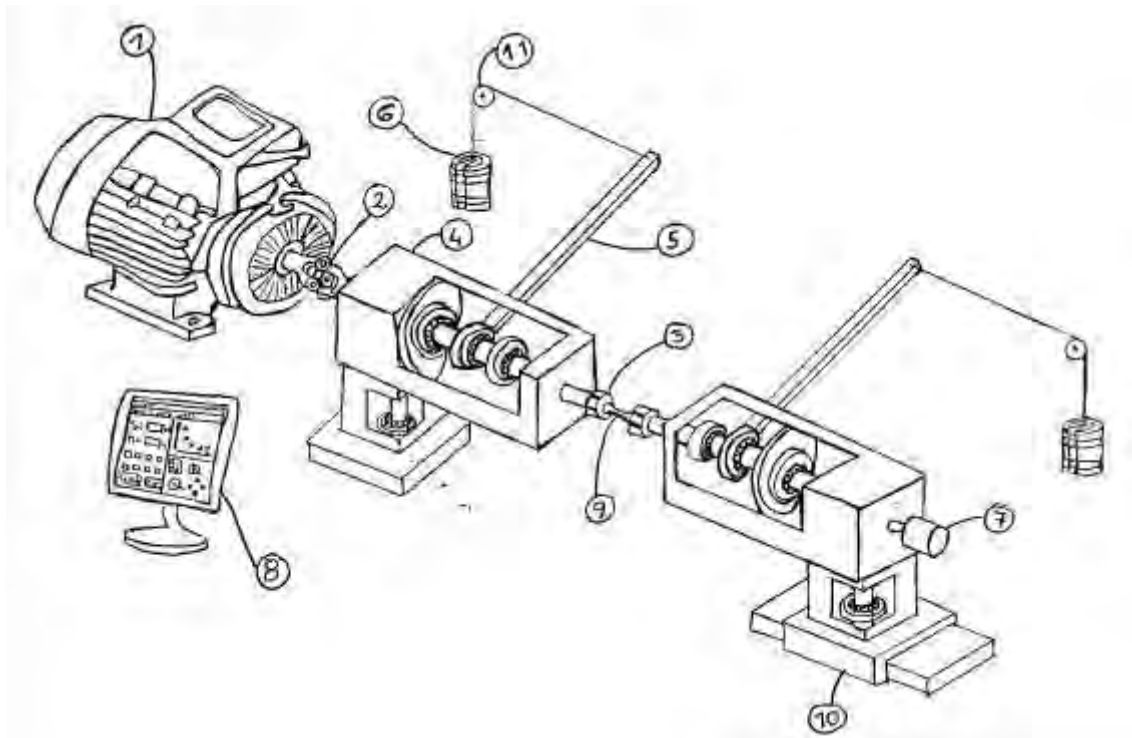


Figura 27. Concepto de Solución 4.

Leyenda

1. Motor de accionamiento
2. Junta Cardan
3. Pinzas
4. Caja de rodamientos
5. Brazo de palanca

6. Pesas Calibradas
7. Encoder
8. Software para gráficos
9. Probeta
10. Riel

Descripción:

Este concepto de solución está compuesto por un motor eléctrico que genera movimiento, pinzas de sujeción para la probeta, cajas de cojinetes que transmiten el movimiento, brazo de palanca que se encarga de transmitir la carga, un mecanismo de posición horizontal que genera flexión, pesas calibradas que generan la carga aplicada y poder medirla, encoder para medir el número de revoluciones y software para el gráfico de diagrama SN.

3.3.2. Criterios de evaluación

Se estableció los criterios técnicos y económicos para la evaluación de las soluciones que indica la ponderación para cada uno de ellos y los resultados para cada una de las soluciones planteadas. Al respecto, Beuth Verlag (1993), señala que sólo se tendrán en cuenta las alternativas que hayan alcanzado los puntajes mayores a 0.6 y las alternativas que se acerquen a la línea diagonal, dado que esto representa el mejor balance técnico-económico.

Lista de exigencias:

- Ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.
- Medir y variar la fuerza.
- Generar y cuantificar el momento flector.
- Obtener diagrama S-N.
- La fabricación se podrá realizar en talleres locales.
- Ergonomía: Dimensiones ergonómicas, para facilitar su manipulación, transporte y traslado.
- Cumplir con las normas establecidas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

Aspectos técnicos a considerar:

Energía, rigidez, rapidez, buen uso de la fuerza, estabilidad, manipulación, confiabilidad, seguridad, facilidad de manipulación, transportabilidad, posibilidades de automatización, calidad de trabajo y complejidad.

Aspectos económicos a considerar:

Número de piezas, productividad, fácil adquisición de los materiales de fabricación en el mercado nacional, pocos desperdicios, mantenibilidad, facilidad de montaje y desmontaje, número de operarios, costo de la tecnología, costos de operación, costo de materiales, costo de fabricación y costos diversos.

Otras consideraciones:

Grado de contaminación del medio ambiente y fácil reciclaje.

Puntajes para calificar los criterios del 0 a 4:

0 es no satisface, 1 es aceptable a las justas, 2 es suficiente, 3 es bien y 4 es muy bien (puntaje reservado para la solución ideal).

Abreviaciones

C.T. = Criterio Técnico

E = Exigencia

D = Deseo

C.E. = Criterio Económico

M.A. = Medio Ambiente

3.3.3. Presupuestos de conceptos de solución:

Se realizó, un presupuesto de los conceptos de solución como se muestra a continuación:

Tabla 3. Presupuesto de concepto de solución 1

PRESUPUESTO DE CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1			
COSTO DE MATERIALES	CANTIDAD	P. UNI S/.	TOTALS/.
Ejes horizontal	2	80.00	160.00
Probeta	1	35.00	35.00
Mandril	2	80.00	160.00
Brazos de palanca	2	80.00	160.00
Tornillo de potencia y resorte	1	600.00	600.00
Estructura, bastidor de banco	1	1000.00	1000.00
Caja de rodamientos	2	400.00	800.00
Soporte de la caja de rodamientos	2	80.00	160.00
Acople	1	90.00	90.00
Motor	1	600.00	600.00
Rodamiento en bolas	4	50.00	200.00
Rodamiento cónico	4	60.00	240.00
Pernos	4	35.00	140.00
Pintura	1	100.00	100.00
		TOTAL	4445.00
COSTO DE TECNOLOGIA	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Tacómetro	1	100.00	100.00
Sensor de fuerza	1	295.00	295.00
		TOTAL	395.00
COSTO DE FABRICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Soldadura	1	500.00	500.00
Mesa y pintura	1	600.00	600.00
		TOTAL	1100.00
COSTO DE MONTAJE	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Servicio de montaje	1	1200.00	1200.00
		TOTAL	1200.00
IMPREVISTOS			202.35
		TOTAL	6947.35

Tabla 4. Presupuesto de concepto de solución 2

PRESUPUESTO DE CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2			
COSTO DE MATERIALES	CANTIDAD	P. UNI S/.	TOTALS/.
Ejes horizontal	2	80.00	160.00
Ejes vertical	2	80.00	160.00
Probeta	1	35.00	35.00
Mandril	2	80.00	160.00
Brazos de palanca	2	80.00	160.00
Pistón hidráulico	1	500.00	500.00
Estructura, bastidor de banco	1	1000.00	1000.00
Caja de rodamientos	2	400.00	800.00
Soporte de la caja de rodamientos	2	200.00	400.00
Acople	1	90.00	90.00
Motor	1	600.00	600.00
Rodamiento en bolas	4	50.00	200.00
Rodamiento cónico	4	60.00	240.00
Pernos	4	35.00	140.00
Pintura	1	100.00	100.00
		TOTAL	4745.00
COSTO DE TECNOLOGIA	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Sensor fotoeléctrico	1	150.00	150.00
Sensor de fuerza	1	295.00	295.00
		TOTAL	445.00
COSTO DE FABRICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Soldadura	1	500.00	500.00
Mesa y pintura	1	600.00	600.00
		TOTAL	1100.00
COSTO DE MONTAJE	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Servicio de montaje	1	1200.00	1200.00
		TOTAL	1200.00
IMPREVISTOS			211.35
		TOTAL	7256.35

Tabla 5. Presupuesto de concepto de solución 3

PRESUPUESTO DE CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3			
COSTO DE MATERIALES	CANTIDAD	P. UNI S/.	TOTALS/.
Ejes horizontal	2	80.00	160.00
Probeta	1	35.00	35.00
Tuerca de sujección	2	40.00	80.00
Brazos de palanca	2	80.00	160.00
Pesas	2	30.00	60.00
Estructura, bastidor de banco	1	1000.00	1000.00
Caja de rodamientos	2	400.00	800.00
Soporte de la caja de rodamientos	2	80.00	160.00
Acople	1	90.00	90.00
Motor	1	600.00	600.00
Rodamiento en bolas	4	50.00	200.00
Rodamiento cónico	4	60.00	240.00
Pernos	4	35.00	140.00
Pintura	1	100.00	100.00
		TOTAL	3825.00
COSTO DE TECNOLOGIA	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Tacómetro	1	100.00	100.00
		TOTAL	100.00
COSTO DE FABRICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Soldadura	1	500.00	500.00
Mesa y pintura	1	600.00	600.00
		TOTAL	1100.00
COSTO DE MONTAJE	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Servicio de montaje	1	1200.00	1200.00
		TOTAL	1200.00
IMPREVISTOS			183.75
		TOTAL	6308.75

Tabla 6. Presupuesto de concepto de solución 4

PRESUPUESTO DE CONCEPTO DE SOLUCIÓN 4			
COSTO DE MATERIALES	CANTIDAD	P. UNI S/.	TOTALS/.
Ejes horizontal	2	80.00	160.00
Ejes vertical	2	80.00	160.00
Probeta	1	35.00	35.00
Tuerca de sujeción	2	40.00	80.00
Brazos de palanca	2	80.00	160.00
Pesas	2	30.00	60.00
Estructura, bastidor de banco	1	1000.00	1000.00
Caja de rodamientos	2	400.00	800.00
Soporte de la caja de rodamientos	2	200.00	400.00
Acople	1	90.00	90.00
Motor	1	600.00	600.00
Rodamiento en bolas	4	50.00	200.00
Rodamiento cónico	4	60.00	240.00
Pernos	4	35.00	140.00
Pintura	1	100.00	100.00
		TOTAL	4225.00
COSTO DE TECNOLOGIA	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Encoder	1	100.00	100.00
		TOTAL	100.00
COSTO DE FABRICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Soldadura	1	500.00	500.00
Mesa y pintura	1	600.00	600.00
		TOTAL	1100.00
COSTO DE MONTAJE	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Servicio de montaje	1	1200.00	1200.00
		TOTAL	1200.00
IMPREVISTOS			195.75
		TOTAL	6720.75

3.3.4. Evaluación de los conceptos de solución

Se procedió a realizar la evaluación de los conceptos de solución obtenidos de la matriz morfológica, según la normativa VDI 2221. En este caso, la implementación de esta metodología permitió evaluar las cuatro soluciones y de esta manera valorar cada una de ellas a fin de seleccionar la solución más óptima.

Tabla 7. Evaluación preliminar de los conceptos de solución

	CRITERIOS	TIPO	DESCRIPCIÓN	S.1	S.2	S.3	S.4	Sol. ideal
1	Diseño	C.T.	Buen uso de la fuerza y energía	3	3	3	3	4
2		C.T.	Rapidez	3	3	3	3	4
3		C.T.	Estabilidad	3	3	3	3	4
4		C.T.	Rigidez	3	3	3	3	4
5		C.T.	Complejidad	2	3	2	3	4
6		C.T.	Posibilidades de automatización	3	3	3	3	4
7	Geometría	E.	Tamaño y peso	2	2	2	2	4
8	Función	E.	Eficiencia al realizar ensayos de fatiga mediante flexión rotativa para diferentes dimensiones y materiales de probeta	1	2	1	3	4
9		E.	Medición y variación de la fuerza	2	2	3	3	4
10		E.	Generación y cuantificación del momento flector	2	3	2	3	4
11		E.	Obtención del diagrama SN.	2	2	3	3	4

12		C.T.	Confiabilidad, sensibilidad a malograrse, duración y desgaste.	2	3	2	3	4
13	Fabricación	D.	Procesos mecánicos y de fabricación se podrá realizar en talleres locales	2	2	2	2	4
14		C.T.	Elementos de fabricación de fácil adquisición en el mercado nacional	2	1	2	2	4
15	Ergonomía	D.	Dimensiones ergonómicas, para facilitar su manipulación	3	3	3	3	4
16		C.T.	Relación HM	2	3	2	3	4
17	Control de calidad	E.	Cumplimiento de las normas establecidas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa	3	3	3	3	4
18		C.T.	Calidad de trabajo	2	2	2	3	4
19		C.E.	Productividad	2	3	2	3	4
20	Transporte	E.	Transportabilidad (fácil traslado)	3	3	3	3	4
21	Montaje	D.	Facilidad de montaje y desmontaje; ajustable.	2	3	2	4	4
22	Mantenimiento	E.	Fácil mantenimiento – Mantenibilidad	2	2	2	2	4

23	Medio Ambiente	C.T.	Grado de contaminación del medio ambiente	3	3	3	3	4
24		C.T.	Fácil reciclaje	3	3	3	3	4
25		C.E.	Pocos desperdicios	3	3	3	3	4
26	Costos	C.E.	Costo de la tecnología	2	2	3	3	4
27		C.E.	Costos de operación	3	3	3	3	4
28		D.	Costo de materiales	2	2	3	3	4
29		D.	Costo de fabricación	3	3	3	3	4
30		C.E.	Costos de mantenimiento	2	2	3	3	4
31		C.E.	Costos de montaje	2	2	2	2	4
32	Plazos	D.	Plazos de entrega	3	3	2	2	4
TOTAL				77	83	81	91	128

Tabla 8. Evaluación de los conceptos de solución, criterios técnicos

N°	CRITERIO	TIPO	DESCRIPCIÓN	g	S. 1		S. 2		S. 3		S. 4		S. I	
				g	P	gp	P	gp	P	gp	P	gp	P	gp
1	Diseño	C. T.	Buen uso de la fuerza y energía	0.15	3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	4	0.6
2		C. T.	Rapidez		3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	4	0.6
3		C. T.	Estabilidad		3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	4	0.6
4		C. T.	Rigidez		3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	4	0.6
5		C. T.	Complejidad		2	0.3	3	0.45	2	0.3	3	0.45	4	0.6
6		C. T.	Posibilidades de automatización		3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	4	0.6
7	Geometría	E.	Tamaño y peso	0.1	2	0.2	2	0.2	2	0.2	2	0.2	4	0.4
8	Función	E.	Eficiencia al realizar ensayos de fatiga mediante flexión rotativa para diferentes dimensiones y materiales de probeta	0.2	1	0.2	2	0.4	1	0.2	3	0.6	4	0.8
9		E.	Medición y variación de la fuerza		2	0.4	2	0.4	3	0.6	3	0.6	4	0.8
10		E.	Generación y cuantificación el momento flector		2	0.4	3	0.6	2	0.4	3	0.6	4	0.8
11		E.	Obtención del diagrama SN.		2	0.4	2	0.4	3	0.6	3	0.6	4	0.8
12		C. T.	Confiabilidad, sensibilidad a malograrse, duración y desgaste.		2	0.4	3	0.6	2	0.4	3	0.6	4	0.8
13		Fabricación	D.		Procesos mecánicos y de fabricación se podrá realizar en talleres locales	0.15	2	0.3	2	0.3	2	0.3	2	0.3
14	C. T.		Elementos de fabricación de fácil adquisición en el mercado nacional	2	0.3		1	0.15	2	0.3	2	0.3	4	0.6
15	Ergonomía	D.	Dimensiones ergonómicas, para facilitar su manipulación	0.1	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	4	0.4
16		C. T.	Relación HM		2	0.2	3	0.3	2	0.2	3	0.3	4	0.4
17	Control de calidad	E.	Cumplimiento de las normas establecidas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa	0.1	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	4	0.4
18		C. T.	Calidad de trabajo		2	0.2	2	0.2	2	0.2	3	0.3	4	0.4
19	Transporte	E.	Transportabilidad (fácil traslado)	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	4	0.2
20	Montaje	D.	Facilidad de montaje y desmontaje; ajustable.	0.05	2	0.1	3	0.15	2	0.1	4	0.2	4	0.2
21	Mantenimiento	E.	Fácil mantenimiento - Mantenibilidad	0.05	2	0.1	2	0.1	2	0.1	2	0.1	4	0.2
22	M. A.	C. T.	Grado de contaminación del medio ambiente	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	4	0.2
23		C. T.	Fácil reciclaje		3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	4	0.2
				1	55	6.8	60	7.55	57	7.2	66	8.45	92	12
n		23	VALOR TÉCNICO TOTAL	x / X	0.6	0.58	0.7	0.64	0.6	0.61	0.7	0.72	1	1
			ORDEN			4	2			3		1		Ideal

Tabla 9. Evaluación de los conceptos de solución, criterios económicos

Nº	CRITERIO	TIPO	DESCRIPCIÓN	S. 1		S. 2		S. 3		S. 4		S. I		
				g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp		
1	Costos	C. E.	Costo de la tecnología	0.1	2	0.2	2	0.2	3	0.3	3	0.3	4	0.4
2		C. E.	Costos de operación	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	4	0.2
3		D.	Costo de materiales	0.2	2	0.4	2	0.4	3	0.6	3	0.6	4	0.8
4		D.	Costo de fabricación	0.15	3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	4	0.6
5		C. E.	Costos de mantenimiento	0.15	2	0.3	2	0.3	3	0.3	3	0.3	4	0.6
6		C. E.	Costos de montaje	0.1	2	0.2	2	0.2	2	0.2	2	0.2	4	0.4
7	Plazos	D.	Plazos de entrega	0.1	3	0.3	3	0.3	2	0.2	2	0.2	4	0.4
8	Calidad	C. E.	Productividad	0.1	2	0.2	3	0.3	2	0.2	3	0.3	4	0.4
9	M. A.	C. E.	Pocos desperdicios	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	4	0.2
TOTAL				1	22	2.4	23	2.5	24	2.7	25	2.8	36	4
n	23	VALOR ECONÓMICO TOTAL		y / Y	0.61	0.59	0.6	0.61	0.7	0.68	0.7	0.7	1	1
ORDEN						4		3		2		1		Ideal

A los criterios de evaluación se le asigna un valor de g que es el peso ponderado que está en función al nivel que el diseñador considera. Asimismo, se asigna un valor de p : puntajes para calificar los criterios del 0 a 4 (escala de valores según VDI 2221); donde 0 es no satisface, 1 es aceptable a las justas, 2 es suficiente, 3 es bien y 4 es muy bien (puntaje reservado para la solución ideal). Luego se valora cada descripción multiplicando g por p .

Tabla 10. Calificación de alternativas

Valor Técnico (xi)	Valor Económico (yi)	Calificación
0.8	0.8	Muy buena solución
0.7	0.7	Buena solución
0.6 o menos	0.6 o menos	Solución deficiente

Fuente. Beuth Verlag (1993)

3.3.5. Resultados técnicos – económicos.

Tabla 11. Resultados de la evaluación de los conceptos de solución.

	Valor Técnico	Valor Económico
S1	0.57627119	0.5875
S2	0.639830508	0.6125
S3	0.610169492	0.675
S4	0.71610169	0.7
Ideal	1	1

Diagrama de Evaluación Técnica - Económica

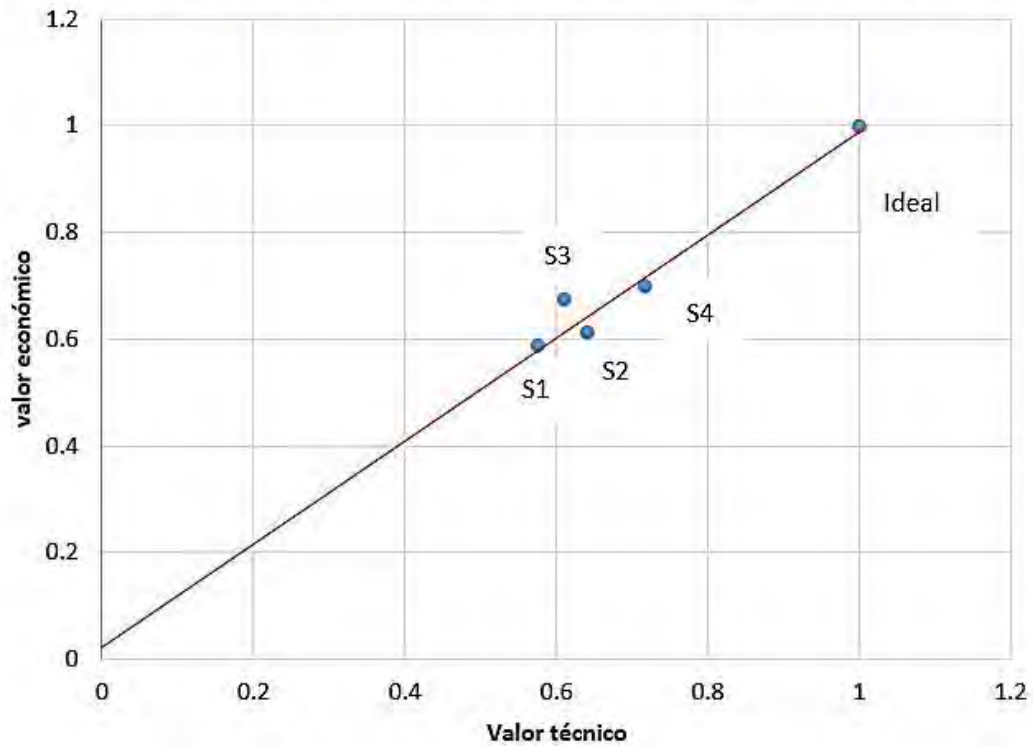


Figura 28. Diagrama de evaluación técnica – económica

De acuerdo al diagrama de evaluación técnica – económica mostrado, se puede observar que la solución 4 es la más adecuada ya que se acerca más al valor ideal y se encuentra cerca de la línea diagonal con un valor técnico de 0.71610169 y un valor económico de 0.7; de acuerdo a la tabla con calificación se considera BUENA SOLUCIÓN. En cambio, las soluciones 1, 2 y 3 obtuvieron una puntuación de valor técnico y valor económico menores, calificados cerca de una SOLUCIÓN DEFICIENTE.

Entonces se elige el concepto de SOLUCIÓN 4 que es el más óptimo para el diseño de banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

CAPÍTULO IV. CÁLCULOS DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA SUJETO A NORMAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

4.1. Caracterización de la probeta

Las dimensiones de la probeta estándar están establecidas en la norma DIN 50113 (2018), se establece las dimensiones mínimas y máximas, el cual tiene una sección transversal circular, pudiendo ser lisos o con muescas. Las muestras en una serie de prueba deben tener la misma geometría, tamaño y desviación límite del diámetro, en la figura 29 se muestra la geometría:

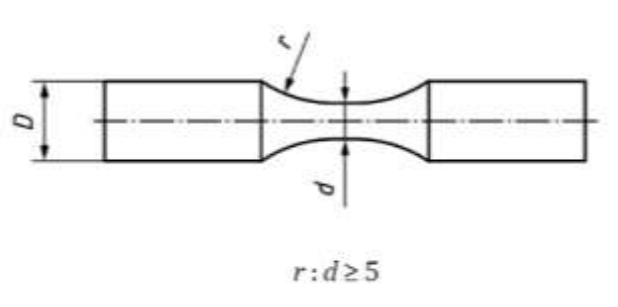


Figura 29. Geometría de la probeta (DIN 50113, 2018).

D = Diámetro de la abrazadera de la muestra.

d = Diámetro de la muestra en el área de prueba.

r = Radio en la transición de la sección de prueba a la sección de sujeción.

l = Longitud del área de prueba.

La Norma DIN 50113 (2018) indica que la relación de áreas para probetas de materiales dúctiles debe ser $A_E/A=1.5$ a 2 , donde:

A_E = Área de la abrazadera de la muestra

A = Área de la muestra en la sección reducida.

$$A_E = \frac{\pi}{4} * D^2 ; \quad A = \frac{\pi}{4} * d^2$$

$$\text{De } \frac{A_E}{A} = 1.5 \text{ a } 2, \text{ se obtiene } \quad D = (\sqrt{1.5} \text{ a } \sqrt{2}) * d$$

De este modo se obtiene la relación de diámetros, asimismo, en la norma indica la relación entre el radio (r) y el diámetro de la muestra en el área de prueba (d), que es: $r \geq 5 * d$

También establece el valor de $W = \frac{\pi d^3}{32}$, donde W es el módulo de sección frente a flexión.

En la tabla 8 se desarrolla diámetros, aplicando lo anteriormente descrito, entonces tenemos las dimensiones de probetas:

Tabla 12. Rango de dimensiones de la probeta

d (mm)	D min.	D máx.	W (mm³)	r >=
4	4.8988	5.6568	6.283185307	20
5	6.1235	7.071	12.2718463	25
6	7.3482	8.4852	21.20575041	30
7	8.5729	9.8994	33.67394626	35
8	9.7976	11.3136	50.26548246	40
9	11.0223	12.7278	71.56940764	45
10	12.247	14.142	98.17477042	50
11	13.4717	15.5562	130.6706194	55

Elegimos diámetro de probeta $d = 11$ mm, porque es el máximo diámetro permitido por la norma y para futuras iteraciones se podrá variar de acuerdo al momento de flexión requerido. Pudiendo variar el diámetro d o la fuerza aplicada.

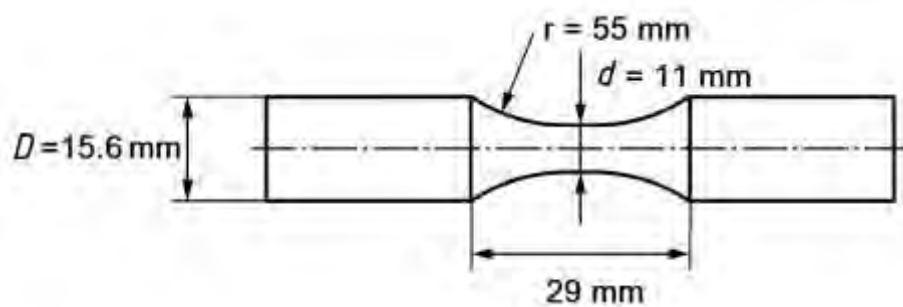


Figura 30. Dimensiones de la probeta (DIN 50113, 2018)

Para elegir el material de la probeta se tiene varias opciones de acero mostradas la tabla 9.

Tabla 13. Propiedades de materiales

MATERIAL		Límite elástico o esfuerzo de fluencia σ_f (MPa)	Esfuerzo de Fluencia a Flexión Alternante $\sigma_{f alt}$ (MPa)
St 37	ASTM A - 36	240	190
18 CrNi 8		800	600
41Cr4		1300	850

Fuente: (DIN 17100 y DIN 17210)

Elegimos el material más resistente el cual es 41Cr4.

La Norma DIN 50113 (2018) indica que el esfuerzo de flexión nominal es igual al momento de flexión entre módulo de sección, asimismo, el esfuerzo debe ser menor al límite elástico $S < \text{límite elástico del material}$

$$M = S * W$$

De lo mencionado se tendría:

Tabla 14. Momento para un diámetro de probeta de 11 mm.

d (mm)	W (mm ³)	M (N mm)	M (N m)
11	130.6706194	130.670619 x S	0.130670619 x S

$$M = 0.1306706 * S \text{ (Nm)}$$

El momento de flexión también es:

$$F = \frac{M}{L}$$

Reemplazando,

$$F = \frac{0.1306706}{L} S$$

También sabemos que,

$$m = F/g$$

Considerando gravedad a 9.81 m/s² y reemplazando tenemos,

$$m = \frac{0.1306706}{L \times 9.81} S \quad m = \frac{0.0133201427}{L} S$$

Asumimos $L = 0.5$ m, la longitud del brazo.

$\sigma_{f alt} = 850$ N/mm² de tabla, entonces reemplazando tendremos:

Tabla 15. Fuerza y masa necesaria para una probeta de 11 mm

W (mm ³)	M (N mm)	M (N m)	F (N)	L (m)	m (kg)
130.670619	111070.0265	111.0700265	222.140053	0.5	22.64424598

De catálogo se tiene masas calibradas con los pesos: 1, 2, 5, 10 y 20 Kg.

Entonces para el diseño recalculamos con masa de 22 kg, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 16. Recalculo de momento y diametro para masa de 22 kg

m (kg)	L (m)	F (N)	M (N m)	M (N mm)	W (mm ³)	d (mm)
22	0.5	215.82	107.91	107910	126.9529412	10.89467529

4.2. Cálculo de eje de transmisión

El eje rotatorio está sometido a fuerzas, para su diseño se conoce el momento flector originado por las cargas y la longitud entre apoyos.

La tensión de flexión aproximada, donde para eje de acero giratorios es:

$$\sigma_{f Alt aprox} = \frac{\sigma_{b alt}}{F.S} \quad F.S. = 4 \dots 6$$

$\sigma_{f alt}$ = el esfuerzo de fluencia a Flexión alternante es $\sigma_{f alt} = 850$ N/mm² (Anexo 1)

F.S. = Factor de seguridad.

donde el factor de seguridad más alto para ejes F. S. = 6

Reemplazando tenemos:

$$\sigma_{f Alt aprox} = \frac{850}{6} = 141.6666667 \text{ N/mm}^2$$

Del anterior análisis tenemos un momento de $M = 107910$ N.mm, momento máximo ejercido en la probeta.

$$W = \frac{M}{\sigma_{f Alt aprox}} = \frac{107910}{141.6666667} = 761.7176 \text{ mm}^3$$

Para el punto del máximo momento flector el diámetro de la sección transversal es:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{M}{0.1 \times \sigma_{f Alt aprox}}} = \sqrt[3]{\frac{107910}{0.1 \times 141.6667}} \approx 20 \text{ mm}$$

Se recalcula el módulo de sección, con el valor aproximado del diámetro:

$$W = \frac{\pi d_e^3}{32} = \frac{\pi 20^3}{32} = 785.3981 \text{ mm}^3$$

El cual es mayor al módulo de sección calculado anteriormente por lo tanto este es aceptable, y el nuevo esfuerzo sería:

$$\sigma_{f Alt} = \frac{M}{W} = \frac{107910}{785.3981} = 137.3952 \text{ N/mm}^2$$

El cual es menor al esfuerzo calculado anteriormente, entonces es aceptable.

4.3. Selección de motor

Se elige los parámetros iniciales que son: masa de eje y rodamientos de 25 kg, radio de eje 0.02 m y del catálogo de motores se obtiene una frecuencia angular de: 3425 rpm = 358.66 rad/s. Con los datos anteriores se calcula la fuerza en el eje de 89.67 N, se calcula un torque en el eje de 1.79 Nm y una potencia requerida de 643.20 watts o 0.86 hp. Por lo tanto, del catálogo se elige un motor mayor a 0.86 hp. (ver ANEXO 3).

4.4. Selección de rodamientos

Se elige del catálogo SKF (ver Anexo 3), los rodamientos de acuerdo al tipo de fuerzas, para fuerzas axiales se elige rodamientos tipo bola y para fuerzas radiales se elige rodamientos de tipo cónicos. Así como un el rodamiento axial de bolas para fuerzas axiales.

Según Orlov P. (1974), para el diseño del eje y rodamientos se recomienda que en la ubicación del rodamiento a lo largo del eje se utilice sellos para asegurar su posición durante las horas de trabajo, así como holguras especificados por norma. También recomienda utilizar diámetros que reducen de tamaño a lo largo del eje de preferencia del medio hacia los extremos, siendo el del medio o próximo a este el de mayor dimensión, asimismo considera los entalles que cumplan normas establecidas y el esfuerzo máximo aplicado en estas zonas. Orlov P. (1974) muestra una bomba centrífuga con árbol de dos apoyos se aplica lo antes mencionado y en adicción se utilizan chavetas para la transmisión adecuada del movimiento rotacional.

Se elegirá un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos para una velocidad máxima de $N_r = 2700 \text{ RPM}$.

El esfuerzo de carga dinámica equivalente, DIN 1970 (Decker, 1980), está dada por la siguiente ecuación.

$$F_D = X_r F_r + Y_a F_a$$

Donde:

F_D = Fuerza de carga dinámica equivalente, en Kg.

F_r = Fuerza radial actuante, en Kg.

F_a = Fuerza axial actuante, en Kg.

X_r = Factor radial, según DIN 662.

Y_a = Factor axial, según DIN 662.

Siendo $F_a = 0.2158 \text{ kN}$, fuerza máxima en el rodamiento de una hilera de rodillos cónicos y $F_r = 0 \text{ kN}$, se obtiene la fuerza de carga dinámica para $Y_a = 1$, dado que:

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

$$F_D = 0.2158 \text{ kN}$$

La capacidad de carga dinámica se obtiene de la siguiente ecuación:

$$L_r = 10^6 \left(\frac{f_H \cdot C_d}{F_D} \right)^{x_d}$$

Donde:

L_r = Duración nominal del rodamiento en RPM.

f_H = Factor de dureza a diferentes temperaturas de servicio, se tomará $f_H = 1$, para temperaturas de servicio menores a 150°C .

C_d = Factor de carga dinámica del rodamiento de catálogos en kN, (SKF, 2023).

x_d = Exponente de duración de servicio, para rodamientos de rodillos $x = 10/3$.

Para un rodamiento de una hilera de rodillos cónico $C_d = 69.2 \text{ kN}$.

$$L_r = 10^6 \left(\frac{1 \times 69.2}{0.2158} \right)^{10/3} \cong 225691.6615 \times 10^9 \text{ RPM}.$$

La duración nominal en horas de trabajo se obtiene.

$$L_h = \frac{L}{N_r \cdot 60}$$

$$L_h = \frac{225691.66 \times 10^9}{2700 \cdot 60} \cong 1393.15 \times 10^6 \text{ horas}$$

Siendo la fuerza axial y radial que actúan estáticamente se tiene $F_{a0} = 0.2158 \text{ kN}$, $F_{r0} = 0$ se obtiene la fuerza de carga estática equivalente $F_0 = 0.2158 \text{ kN}$. El factor de carga estática del catálogo, (SKF, 2023), es $C_0 = 56 \text{ kN}$.

Se obtiene el factor del esfuerzo estático.

$$f_s = \frac{C_0}{F_0}$$

$$f_s = \frac{56}{0.2158} \cong 259.5$$

Elegimos dos rodamientos de una hilera de rodillos cónicos SKF 30306, ver Anexo 3.

Los resultados para la elección de rodamiento axial de bolas del eje vertical, son:

Carga dinámica equivalente de $F_D = 0.6867 \text{ kN}$, duración nominal en horas de trabajo de $275.8 \times 10^6 \text{ horas}$ y factor del esfuerzo estático de 157.3.

Los resultados para la elección de rodamiento de una hilera de rodillos cónicos del eje vertical, son: Carga dinámica equivalente de $F_D = 0.6867 \text{ kN}$, duración nominal en horas de trabajo de $85118.2 \times 10^6 \text{ horas}$ y factor del esfuerzo estático de 195.14.

4.5. Diseño de bastidor

El diseño del bastidor cumple la Norma DIN 50113 (2018) y utiliza planchas o chapas metálicas, unidas mediante soldadura bajo los criterios de diseño (Schimpke, 1974) dando lugar a una construcción o estructura soldada. Además, debe tener espacios adecuados para la ubicación de los componentes, considerando la deflexión y priorizando la rigidez.

En figura 31, se aprecia el diseño del bastidor del banco, el cual es una estructura teniendo en la base planchas de mayores espesores (19 mm) con el objetivo de brindar mayor estabilidad y elementos estructurales de planchas de menor espesor en la parte superior (12 mm, 15 mm y 16 mm), luego de haber pasado por los procesos de corte, taladrado, torneado y limado son unidas mediante por una soldadura limpia. Asimismo, se usa rigizadores o cartelas de espesores de 12 mm colocados en diferentes partes de la estructura soldada con inclinaciones y posiciones perpendiculares, con el propósito de añadir mayor rigidez, estabilidad, resistencia a las piezas y la estructura.

En la figura 32 se observa que la estructura posee las distancias apropiadas para el funcionamiento de los componentes.

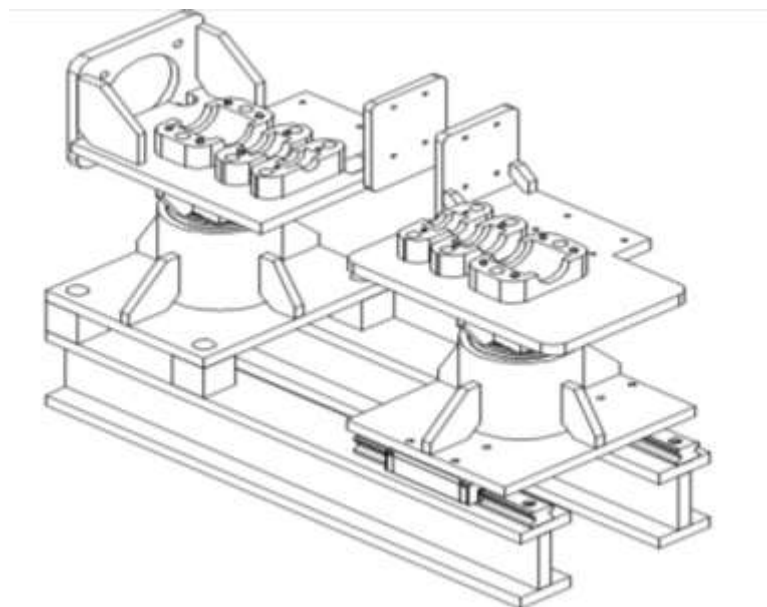


Figura 31. Diseño del bastidor Banco de pruebas para ensayos de fatiga.

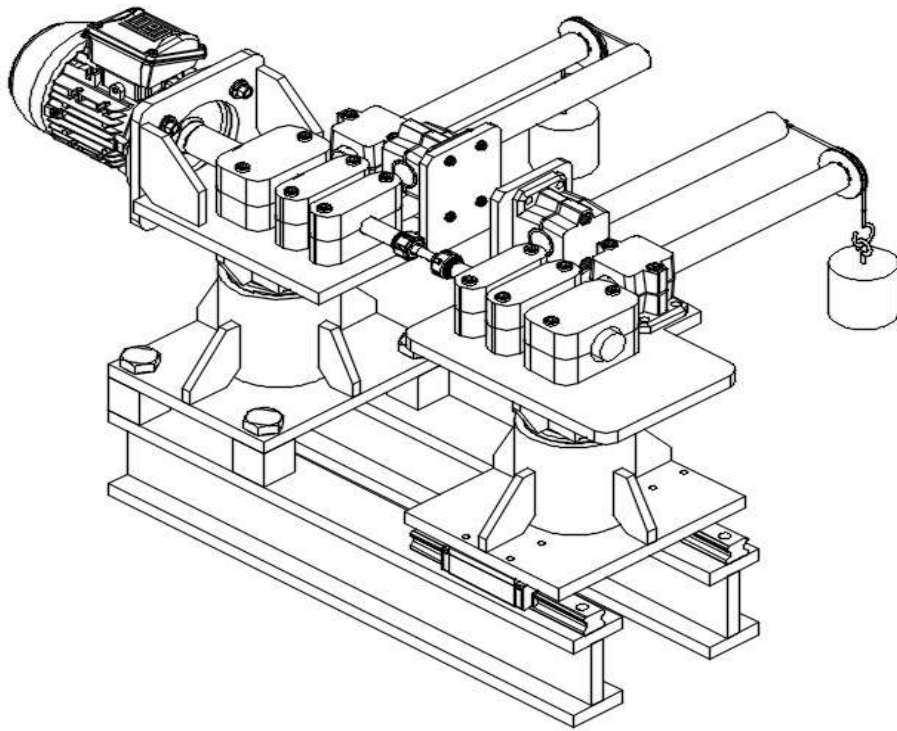


Figura 32. Banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

4.6. Cálculo de uniones soldadas

Considerando el peso de los componentes del banco de flexión que son: 01 motor eléctrico con 12.5 kg, 01 sujetador de brida con 3.4137 kg, 02 rigizadores de sujetador de brida con 1.7794 kg, 01 base de cabezal principal con 11.5417 kg, 01 eje horizontal principal con 1.2759 kg, 02 abrazaderas de eje horizontal con 3.759 kg, 04 abrazaderas de eje horizontal con 4.8312 kg, 01 base de abrazadera de palanca con 1.8624 kg, 02 brazos de palanca con 6.7994 kg, 02 rigizadores de base de abrazadera con 0.339 kg, 02 abrazaderas de conector con 1.33 kg, 01 polea con 1.15 kg, 01 acople con 0.55 kg, 01 rodamiento en bola 62/22 0.12 kg, 01 rodamiento en bola 305-Z con 0.24 kg, 02 rodamientos de rodillos cónico 30306 con 0.78 kg, 01 eje vertical principal con 11.1223 kg y 04 rigizadores de eje vertical principal con 2.2544 kg, los cuales generan cargas de compresión considerables en la soldadura.

Las soldaduras más críticas a ser evaluada se encuentran en la base superior del cabezal principal y en la base inferior del cabezal principal.

Considerando los pesos de los componentes y elementos que están encima de la base superior del cabezal principal se tiene un valor de $52.27 \text{ kg} = 512.785 \text{ N}$ como fuerza vertical, la flexión generada por el motor es $M_m = 317.598 \text{ kN} \cdot \text{mm}$, la flexión generada por los brazos de palanca es $M_p = 19.01 \text{ kN} \cdot \text{mm}$ y la torsión generada por la pesa es $T = 107.91 \text{ kN} \cdot \text{mm}$.

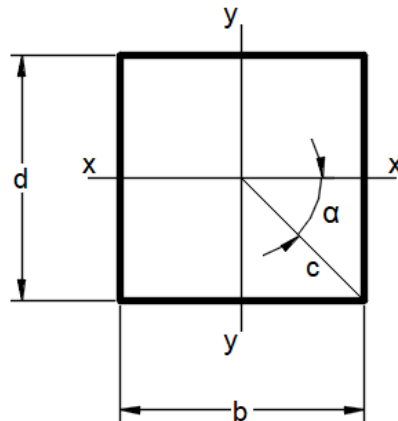


Figura 33. Forma del cordón de soldadura de la base superior del cabezal principal.

La forma de la soldadura en la base superior del cabezal principal es cuadrada, los datos que se tiene son: $b = 100 \text{ mm}$, $d_s = 100 \text{ mm}$, $I_x = I_y = 666666.67 \text{ mm}^3$, $J_w = 333333.33 \text{ mm}^3$, $Z_{wx} = Z_{wy} = 13333.33 \text{ mm}^2$

Con estos datos se obtiene:

L : longitud de soldadura $L = 400 \text{ mm}$

c : distancia del centro al punto más lejano $c = 70.71 \text{ mm}$

α : ángulo formado entre c y un eje principal $\alpha = 45^\circ$

h : espesor de soldadura $h = 6 \text{ mm} \approx 1/4 \text{ pulg}$

A_s : área de soldadura lineal $A_s = 0,707h L = 1696.8 \text{ mm}^2$

J : momento polar $J = 0,707h J_w = 1414000 \text{ mm}^4$

Z_x : módulo de sección en el eje x $Z_x = 0,707h Z_{wx} = 56560 \text{ mm}^3$

Z_y : módulo de sección en el eje y $Z_y = 0,707h Z_{wy} = 56560 \text{ mm}^3$

De acuerdo a (Schimpke, 1974) el factor de seguridad 1.71 para esfuerzos alternantes en soldadura, calculando los esfuerzos se tiene:

Esfuerzo por compresión debe ser menor al esfuerzo admisible. $\sigma \leq \sigma_{adm}$

$$\sigma = \frac{P}{2A} = 0.1511 \text{ N/mm}^2 \text{ y } \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{Alt}}{1.71} = 99.41 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo por flexión debe ser menor al esfuerzo admisible. $\sigma_f \leq \sigma_{adm}$

$$\sigma_{f_x} = \frac{M_p}{Z_x} = 0.3361 \text{ N/mm}^2 \text{ y } \sigma_{f_y} = \frac{M_m}{Z_y} = 0.5615 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_f = (\sigma_{f_x}^2 + \sigma_{f_y}^2)^{0.5} = 0.654 \text{ N/mm}^2 \text{ y } \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{f_{alt}}}{1.71} = 111.11 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo por torsión debe ser menor al esfuerzo admisible. $\tau_t \leq \sigma_{adm}$

$$\tau_t = \frac{T \cdot c}{J} = 5.396 \text{ N/mm}^2 \text{ y } \sigma_{adm} = \frac{\tau_{t_{alt}}}{1.71} = 64.327 \text{ N/mm}^2$$

Cumplen los esfuerzos para todos los casos.

Considerando los pesos de los componentes y elementos que están encima de la base inferior del cabezal principal se tiene un valor de $65.65 \text{ kg} = 644.01 \text{ N}$ como fuerza vertical, la flexión generada por el motor es $M_m = 317.598 \text{ kN mm}$, la flexión generada por los brazos de palanca es $M_p = 19.01 \text{ kN mm}$ y la torsión generada por la pesa es $T = 107.91 \text{ kN mm}$.

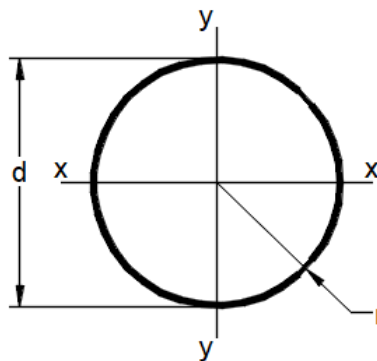


Figura 34. Forma de la soldadura en la base inferior del cabezal principal.

La forma de la soldadura en la base inferior del cabezal principal es circular, los datos que se tiene son: $r = 70 \text{ mm}$, $d_s = 140 \text{ mm}$, $I_x = I_y = 1077566.28 \text{ mm}^3$, $J_w = 2155132.56 \text{ mm}^3$, $Z_{wx} = Z_{wy} = 15393.8 \text{ mm}^2$

Con estos datos se obtiene:

L : longitud de soldadura $L = 439.82 \text{ mm}$

c : distancia del centro al punto más lejano $c = 70 \text{ mm}$

h : espesor de soldadura $h = 6\text{ mm} \approx 1/4 \text{ pulg}$

A_s : área de soldadura lineal $A_s = 0,707h L = 1865.7 \text{ mm}^2$

J : momento polar $J = 0,707h J_w = 9142072.3 \text{ mm}^4$

Z_x : módulo de sección en el eje x $Z_x = 0,707h Z_{wx} = 65300.5 \text{ mm}^3$

Z_y : módulo de sección en el eje y $Z_y = 0,707h Z_{wy} = 65300.5 \text{ mm}^3$

De acuerdo a (Schimpke, 1974) el factor de seguridad 1.71 para esfuerzos alternantes en soldadura, calculando los esfuerzos se tiene:

Esfuerzo por compresión debe ser menor al esfuerzo admisible. $\sigma \leq \sigma_{adm}$

$$\sigma = \frac{P}{2A_s} = 0.1726 \text{ N/mm}^2 \text{ y } \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{alt}}{1.71} = 99.41 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo por flexión debe ser menor al esfuerzo admisible. $\sigma_f \leq \sigma_{adm}$

$$\sigma_{f_x} = \frac{M_p}{Z_x} = 0.2911 \text{ N/mm}^2 \text{ y } \sigma_{f_y} = \frac{M_m}{Z_y} = 0.4864 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_f = (\sigma_{f_x}^2 + \sigma_{f_y}^2)^{0.5} = 0.567 \text{ N/mm}^2 \text{ y } \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{f_{alt}}}{1.71} = 111.11 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo por torsión debe ser menor al esfuerzo admisible. $\tau_t \leq \sigma_{adm}$

$$\tau_t = \frac{T \cdot c}{J} = 0.826 \text{ N/mm}^2 \text{ y } \sigma_{adm} = \frac{\tau_{t_{alt}}}{1.71} = 64.327 \text{ N/mm}^2$$

Cumplen los esfuerzos para todos los casos.

4.7. Cálculo para uniones empernadas

Se calculó para el perno más crítico la torsión que requiere para su ajuste según (Decker, 1980).

$$\text{par de apriete: } T_{an} \approx F_v(0.16P + \mu \frac{d_2 + D_m}{2})$$

T_{an} (N cm): par de apriete.

F_v (N): tensión previa deseada.

P (cm): paso de la rosca.

μ : coeficiente de rozamiento en los flancos de la rosca y en la cabeza ≈ 0.2 para tornillos de acero.

d_2 (cm): diámetro del flanco.

D_m (cm): diámetro medio del círculo de la cabeza = $0.5 (D_a + D_i)$

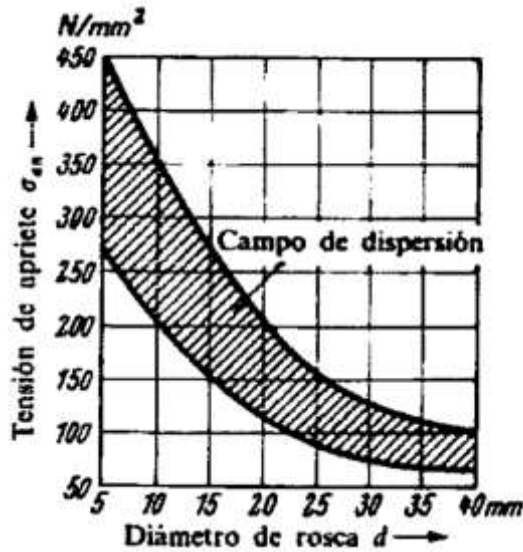


Figura 35. Tensión de apriete discrecional en el núcleo de los espárragos (Decker, 1980).

fuerza de tensión previa: $F_v = A_k * \sigma_{an}$

$$F_v = 324 \text{ mm}^2 * 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_v = 48.6 \text{ kN}$$

$$\text{par de apriete: } T_{an} \approx 48600 \text{ N} (0.16(3\text{mm}) + (0.2) \frac{(2.2051 \text{ cm}) + (2.235 \text{ cm})}{2})$$

$$T_{an} \approx 48\,600 \text{ N} (0.48 \text{ mm} + 4.4401 \text{ mm})$$

$$T_{an} \approx 239.12 \text{ kN mm}$$

Entonces se necesita 239.12 kN mm para el ajuste del perno más crítico.

4.8. Selección de acoplamiento

Para la transmisión de movimiento del motor hacia el eje, se requiere un acople rígido que evite el desalineamiento y la vibración durante la transmisión, el diámetro de eje del motor WEG tipo W22 elegido es de 19 mm y el diámetro del eje del banco es de 20 mm, debido a ello se elige un acople rígido de tornillo de fijación con orificios de 20 mm x 20 mm, con un diámetro exterior de 65 mm, ajustados al mismo tiempo por chavetas de 6 mm x 6 mm que garantizaran la máxima capacidad de sujeción. (ver ANEXO 3)

4.9. Selección de riel y rozadera

Para el adecuado alineamiento, montaje y desmontaje de la probeta en el banco de pruebas se requiere una distancia de 13 cm entre los cabezales principal y secundario, por este motivo se seleccionó una riel que permita el alineamiento y desplazamiento al cabezal secundario sin ninguna restricción en el sentido axial. La elección de la riel y rozadera cumplirá con las cargas aplicadas, debido a que el peso encima de ambos es aproximadamente 70kg, los momentos de flexión máximos de 19.01 *kN.mm* y 317.598 *kN.mm* y el momento de torsión máximo de 107.91 *kN.mm*, serán soportadas por la capacidad de carga básica de 91.7 kN, los momentos permisibles de 7.13 *kN.m* (por doble bloque) y 1.37 *kN.m*, y el momento permisible de 7.13 *kN.m* (por doble bloque) respectivamente, parámetros que son propios de la riel y la rozadera con dimensiones de 134.8 mm x 70 mm x 55 mm, los cuales satisfacen los requerimientos. (Ver ANEXO 3).

4.10. Selección de pinzas de sujeción para la probeta:

Para la apropiada sujeción de la probeta es importante seleccionar pinzas que garantice la capacidad de sujeción en probetas desde 1 mm hasta 10 mm de diámetro y no generen esfuerzos adicionales al banco, por ello se utiliza una tuerca de sujeción y collar ER16 colocadas en el extremo roscado del eje con un peso de 0.1 kg y 0.025 kg respectivamente, bajo por norma DIN 6388. (Ver ANEXO 3).

4.11. Selección de empuñadura para palanca y brazo:

Para la sujeción de los brazos de palanca que tienen un diámetro de 1 ½ en pulgadas se elige las empuñaduras GN 147-B40-2-SW que son fáciles de ajustar, ensamblar y proporcionar un apriete ideal, estos se ubicaran en la parte superior cerca de los ejes principales de manera que apoyaran en la generación del único momento flector útil para el ensayo de la probeta. (Ver ANEXO 3).

4.12. Selección de polea

Para sujetar las pesas con un peso de 5kg hasta 25 kg quienes generaran momento al sistema es necesario el uso de una polea pequeña 25358 DOCO que tiene una capacidad

de carga máxima de 300 kg, un peso ligero de 1.15kg y adecuado para un cable pequeño de 6 mm, (Ver ANEXO 3).

4.13. La ingeniería de detalles del proyecto

Los planos que se muestran a continuación están anexados en el ANEXO 4.

Planos de ensamblaje:

Hoja 01. Ensamble general del banco de pruebas

Hoja 01-01. Ensamble cabezal principal parte superior.

Hoja 01-02. Ensamble cabezal secundario parte superior.

Hoja 01-03. Ensamble de bastidor

Planos de fabricación:

Hoja 01-01-01. Abrazadera de eje tipo 1

Hoja 01-01-02. Abrazadera de eje tipo 2

Hoja 01-01-03. Abrazadera de eje tipo 3

Hoja 01-01-04. Probeta

Hoja 01-01-05. Estructura Superior Principal

Hoja 01-01-06. Eje 1

Hoja 01-02-01. Estructura superior secundario

Hoja 01-02-02. Eje 2

Hoja 01-03-01. Estructura inferior

Hoja 01-03-02. Corte de banco de flexión

4.14. Presupuesto final de banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

Tabla 17. Presupuesto final

A. DISEÑO DE INGENIERIA	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Diseño de ingeniería	1	6500.00	6500.00
TOTAL A			6500.00
<hr/>			
COSTO DE MATERIALES	CANTIDAD	P. UNI S/.	TOTALS/.
Ejes horizontal	2	80.00	160.00
Ejes vertical	2	80.00	160.00
Probeta	1	35.00	35.00
Tuerca de sujeción	2	40.00	80.00
Brazos de palanca	2	80.00	160.00
Pesas	2	30.00	60.00
Estructura, bastidor de banco	1	1000.00	1000.00
Caja de rodamientos	2	400.00	800.00
Soporte de la caja de rodamientos	2	200.00	400.00
Acople	1	90.00	90.00
Motor	1	600.00	600.00
Rodamiento en bolas	4	50.00	200.00
Rodamiento cónico	8	60.00	480.00
Pernos	4	35.00	140.00
Pintura	1	100.00	100.00
TOTAL			4465.00
<hr/>			
COSTO DE TECNOLOGIA	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Encoder	1	100.00	100.00
TOTAL			100.00
<hr/>			
COSTO DE FABRICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Soldadura	1	500.00	500.00
Mesa y pintura	1	600.00	600.00
TOTAL			1100.00
<hr/>			
COSTO DE MONTAJE	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Servicio de montaje	1	1200.00	1200.00
TOTAL			1200.00
<hr/>			
IMPREVISTOS			202.95
TOTAL			13467.95

CAPITULO V. SIMULACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE FATIGA MEDIANTE SOFTWARES DE DISEÑO

5.1. Método de los elementos finitos (FEM)

El comportamiento de los elementos sometidos a cargas cíclicas exige la evaluación de las cargas estáticas y dinámicas, así como las condiciones geométricas analizados a través de factores y el mismo material. Se utilizó el software ANSYS versión 19.2 como herramienta del método de los Elementos Finitos (FEM), este enfoque solicita la utilización de una malla adecuada para obtener mejores resultados y requiriendo un trabajo computacional pesado del procesamiento de los resultados con largos periodos de demora, es por ello que para las piezas con un considerable ancho se usó mallas de tamaño número 8 y para modelar los resultados del comportamiento generado en las puntas y aristas se usó mallas más finas de tamaño número 0.9 con un tipo de elemento: hexaédrico dominante.

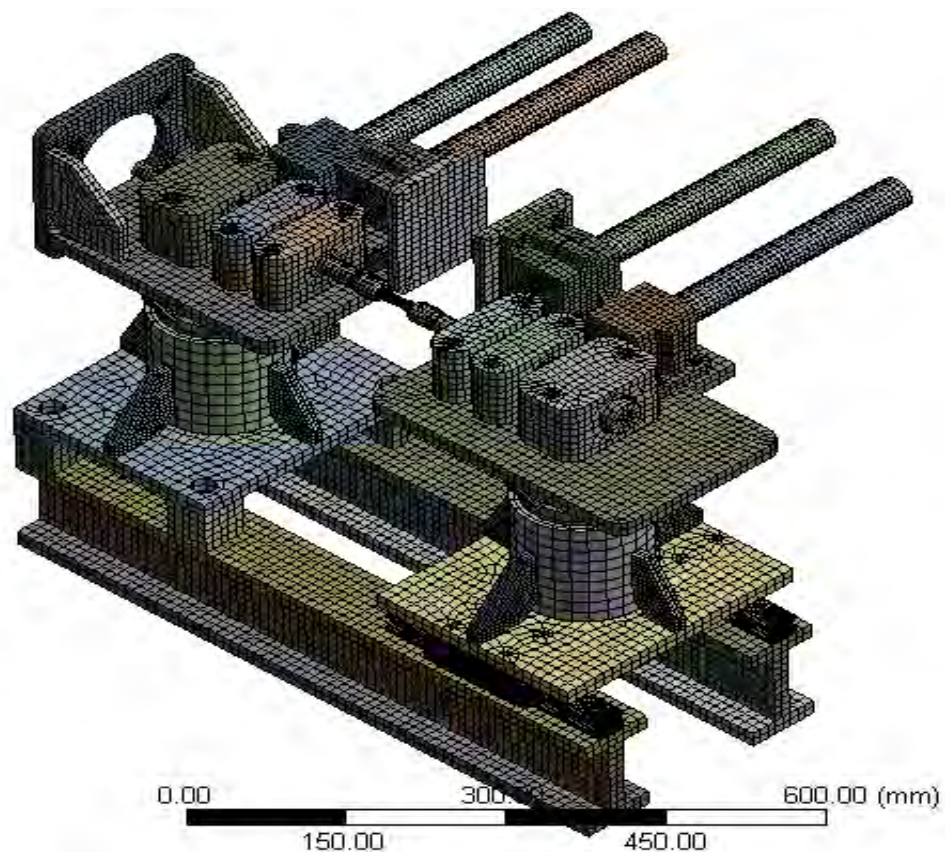


Figura 36. Enmallado de banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.

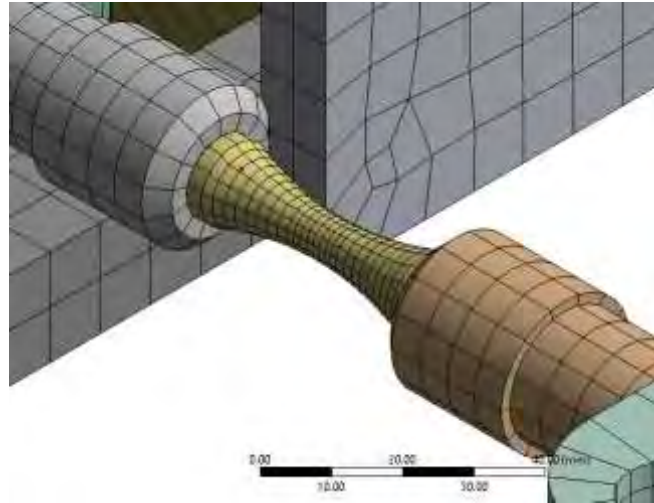


Figura 37. Enmallado de probeta para obtener resultados más confiables.

5.2. Restricciones

En el programa de ANSYS versión 19.2, se puso las siguientes restricciones para las simulaciones en análisis de: tensiones, esfuerzos y deformaciones, dinámico y modal.

- a) En los apoyos de la base un perfil es rígido y el otro perfil móvil.
- b) Los ejes verticales, el giro solo en el eje y.
- c) Los ejes horizontales, el giro solo en el eje x.
- d) Los grados de libertad entre los elementos (simular comportamiento real de los elementos en contacto).

5.3. Análisis de sensibilidad de malla:

Los elementos con tamaño menor a 1 mm en la probeta, se tiene líneas de tendencia a un valor aproximado al esfuerzo de 576 MPa, y se puede utilizar para tener simulaciones con resultados de menor costo computacional y con resultado más confiables. En cambio, los otros elementos mayores a 1 mm no entregan resultados confiables, ni convergentes como se muestra en la tabla 18 y la figura 38.

Tabla 18. Datos para análisis de sensibilidad de malla.

Nombre	P7 - Div inter prob Number of Divisions	P8 - Edge Sizing 19 Number of Divisions	P9 - Div exte radios prob Number of Divisions	P2 - Equivalent Stress Maximum (Mpa)	Factor	Tamaño de malla
DP 0	8	4	14	576.71145	21.9912	1.5708
DP 1	10	6	16	582.13554	21.9912	1.37445
DP 2	8	4	14	546.11776	21.9912	1.5708
DP 3	12	8	18	560.24709	21.9912	1.2217333
DP 4	12	8	18	576.69434	21.9912	1.2217333
DP 5	14	10	20	581.46974	21.9912	1.09956
DP 6	18	14	24	578.9548	21.9912	0.9163
DP 7	16	12	22	577.5966	21.9912	0.9996
DP 8	20	16	26	576.68781	21.9912	0.8458154
DP 9	12	8	16	555.34329	21.9912	1.37445

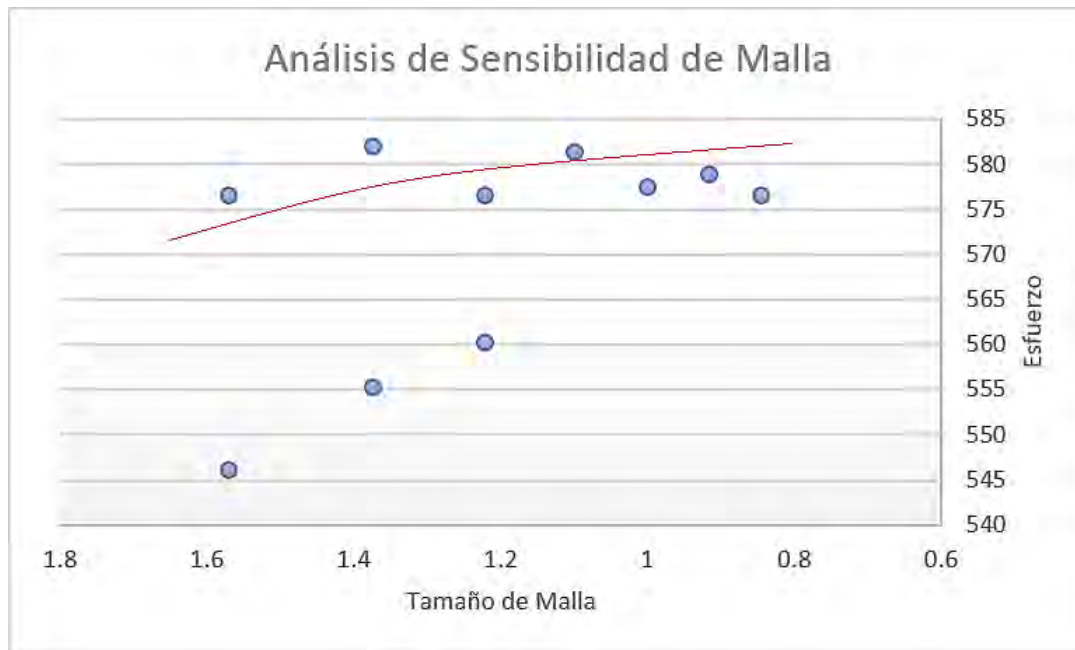


Figura 38. Diagrama de dispersión para sensibilidad de malla.

5.4. Calidad de malla:

Cuando la malla es más cercana a la unidad es de mejor calidad, lo cual el banco tiene una calidad de malla con mayor cantidad de elementos entre 0.94 y 1 a la calidad geométrica del elemento.

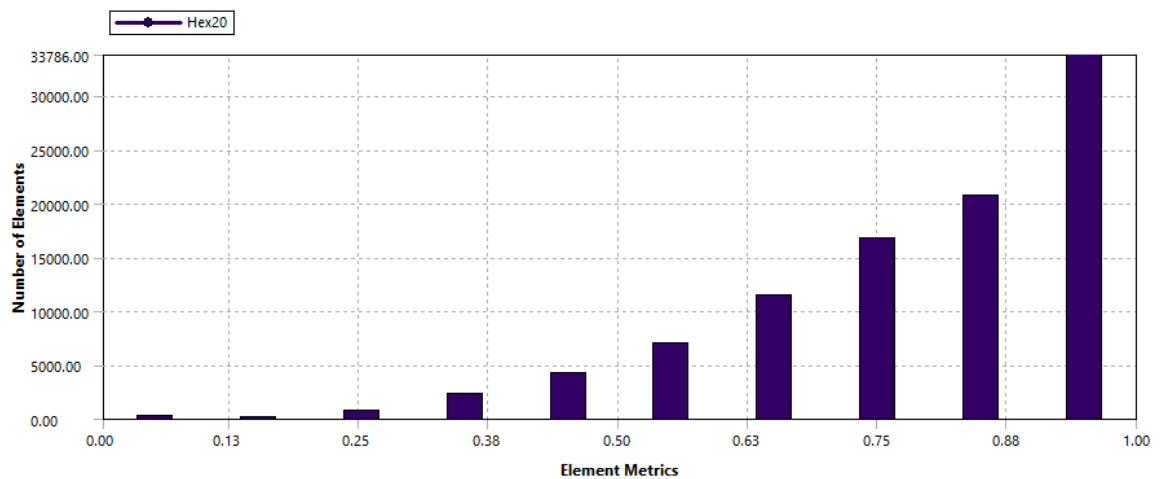


Figura 39. Calidad de malla de los elementos del banco de fatiga

5.3. Análisis de tensiones

Este estudio analiza las cargas a las que está sometida el banco de pruebas, mediante el programa de ANSYS versión 19.2 por elementos finitos; se considera que el material a usar para el bastidor de la máquina es de acero St 37-2 (ASTM A36) y para los ejes horizontal y verticales es Ck 45.

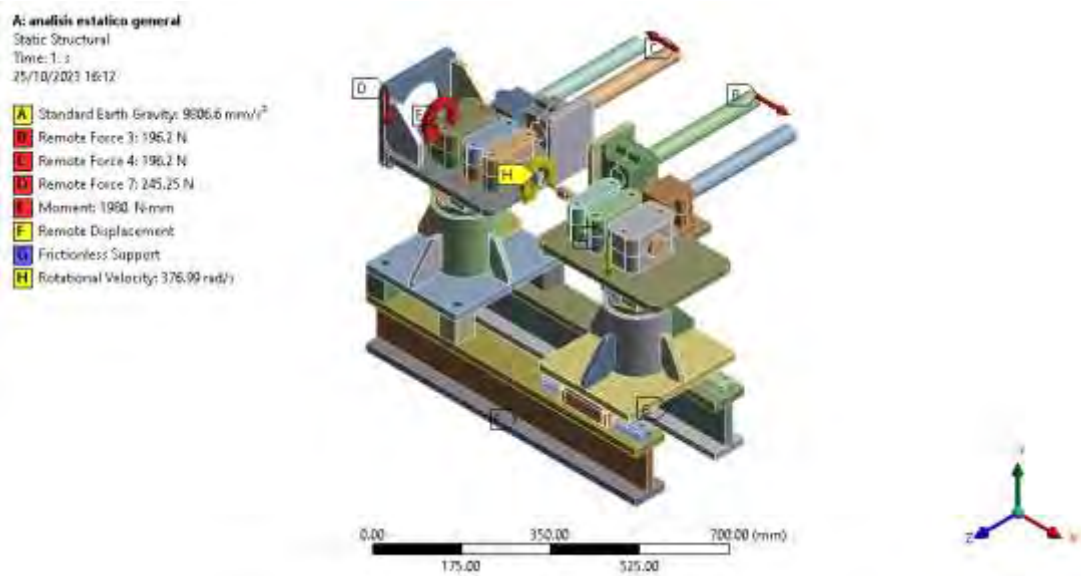


Figura 40. DCL del Banco de pruebas.

En la figura 40 se muestran todas las fuerzas aplicadas, así como los momentos generados por el motor en el eje.

5.4. Análisis de esfuerzos y deformaciones. Mediante el programa de ANSYS versión 19.2 por elementos finitos se analiza los esfuerzos y deformaciones del banco de pruebas. El análisis de los esfuerzos y deformaciones se realiza por partes de la siguiente manera:

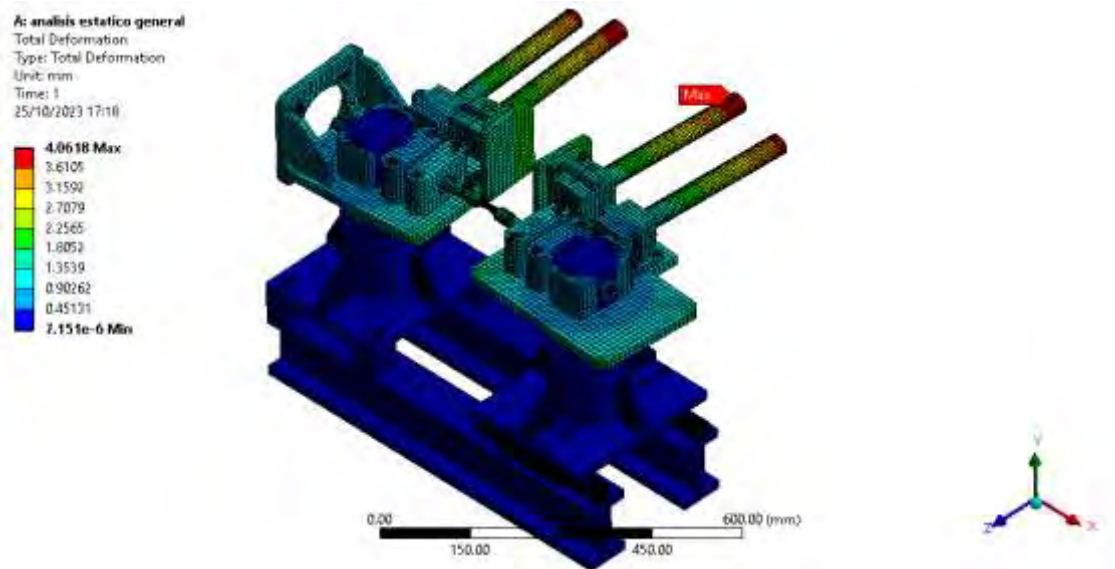


Figura 41. Análisis de deformaciones del Banco de pruebas.

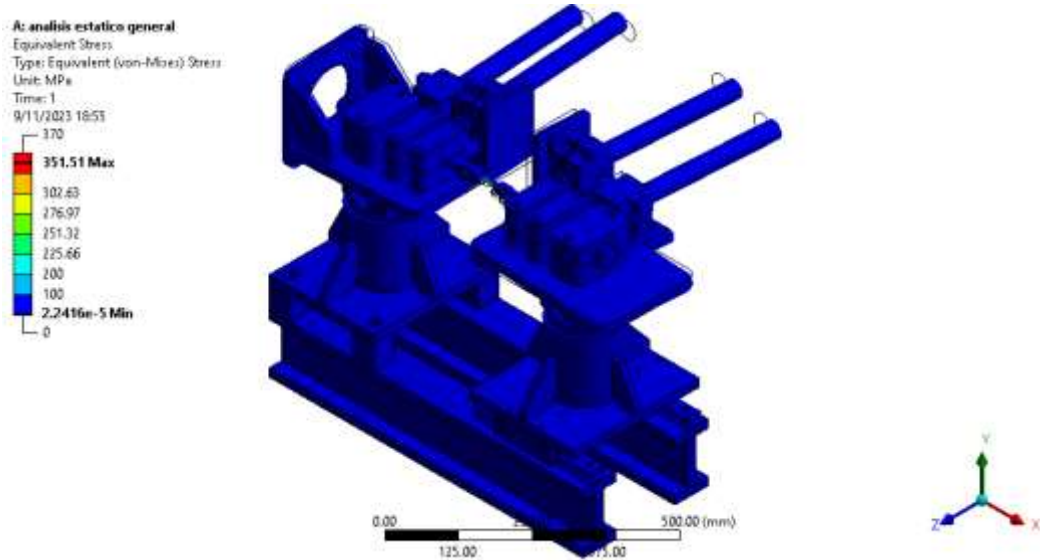


Figura 42. Análisis de esfuerzo del Banco de pruebas.

En la Figura 41 muestra las deformaciones máximas son de 4 mm, el cual es ocasionado por la carga aplicada, asimismo en la Figura 42 se muestra que el banco de prueba está sometido a esfuerzos menores a 100 MPa, pero los esfuerzos en la probeta son de 0.179 MPa debido a que es el punto de análisis de falla con mayor cantidad de esfuerzos.

5.5. Factor de seguridad del sistema.

En la Figura 43 se observa que el factor de seguridad para un análisis estático es de 15, lo cual para un banco es adecuado, para la probeta esta con 1.74 el cual va a fallar.

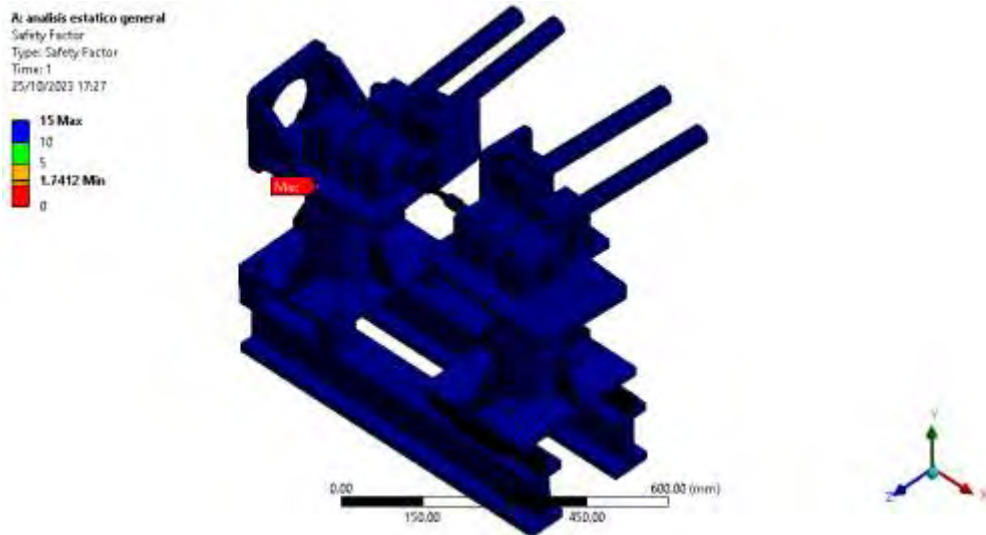


Figura 43. Factor de seguridad del sistema.

5.6. Factor de seguridad del Sistema por fatiga.

En la Figura 44 se observa que el factor de seguridad para un análisis de fatiga es de 15, y en el eje un F.S. entre 5 y 10, lo cual para un banco es adecuado.

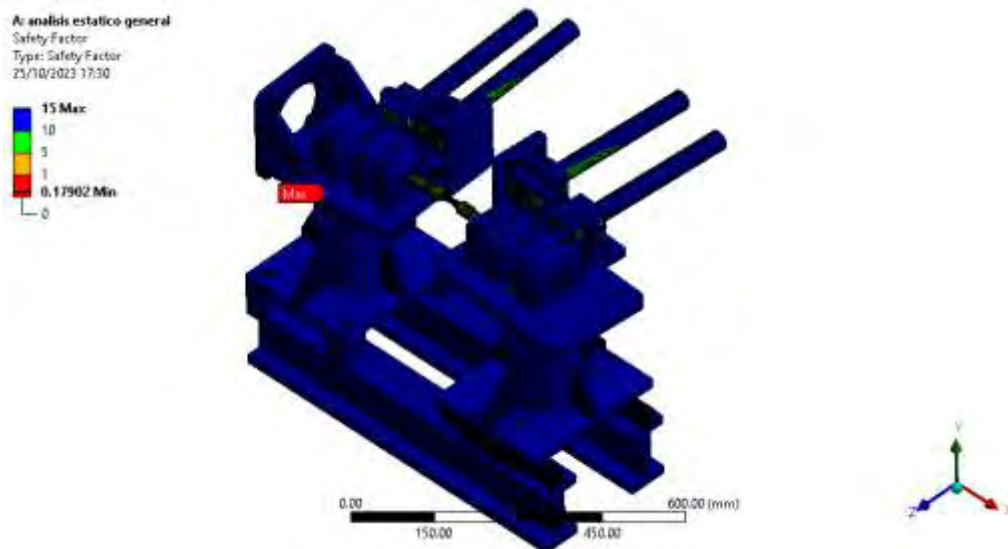


Figura 44. Factor de seguridad del sistema por fatiga.

5.7. Análisis modal

Este estudio analiza los modos de vibración para hallar las frecuencias naturales del sistema, mediante el programa de ANSYS versión 19.2 por elementos finitos.

Se halla los modos de vibración cada uno con sus frecuencias naturales mediante el uso de los elementos finitos que ayuda a corroborar si el elemento analizado está cercano a las frecuencias producidas por elementos dinámicos como el motor eléctrico y así evitar cualquier daño producido por la convergencia de la frecuencia del elemento motriz con la frecuencia natural del sistema (denominada resonancia) en el funcionamiento.

Se realiza el análisis de los seis modos de vibración en el software ANSYS versión 19.2, cuyos resultados se muestra:

Primer modo: Se muestra en la Figura 45 las zonas de color rojo con mayor deformación o desplazamiento es de 9.88 mm, con una frecuencia natural de 24.71 Hz.

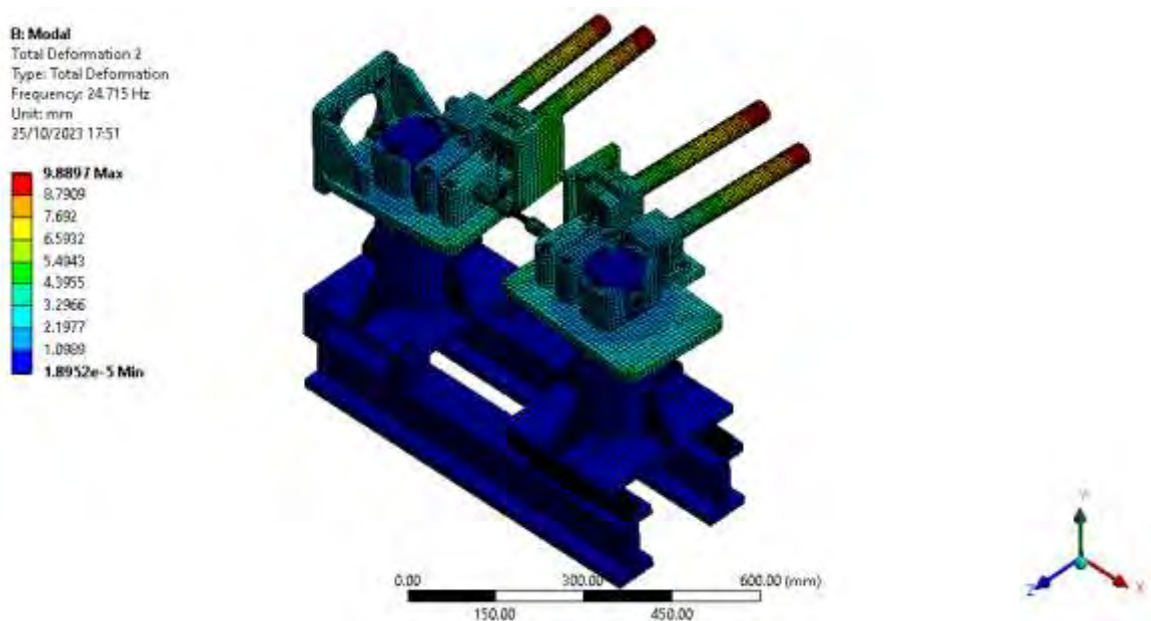


Figura 45. Primer modo de vibración.

Segundo modo: Se muestra en la Figura 46 las zonas de color rojo con mayor deformación o desplazamiento de 9.25 mm, con una frecuencia natural de 54.83 Hz.

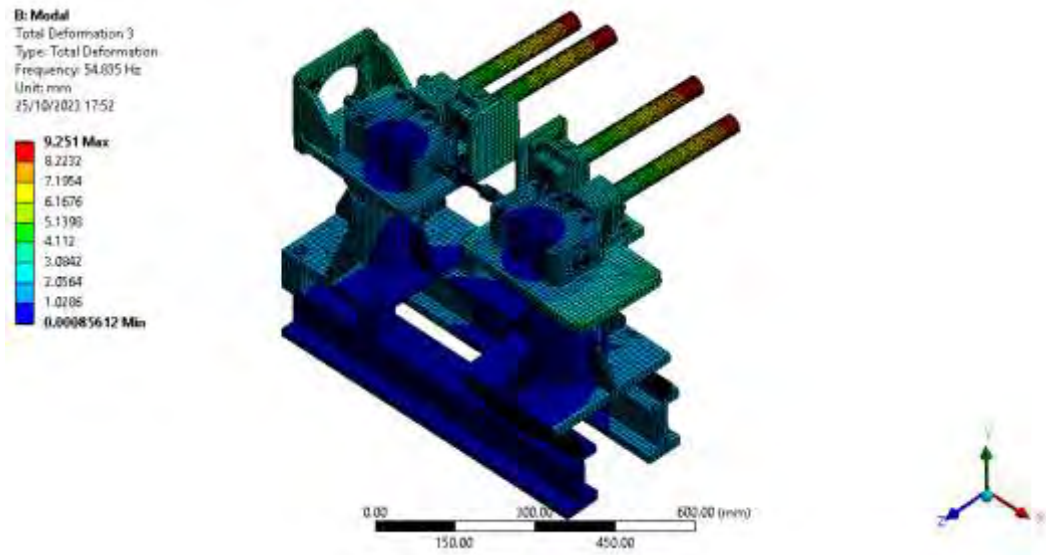


Figura 46. Segundo modo de vibración.

Tercer modo: Se muestra en la Figura 47 las zonas de color rojo con mayor deformación o desplazamiento de 5.41 mm, con una frecuencia natural de 75.66 Hz.

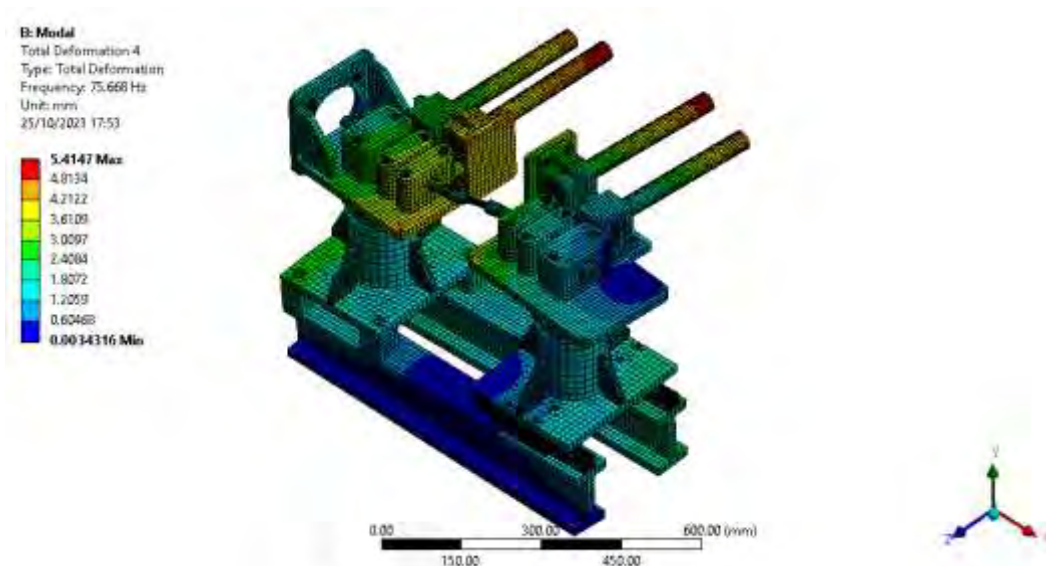


Figura 47. Tercer modo de vibración.

Cuarto modo: Se muestra en la Figura 48 las zonas de color rojo con mayor deformación o desplazamiento de 8.71 mm con una frecuencia natural de 116.85 Hz.

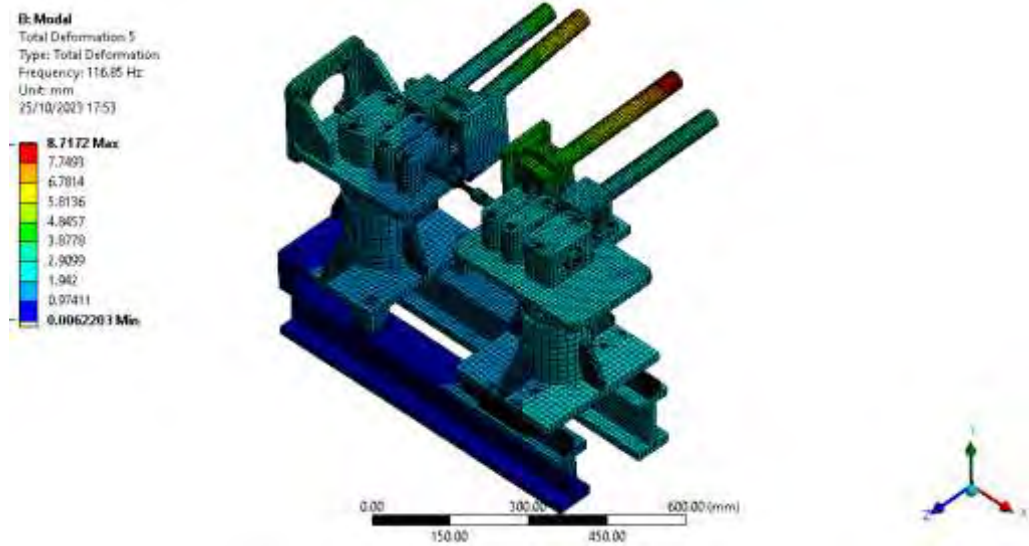


Figura 48. Cuarto modo de vibración.

Quinto modo: Se muestra en la Figura 49 las zonas de color rojo con mayor deformación o desplazamiento de 19.08 mm con una frecuencia natural de 139.77 Hz.

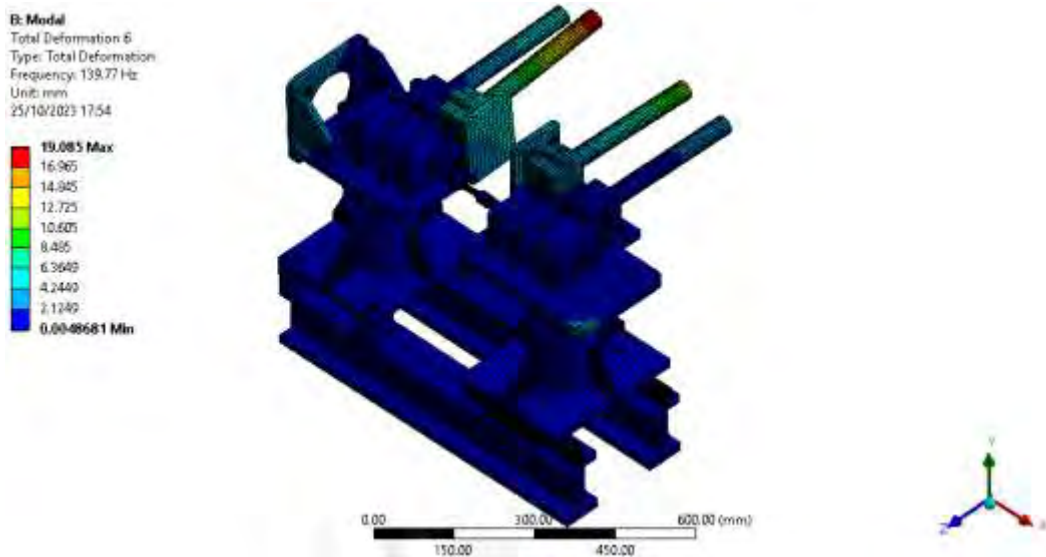


Figura 49. Quinto modo de vibración.

Sexto modo: Se muestra en la Figura 50 las zonas de color rojo con mayor deformación o desplazamiento de 23.26 mm con una frecuencia natural de 151.87 Hz.

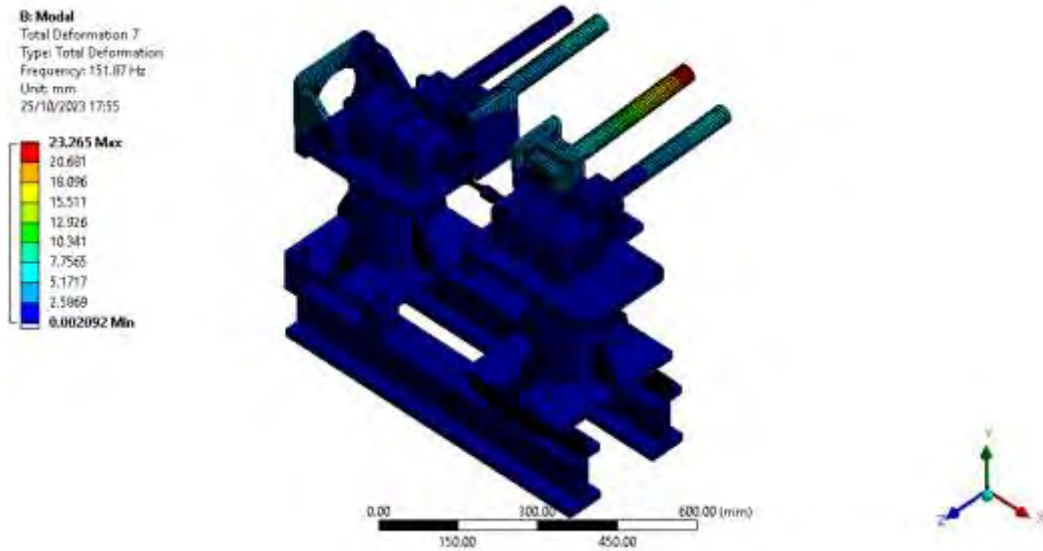


Figura 50. Sexto modo de vibración.

La velocidad de operación del motor es de 3425 rpm (57.08 Hz), cercano al segundo modo de vibración de la máquina en operación de 54.83 Hz, entre el primer modo de vibración (24.71 Hz) y el segundo modo de vibración (54.83 Hz) existe un rango de 30 Hz, para evitar la resonancia se debe trabajar en un rango alejado de estos valores por lo que se propone que el funcionamiento sea entre 35 a 45 Hz para no producirá un par armónico en el eje y tampoco producir resonancia en el banco.

5.8. Análisis dinámico

Se realizará una simulación dinámica de todo el sistema mediante el software ANSYS versión 19.2. Para ello se introducirá parámetros iniciales en el Software que permitan realizar el análisis dinámico. Estos valores son:

Rpm del motor: 3425 rpm

Masa de motor: 12.5 kg

Peso de carga: 20 kg

Ver el video presentado (Anexo 5)

CONCLUSIONES

- a) El diseño planteado del banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa permitirá evaluar ensayos de fatiga por cargas cíclicas en probetas de materiales de acero con resistencia a la fatiga menor a 850 MPa.
- b) Se utilizaron las normas internacionales asociadas al diseño y funcionamiento de un banco de pruebas, que son: La Norma alemana DIN 50113: 2018-12 “Ensayo de Materiales Metálicos – Ensayo de Fatiga por Flexión de Barra Giratoria”, utilizado para la selección del material de la probeta y demás componentes del banco de prueba, asimismo, la Norma VDI 2221 “Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos”, utilizados para desarrollar el diseño conforme a los lineamientos establecidos y garantizar el adecuado diseño de la máquina.
- c) Se aplicó la Norma VDI 2221 “Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos” como metodología de diseño para la obtención de una solución óptima. Mediante la matriz morfológica se generó cuatro conceptos de solución, luego de una evaluación técnica y económica, se eligió la que satisface de manera óptima los requerimientos; como resultado se optó por la solución 4 como la más adecuada, con una valoración técnica de 0.72 y valoración económica de 0.70 dando el mejor concepto de solución; por otro lado, las soluciones 1, 2 y 3 obtuvieron valores menores y alejados a la solución ideal.
- d) Se calcularon los componentes de la máquina sujeto a especificaciones técnicas de norma, se definió el dimensionamiento de la probeta y se realizó los cálculos de acuerdo con la Norma DIN 50113 (2018), para una probeta de acero, simétrica, y elaborada por medio de un proceso de torneado con acabado en su superficie pulida y homogénea. Posteriormente, se determinó la capacidad máxima de la máquina, dando como un momento máximo de flexión de $M = 107.91 \text{ N}\cdot\text{m}$ el cual es indicativo que la máquina está en capacidad de realizar ensayos para aceros con menor o igual resistencia a la fatiga de 850 MPa. En relación al bastidor del banco se diseñó una estructura con rigidez, estabilidad y resistencia para todas las piezas, se han elegido las uniones

soldadas, asimismo, se diseñaron los diferentes componentes satisfaciendo el requerimiento técnico de cada uno. Finalmente, se eligió un motor de 1 Hp que opere entre los 2100 a 2700 rpm.

- e) Para complementar los cálculos analíticos se procedió a realizar simulación utilizando el software ANSYS versión 19.2, se realizaron análisis de tensiones, deformaciones y fatiga en el bastidor comprobándose que los factores de seguridad son mayores a 15, cumpliendo lo establecido por las recomendaciones técnicas para bastidores de máquina. Asimismo, se realizó el análisis de los modos de vibración obteniendo frecuencias naturales por cada modo de vibración, la operación de la máquina debe estar en el rango de 35 a 45 Hz, alejado de las frecuencias naturales para evitar la resonancia, y no se produzca un par armónico en el eje, ni tampoco producir vibraciones indeseadas en el proceso de ensayo de la máquina.

RECOMENDACIONES

- a) Se recomienda hacer un estudio sobre el diseño eléctrico y del sistema de control.
- b) Se recomienda implementar mediante software el procesamiento de la información de forma sistemática, con el fin de obtener los diagramas S-N y determinar las propiedades mecánicas del acero.
- c) Se recomienda hacer un diseño de cimentación de máquina para el banco de prueba de fatiga mediante flexión rotativa.

BIBLIOGRAFÍA

- Almériada P. y Chitty P. (2007) Rediseño, construcción y puesta en marcha de una máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa. Trabajo de grado.
- Budina, R., & Nisbett, K. (2012). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. Mc Graw
- Beuth Verlag DIN 50113 (2018) Ensayo de materiales metálicos – Ensayo de fatiga por flexión de barra giratoria. Berlin. Alemania.
- Beuth Verlag VDI 2221 (1993). Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Berlin. Alemania.
- Zwick-Roell. Catálogos de Dynamic and Fatigue Testing Systems.
- Di Brico y Mollerach (2015) Máquina de ensayos de fatiga tipo schenck. Instituto Tecnológico de Buenos Aires (ITBA)
- Galal S. (1990) Una revisión Maquinas de fatiga, Diario de Ingeniería de Universidad Qatar.
- González A. y Gonzales C. (1999) Laboratorio de ensayos industriales, ediciones Litenia, Argentina.
- Norton R. (2011), Diseño de Máquinas. Pearson Educación, cuarta edición, México.
- Orlov P. (1974). Ingeniería de diseño 1. Edit. Mir, Moscú.
- Rodríguez J. (2008). Resistencia de Materiales 2, Edit. Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- Schlütz W. (1996) La historia de la fatiga, Edit. Pergamon.
- Schenck. (2002). Moment Weighing Scale for J et- Engine Blades. Schenck Ro Tec GmbH.
- Schimpke P., Horn H., Ruge J., (1974). Proyecto y Cálculo de las construcciones soldadas. Edit. Gustavo Gili, S.A. Barcelona, España.
- Shawki G. y Mashhour A. (1974) Una máquina de prueba de fatiga para combinados de flexión y torsión. Mecánica experimental. Cairo University, Cairo, Egypt.

ANEXOS

ANEXO 1. Matriz de consistencia:

Problema	Objetivo	Hipótesis	Metodología
<p>General: ¿Cómo ayudará el banco de pruebas, a evaluar ensayos de fatiga sometido a cargas de flexión rotativa?</p> <p>Específicos: ¿Cuáles son las normas internacionales que permitan el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa?</p> <p>¿Cómo se aplicará la metodología de diseño para la obtención de una solución óptima del banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa?</p> <p>¿Cómo se dimensionará los componentes de la máquina sujeto a normas y especificaciones técnicas, para el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa?</p> <p>¿Cómo se mostrará el diseño banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa?</p> <p>¿Cómo se simulará el banco de pruebas para ensayos de fatiga?</p>	<p>General: Diseñar un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.</p> <hr/> <p>Específicos:</p> <p>a) Revisar, seleccionar y clasificar normas internacionales que permitan el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.</p> <p>b) Aplicar una metodología de diseño para la obtención de una solución óptima del banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.</p> <p>c) Configurar y calcular los componentes de la máquina sujeto a normas y especificaciones técnicas, para el diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa.</p> <p>d) Realizar la ingeniería de detalles del proyecto, a través de planos de ensamble, montaje y fabricación de la máquina.</p> <p>e) Simular el banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante softwares de diseño.</p>	<p>El diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga mediante flexión rotativa, permite evaluar ensayos de fatiga sometido a cargas de flexión rotativa, necesario para el diseño de componentes mecánicos eficientes.</p>	<p>La metodología establece la revisión de diferentes normas establecidas, de forma tal de seleccionarlas, clasificarlas y tomarlas en cuenta para realizar los diferentes ensayos de fatiga para lograr el diseño de un banco de pruebas y establecer el respectivo diseño, lo que permitió establecer una metodología de diseño que garantice una obtención óptima del banco de pruebas. En este sentido se configuró y calcularon los componentes de la máquina que están sujetos a normas y especificaciones técnicas, que permita realizar ensayos de fatiga. Seguidamente se realizó todo lo relacionado a pormenores del proyecto, a través del uso de los planos de ensamble, montaje, fabricación y sus respectivos ajustes de mantenimiento. Finalmente se estiman los costos de diseño y fabricación del banco de pruebas para ensayos de fatiga, para su viabilidad de desarrollo.</p> <p>Para el diseño de la estructura de la metodología propuesta está basadas en diferentes etapas.</p>

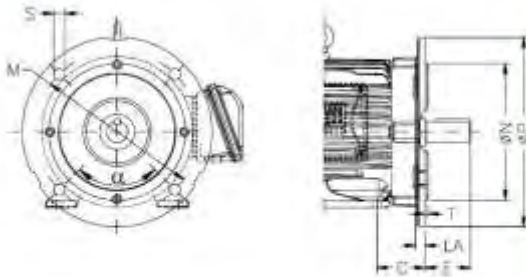
ANEXO 2. Valores medios de resistencia:

Resistencias con valores medios, de diferentes materiales (Rodríguez J., 2008),
(Reitor H., Grundlagen des K. y Girardet V., 1977)

Material	RESISTENCIA (N/mm ²)											E	G	Propiedades y ejemplos de aplicación
	σ_B		HB	tracc.-comp.		flexión		torsión		σ_{el}	σ_{fl}			
	σ_B	σ_T σ_g		σ_{Pd}	σ_{Al}	$\sigma_{f,fl}$	$\sigma_{f,Al}$	$T_{f,fl}$	$T_{f,Al}$					
1. Aceros de construcción según DIN 17 100														
St 34	340 a 420	300 220 130	950 a 1200	220	160	280	170	130	100	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Piezas de construcción no muy importantes sometidas a cargas bajas		
St 37	370 a 450	340 240 140	1050 a 1250	240	170	320	190	140	110	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Acero de común uso en estructuras y elementos de máquinas sometidos a cargas medianas. Fácilmente maquinable y soldable. (AISI/SAE: A570 Gr.36) ¹⁾		
St 42	420 a 500	380 270 150	1200 a 1400	270	190	380	220	150	130	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Piezas sometidas a cargas medianas como clavijas, manivelas, palancas. Fácilmente maquinable, soldable, cementable.		
St 50	500 a 600	450 320 180	1400 a 1700	320	220	400	250	180	150	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Ejes, árboles, pernos y espárragos con cargas medianas. Maquinables, soldables bajo ciertas condiciones, apenas endurecibles, utilizables para piezas sometidas a deslizamiento. (AISI/SAE: A570 Gr.50)		
St 52	520 a 620	450 340 180	1450 a 1750	340	240	400	210	190	160	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Acero de calidad para la construcción de estructuras. Fácilmente soldable.		
St 60	600 a 720	540 380 180	1700 a 1950	380	260	540	320	220	180	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Piezas bastante cargadas. Para piezas resistentes al desgaste, pasadores, chavetas, cuñas, engranajes, piñones y tornillos sin fin. Endurecible y bonificable. Soldable bajo ciertas condiciones. Maquinado caro.		
St70	700 a 850	620 450 260	1950 a 2400	450	320	620	370	260	200	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Piezas sometidas a cargas considerables. Para piezas resistentes al desgaste. Ejm.: Herramientas, matrices, rodillos de laminación, levas y piezas motrices. Fácilmente endurecibles y bonificables. Arranque de viruta difícil y no soldables.		
2. Aceros bonificables según DIN 17 200														
C22	500 a 600	410 300 170	1530	380	210	350	230	180	140	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Elementos de construcción pequeños resistentes al desgaste. (AISI/SAE: 1020)		
C35 Ck35	600 a 720	430 330 190	hasta 1720	330	230	450	300	190	160	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Acero para tornillos según DIN 1050. También utilizado como acero para la construcción de estructuras. (AISI/SAE: 1035)		
C45 Ck45	650 a 800	530 390 210	hasta 2060	390	290	530	350	210	170	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Ejes y árboles con cargas altas y resistentes al desgaste, pernos, gornises o pasadores de eje. (AISI/SAE: 1045)		
Material	RESISTENCIA (N/mm ²)											E	G	Propiedades y ejemplos de aplicación
	σ_B		HB	tracc.-comp.		flexión		torsión		σ_{el}	σ_{fl}			
	σ_B	σ_T σ_g			σ_{Pd}	σ_{Al}	$\sigma_{f,fl}$	$\sigma_{f,Al}$	$T_{f,fl}$			$T_{f,Al}$		
(Continuación de aceros cementables, aleados y no aleados, según DIN 17 210)														
16MnCr5	900 a 1100	840 600 550	hasta 2070	600	360	670	400	350	230	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Aceros de cementación templables para árboles y ruedas de transmisión y contornarria, ruedas de plato y engranajes de dientes helicoidales. (AISI/SAE: 3115)		
20MnCr1	1000 a 1300	1000 700 410	hasta 2170	700	450	850	500	410	300	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Para elementos de transmisión bajo cargas altas como ruedas propulsoras, ruedas de cajas de cambio y para ejes intermedios. (AISI/SAE: 5120)		
18CrNi6	1200 a 1450	1100 800 460	hasta 2350	800	540	1040	600	480	350	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Para altas exigencias en cuanto a la fluencia como para coronas dentadas y partes de mecanismos de transmisión resistentes a la corrosión.		
41Cr4	1300 a 1800	1400 1300 700	hasta 2170	1300	760	1800	950	750	500	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Alta resistencia mecánica y alta resistencia al desgaste como para ruedas de carro de grúa, tornillos sin fin, etc.		

ANEXO 3. Catálogos

Brida "FF"



Brida "FF"									
Carcasa	Brida	LA	M	N	P	S	T	α	Nº de agujeros
63	FF-115	9	115	95	140	10	3	45°	4
71	FF-130		130	110	160				
80	FF-165		165	130	200				
90	FF-215	11	215	190	250	15	4		
100									
112	FF-265	12	265	230	300	19	5		
160	FF-300	18	300	250	350				
200	FF-350	18	350	300	400	19	5	22°30'	6
225	FF-400		400	350	450				
250	FF-500		500	450	550				
280	FF-600	22	600	550	660	24	6		
315									
355	FF-740	22	740	680	800				

W22 - Premium Efficiency - 60 Hz
Exceeds IE3 ⁽¹⁾ - EFF1 ⁽²⁾

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _T /In	Par con rotor trabado T _T /Tn	Par máximo T _M /Tn	Momento de inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	440 V						Corriente nominal In (A)	
kW	HP							% de la potencia nominal				RPM	Factor de potencia						
								Caliente	Frio				50	75	100	50	75	100	
N Poles - 3600 rpm - 60 Hz																			
Carcasas opcionales																			
0.25	0.35	71	0.696	6.7	2.8	2.9	0.00580	32	70	6.0	60	3430	61.0	68.0	70.0	0.69	0.79	0.85	0.551
0.37	0.5	71	1.03	6.5	2.7	3.0	0.00580	25	55	6.5	60	3420	69.5	74.0	74.5	0.68	0.80	0.86	0.757
0.55	0.75	80	1.53	8.0	4.2	3.5	0.00660	23	73	11.0	62	3435	74.0	74.5	76.0	0.70	0.80	0.85	1.11
0.75	1	80	2.09	7.6	4.2	3.9	0.00660	25	55	12.5	62	3425	79.0	81.5	82.5	0.67	0.78	0.84	1.42
1.1	1.5	90S	3.03	7.8	2.9	3.0	0.0078	26	57	16.0	68	3470	83.0	84.5	84.5	0.72	0.82	0.86	1.99
1.5	2	90S	4.12	8.0	3.0	3.2	0.0078	18	40	19.0	6	3475	84.5	85.5	85.5	0.71	0.81	0.86	2.68
2.2	3	90L	6.06	7.8	3.4	3.1	0.0023	14	31	22.0	68	3470	86.0	86.5	86.5	0.69	0.80	0.85	3.93
3	4	100L	8.17	8.7	3.0	3.0	0.0064	20	44	32.0	71	3510	86.0	88.0	88.5	0.72	0.82	0.87	5.11

W22 - High Efficiency - 60 Hz
Exceeds IE2 ⁽¹⁾ - EFF1 ⁽²⁾

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _T /In	Par con rotor trabado T _T /Tn	Par máximo T _M /Tn	Momento de inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	440 V						Corriente nominal In (A)	
kW	HP							% de la potencia nominal				RPM	Factor de potencia						
								Caliente	Frio				50	75	100	50	75	100	
N Poles - 1800 rpm - 60 Hz																			
0.12	0.16	63	0.669	4.6	2.3	3.1	0.00044	37	81	6.2	48	1715	50.0	57.0	61.0	0.44	0.55	0.64	0.403
0.18	0.25	63	1.01	4.7	2.4	2.9	0.00055	30	46	7.2	48	1705	57.0	64.0	67.0	0.47	0.59	0.68	0.520
0.25	0.33	68	1.40	5.0	2.6	3.0	0.00058	25	55	8.2	48	1705	62.0	68.0	70.0	0.47	0.60	0.69	0.680
0.37	0.5	71	2.10	4.8	2.4	2.5	0.00068	35	77	8.0	47	1690	68.0	71.0	72.0	0.50	0.63	0.72	0.925
0.55	0.75	71	3.13	5.1	2.9	2.8	0.00093	31	68	11.5	47	1690	71.0	74.5	75.0	0.50	0.61	0.72	1.34
0.75	1	80	4.15	7.3	3.0	3.2	0.0020	16	35	13.5	48	1735	79.0	82.0	82.8	0.62	0.74	0.82	1.86
1.1	1.5	90S	6.01	7.5	2.2	3.0	0.0049	16	35	18.5	51	1750	81.0	83.5	84.0	0.57	0.70	0.78	2.20
1.5	2	90S	8.19	7.1	2.2	3.0	0.0052	11	24	18.5	51	1750	81.0	83.5	84.2	0.57	0.70	0.78	3.00
3	4	100L	16.7	6.7	2.8	3.0	0.0096	16	35	33.0	54	1720	86.4	87.2	87.5	0.61	0.74	0.81	5.55
3.7	5	100L	20.4	8.0	3.0	3.6	0.0104	11	24	34.0	54	1735	85.0	87.0	88.0	0.68	0.72	0.80	6.90



MSCC-20-20-SS

Ruland MSCC-20-20-SS, 20mm x 20mm Rigid Coupling, 303 Stainless Steel, Set Screw Style with Keyway, 42mm OD, 65mm Length



Description

Ruland MSCC-20-20-SS is a set screw rigid coupling with 20mm x 20mm bores, 42mm OD, 65mm length, and 6mm x 6mm keyways. It has precision honed bores to ensure they are collinear and do not introduce misalignment or vibration into the system making it suitable for high precision servo applications as well as shaft to shaft connections. Forged screws test beyond DIN 912 12.9 standards to ensure maximum holding power. Tightly controlled bore tolerance of $\pm 0.050\text{mm}/\pm 0.012\text{mm}$ is maintained. MSCC-20-20-SS is made from 303 stainless steel with hardware of like material for consistent corrosion resistance. It is machined from solid bar stock that is sourced exclusively from North American mills and is RoHS3 and REACH compliant. MSCC-20-20-SS is manufactured in our Marlborough, MA factory under strict controls using proprietary processes.

Product Specifications

Bore (B1)	20 mm	Small Bore (B2)	20 mm
Keyway (K1)	6 mm	Keyway (K2)	6 mm
B1 Max Shaft Penetration	32.5 mm	B2 Max Shaft Penetration	32.5 mm
Bore Tolerance	$+0.050\text{ mm} / +0.012\text{ mm}$	Outer Diameter (OD)	42 mm
Length (L)	65 mm	Recommended Shaft Tolerance	$+0.000\text{ mm} / -0.013\text{ mm}$
Forged Set Screw	M6	Screw Material	18-8 300 Series Stainless Steel
Hex Wrench Size	3.0 mm	Screw Finish	Bright
Seating Torque	5.76 Nm	Number of Screws	4 ea.
Rated Torque	Rating Coming Soon	Maximum Speed	4,000 RPM
Full Bearing Support Required?	No	Precision Honed Bores?	Yes
Zero-Backlash?	Yes	Material Specification	Type 303 Austenitic, Non-Magnetic Bar
Temperature	-40°F to 350°F (-40°C to 176°C)	Finish Specification	Bright, No Plating
Manufacturer	Ruland Manufacturing	Country of Origin	USA
Weight (lbs)	1.202500	UPC	634529076897
Tariff Code	8483.60.8000	UNSPC	31163008
Note 1	Performance ratings are for guidance only. The user must determine suitability for a particular application.		
Prop 65	WARNING This product can expose you to the chemical Nickel (metallic), known to the State of California to cause cancer. For more information go to www.P65Warnings.ca.gov		

Installation Instructions

1. Align the MSCC-20-20-SS set screw rigid coupling on the two shafts to be connected. There should be no misalignment.
2. Tighten the set screws in two stages; starting with the inside set screws. Using a 3.0 mm torque wrench, tighten the inside set screws to 2.88 Nm which is half the recommended seating torque. Repeat for the outside set screws, again tightening to half of the recommended seating torque.
3. Tighten the screws to the full recommended seating torque of 5.76 Nm following the same pattern, starting with the inside set screws first.

25358

Polea De Cable En Hierro Fundido

Unidad: 1 pieza

Peso: 1,15 kg

Material: hierro fundido

Descripción: Polea de cable en hierro fundido, completa con el cerrojo, la tuerca de cierre y dos arandelas. Carga radial max. 300 kg / pieza.
Máx. Cable Ø: 6 mm

Aplicación: Industrial





62/22



Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	22 mm
Diámetro exterior	50 mm
Áncho	14 mm

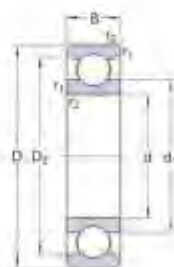
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	14 kN
Capacidad de carga estática básica	7,65 kN
Velocidad de referencia	30 000 r/min
Velocidad límite	19 000 r/min

Propiedades

Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	22 mm	Diámetro interno
D	50 mm	Diámetro exterior
B	14 mm	Ancho
d_1	≈ 32.2 mm	Diámetro del resalte
d_2	≈ 44 mm	Diámetro del rebaje
$r_{1,2}$	min. 1 mm	Dimensión del chafán



Dimensiones de los resaltes

d_1 min.	27.6 mm	Diámetro del resalte del eje
D_1 max.	44.4 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a max.	1 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	14 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	7.65 kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.325 kN
Velocidad de referencia		30 000 r/min
Velocidad límite		17 000 r/min
Factor de carga mínima	k_f	0.025
Factor de cálculo	f_D	14



Masa

Masa de rodamiento	0.12 kg
--------------------	---------

Clase de tolerancia

Tolerancias dimensionales	Normal
---------------------------	--------

Desviación radial	Normal
-------------------	--------



22X50X8 CRW1 R



Sello radial del eje con carcasa metálica y labio SKF Wave, para aceite o grasa, en pulgadas y métrico

Los sellos radiales del eje se usan entre los componentes giratorios y fijos de la máquina, o entre componentes en un movimiento relativo. Los sellos CRW1 están diseñados con una carcasa metálica revestida con sellador, un labio SKF WAVE de elastómero con una tasa de bombeo superior para reducir la generación de calor. El sello también tiene un muelle toroidal para optimizar el sellado contra el eje.

- Para aceite o grasa
- Con muelle toroidal
- El labio WAVE crea una tasa de bombeo superior
- El labio WAVE tiene menos fricción entre el eje y el labio
- El labio WAVE tiene una menor temperatura en el punto de contacto

Overview

Dimensiones

Diámetro del eje	22 mm
Diámetro del agujero del soporte	50 mm
Ancho nominal	8 mm

Rendimiento

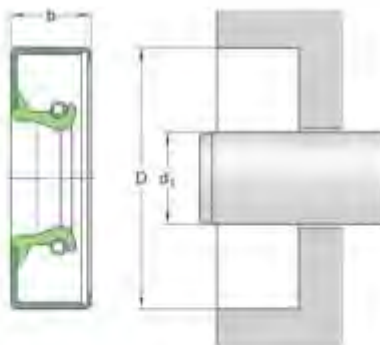
Maximum operating temperature	100 °C
Minimum operating temperature	-40 °C
Permissible circumferential speed	5 m/s
Rotational speed	3 900 r/min

Propiedades

Diseño	CRW1
Labio auxiliar	No
Material del labio de sello	Gaúcho de nitrilo (NBR)
Type of outside diameter	Con carcasa metálica con revestimiento sellador en el diámetro externo
Sistema de medición métrico/en pulgadas	Sistema métrico

Especificación técnica

Tipo de diámetro exterior	Con carcasa metálica con revestimiento sellador en el diámetro externo
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	CRW1



Dimensiones

d_1	22 mm	Diámetro del eje
D	50 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	8 mm	Ancho del sello

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Velocidad periférica	max. 5 m/s
Velocidad de giro	max. 3 900 r/min
Diferencial de presión	0,07 N/mm ²

Productos asociados

Manguito SKF Speedi-Sleeve	99084
----------------------------	-------



305-Z



Rodamiento rígido de bolas con ranuras de llenado y sellado integral

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con ranuras de sellado y placas de protección en uno o ambos lados admiten más bolas que los rodamientos rígidos de bolas estándares. Tienen un diseño sencillo, pero versátil, y son robustos en su funcionamiento, y requieren poco mantenimiento. Pueden admitir cargas radiales y axiales en ambos sentidos. Tienen una mayor capacidad de carga radial que los rodamientos correspondientes sin ranuras de llenado, pero tienen una capacidad de carga axial limitada debido a las ranuras de llenado. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento
- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Soportan cargas radiales más altas que los rodamientos correspondientes sin ranuras de llenado, con cargas axiales limitadas en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	25 mm
Diámetro exterior	62 mm
Ancho	17 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	22,9 kN
Capacidad de carga estática básica	15,6 kN
Velocidad de referencia	20 000 r/min
Velocidad límite	13 000 r/min

Propiedades

Ranuras de llenado	Con
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	DN
Material, rodamiento	Acero para rodamientos



Recubrimiento	Sin
Sellado	Placa de protección en un lado
Tipo de sellado	Sin contacto
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	25 mm	Diámetro interno
D	62 mm	Diámetro exterior
B	17 mm	Ancho
d ₁	= 36.6 mm	Diámetro del resalte
D ₂	= 52.7 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 1.1 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d ₁ min.	32 mm	Diámetro del resalte del eje
d ₂ max.	32.7 mm	Diámetro del resalte del eje
D ₁ max.	55 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a max.	1 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	22.9 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	15.6 kN
Carga límite de fatiga	P ₀	0.67 kN
Velocidad de referencia		20 000 r/min
Velocidad límite		13 000 r/min
Factor de carga mínima	k _v	0.05



Masa

Masa de rodamiento	0.24 kg
--------------------	---------

Clase de tolerancia

Tolerancias dimensionales	Normal
---------------------------	--------

Desviación radial	Normal
-------------------	--------



25X62X8 HMS5 RG



Radial shaft seal with rubber outside diameter and single sealing lip, for oil or grease

Radial shaft seals are used between rotating and stationary machine components, or between components in relative motion. HMS5 seals are designed with a rubber outside diameter. They have a conventional sealing lip made of elastomer with a garter spring to maintain the right radial load.

- High pumping rate
- With garter spring
- Accommodate misalignment

Overview

Dimensions

Shaft diameter	25 mm
Housing bore diameter	62 mm
Seal width	8 mm

Performance

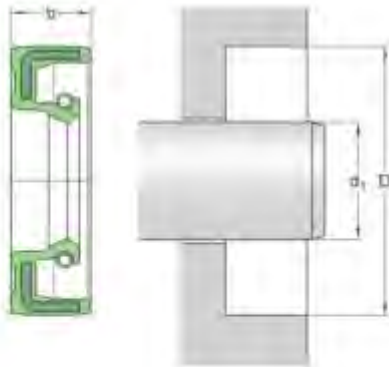
Maximum operating temperature	100 °C
Minimum operating temperature	-40 °C
Permissible circumferential speed	5,03 m/s
Rotational speed	≤ 840 r/min

Properties

Design	HMS5
Auxiliary lip	No
Sealing lip material	Nitrile rubber (NBR)
Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Unit system	Metric

Technical Specification

Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Lip material	Nitrile rubber (NBR)
Seal design	HMS5
Compliance with standard	ISO 6194, DIN 3760



Dimensions

d_1	25 mm	Shaft diameter
D	62 mm	Housing bore diameter
b	8 mm	Seal width

Application and operating conditions

Operating temperature	min. -40 °C
Operating temperature	max. 100 °C
Operating temperature, short periods	max. 120 °C
Circumferential speed	max. 5.03 m/s
Rotational speed	max. 3 840 r/min
Pressure differential	0.05 N/mm ²

Associated products

SKF Speedi-Sleeve	99098
-------------------	-------



30306



Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos están diseñados para admitir cargas radiales y axiales combinadas, y proporcionar una baja fricción durante el funcionamiento. El aro interior, con rodillos y jaula, puede montarse por separado del aro exterior. Estos componentes desmontables e intercambiables facilitan el montaje, el desmontaje y el mantenimiento. Al montar un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos contra otro y aplicar una precarga, se puede conseguir una aplicación de rodamiento rígida.

- Alta capacidad de carga radial y axial
- Soportan cargas axiales en un sentido
- Baja fricción y larga vida útil
- Componentes desmontables e intercambiables

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	30 mm
Diámetro exterior	72 mm
Ancho total	20.75 mm
Ancho del aro interior	19 mm
Ancho del aro exterior	16 mm
Ángulo de contacto	11.86°

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	69.2 kN
Capacidad de carga estática básica	56 kN
Velocidad de referencia	8 000 r/min
Velocidad límite	10 000 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Propiedades

Pieza del rodamiento	Rodamiento completo
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición del ángulo de contacto (rodamiento de dos hileras)	No aplica
Disposición ajustada	No
Recubrimiento	Sin



Sellado	Sim
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sim

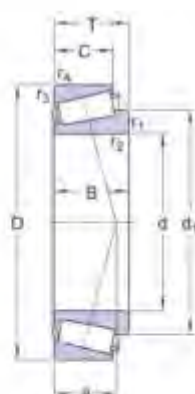
Especificación técnica

Clase de rendimiento SKF

SKF Explorer

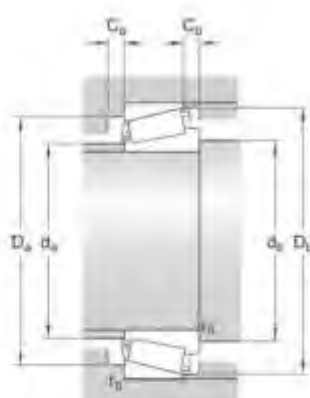
Serie de dimensiones

2FB



Dimensiones

d	30 mm	Diámetro interno
D	72 mm	Diámetro exterior
T	20,75 mm	Ancho total
d ₁	≈ 48,45 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	19 mm	Ancho del aro interior
C	16 mm	Ancho del aro exterior
r _{1,2}	min. 1,5 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
r _{3,4}	min. 1,5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	14,65 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión



Dimensiones de los resaltes

d ₁	max. 41 mm	Diámetro del resalte del eje
d ₂	min. 38 mm	Diámetro del resalte del eje
D ₁	min. 62 mm	Diámetro del resalte del soporte
D ₂	max. 64,5 mm	Diámetro del resalte del soporte
D ₃	min. 66 mm	Diámetro del resalte del soporte
C	min. 3	Ancho mínimo de espacio requerido en



mm	soporte en cara lateral grande
C_1 min. 4.5 mm	Ancho mínimo del espacio requerido en el soporte en la cara lateral pequeña
r_s max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del eje
r_o max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	69.2 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	56 kN
Carga límite de fatiga	P_0	6.4 kN
Velocidad de referencia		8 000 r/min
Velocidad límite		10 000 r/min
Valor límite	e	0.31
Factor de cálculo	γ	1.9
Factor de cálculo	γ_0	1.1

Masa

Masa	0.39 kg
------	---------



30X72X10 HMS5 RG



Radial shaft seal with rubber outside diameter and single sealing lip, for oil or grease

Radial shaft seals are used between rotating and stationary machine components, or between components in relative motion. HMS5 seals are designed with a rubber outside diameter. They have a conventional sealing lip made of elastomer with a garter spring to maintain the right radial load.

- High pumping rate
- With garter spring
- Accommodate misalignment

Overview

Dimensions

Shaft diameter	30 mm
Housing bore diameter	72 mm
Seal width	10 mm

Performance

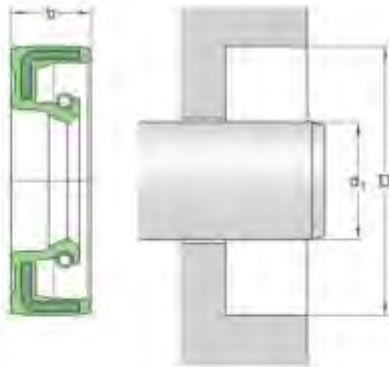
Maximum operating temperature	100 °C
Minimum operating temperature	-40 °C
Permissible circumferential speed	5.77 m/s
Rotational speed	≤ 660 r/min

Properties

Design	HMS5
Auxiliary lip	No
Sealing lip material	Nitrile rubber (NBR)
Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Unit system	Metric

Technical Specification

Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Lip material	Nitrile rubber (NBR)
Seal design	HMS5
Compliance with standard	ISO 6194, DIN 3760



Dimensions

d_1	30 mm	Shaft diameter
D	72 mm	Housing bore diameter
b	10 mm	Seal width

Application and operating conditions

Operating temperature	min. -40 °C
Operating temperature	max. 100 °C
Operating temperature, short periods	max. 120 °C
Circumferential speed	max. 5.77 m/s
Rotational speed	max. 3 660 r/min
Pressure differential	0.05 N/mm ²

Associated products

SKF Speedi-Sleeve	99114
-------------------	-------

51113



Rodamiento axial de bolas de simple efecto

Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto pueden admitir cargas axiales en un sentido. No deben ser sometidos a ninguna carga radial. Sus componentes desmontables facilitan el montaje/desmontaje y las inspecciones de mantenimiento. Muchos de los componentes son intercambiables. Las arandelas del eje tienen un agujero rectificad que permite un ajuste de interferencia.

- El diseño desmontable facilita el montaje/desmontaje y las inspecciones de mantenimiento
- Componentes intercambiables
- El agujero rectificad de las arandelas del eje permite un ajuste de interferencia

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	65 mm
Diámetro exterior	90 mm
Espesor	18 mm

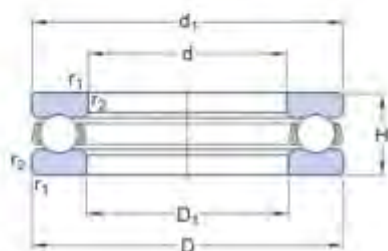
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	37,7 kN
Capacidad de carga estática básica	108 kN
Velocidad de referencia	3 400 r/min
Velocidad límite	4 800 r/min

Propiedades

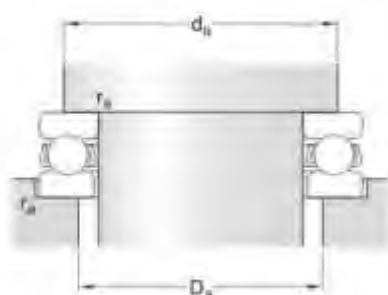
Capacidad de carga axial	De simple efecto
Cantidad de hileras	1
Jaula	Chapa metálica
Tipo de arandela del soporte	Planos
Clase de tolerancia	Normal
Material rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	65 mm	Diámetro Interno
D	90 mm	Diámetro exterior
H	18 mm	Altura
d_1	≈ 90 mm	Diámetro exterior de la arandela del eje
D_1	≈ 67 mm	Diámetro interior de la arandela del soporte
$r_{1,2}$	min. 1 mm	Dimensión del chaflán de la arandela



Dimensiones de los resaltes

d_s	min. 80 mm	Diámetro del resalte del eje
D_s	max. 75 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_s	max. 1 mm	Radio de acuerdo

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	37,7 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	108 kN
Carga límite de fatiga	P_L	4 kN
Velocidad de referencia		3 400 r/min
Velocidad límite		4 800 r/min
Factor de carga mínima	A	0,06



Masa

Masa de rodamiento (incluida la arandela del asiento, cuando corresponde)

0.33 kg



30213



Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos están diseñados para admitir cargas radiales y axiales combinadas, y proporcionar una baja fricción durante el funcionamiento. El aro interior, con rodillos y jaula, puede montarse por separado del aro exterior. Estos componentes desmontables e intercambiables facilitan el montaje, el desmontaje y el mantenimiento. Al montar un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos contra otro y aplicar una precarga, se puede conseguir una aplicación de rodamiento rígida.

- Alta capacidad de carga radial y axial
- Soportan cargas axiales en un sentido
- Baja fricción y larga vida útil
- Componentes desmontables e intercambiables

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	65 mm
Diámetro exterior	120 mm
Ancho total	24.75 mm
Ancho del aro interior	23 mm
Ancho del aro exterior	20 mm
Ángulo de contacto	15.109°

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	141 kN
Capacidad de carga estática básica	134 kN
Velocidad de referencia	4 500 r/min
Velocidad límite	5 600 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Propiedades

Pieza del rodamiento	Rodamiento completo
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición del ángulo de contacto (rodamiento de dos hileras)	No aplica
Disposición ajustada	No
Recubrimiento	Sin



Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica

Clase de rendimiento SKF

SKF Explorer

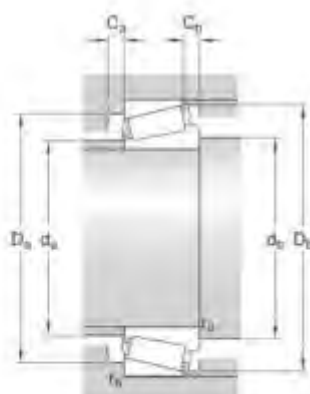
Serie de dimensiones

3EB



Dimensiones

d	65 mm	Diámetro interno
D	120 mm	Diámetro exterior
T	24,75 mm	Ancho total
d ₁	≈ 69 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	23 mm	Ancho del aro interior
C	20 mm	Ancho del aro exterior
r _{1,2}	min. 2 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
r _{3,4}	min. 1,5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	23,05 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión



Dimensiones de los resaltes

d _a	max. 78 mm	Diámetro del resalte del eje
d _b	min. 75,5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	min. 106 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _b	max. 111,5 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _c	min. 113 mm	Diámetro del resalte del soporte

C_a	min. 4 mm	Ancho mínimo de espacio requerido en soporte en cara lateral grande
C_b	min. 4,5 mm	Ancho mínimo del espacio requerido en el soporte en la cara lateral pequeña
r_a	max. 2 mm	Radio de acuerdo del eje
r_b	max. 1,5 mm	Radio de acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	141 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	134 kN
Carga límite de fatiga	P_U	16,3 kN
Velocidad de referencia		4 500 r/min
Velocidad límite		5 600 r/min
Valor límite	e	0,4
Factor de cálculo	γ	1,5
Factor de cálculo	γ_0	0,8

Masa

Masa	1,12 kg
------	---------



65X120X12 HMSA10 RG **SKF**

Sello radial del eje con diámetro exterior de caucho y labio de sello simple, para aceite o grasa, métrico

Los sellos radiales del eje se usan entre los componentes giratorios y fijos de la máquina, o entre componentes en un movimiento relativo. Los sellos HMSA10 están diseñados con un diámetro exterior de caucho. Tienen un labio de sello convencional de elastómero o termoplástico. Un muelle toroidal en el sello y un labio auxiliar no rozante optimizan el sellado contra el eje también en ambientes contaminados.

- Alta tasa de bombeo
- Mayor exclusión de la contaminación con el labio antipolvo
- Con muelle toroidal
- Admiten desalineación

Overview

Dimensiones

Diámetro del eje	65 mm
Diámetro del agujero del soporte	120 mm
Ancho nominal	12 mm

Rendimiento

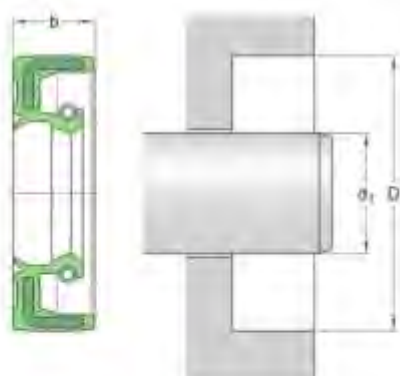
Maximum operating temperature	100 °C
Minimum operating temperature	-40 °C
Permissible circumferential speed	8,9 m/s
Rotational speed	2 640 r/min

Propiedades

Diseño	HMSA10
Labio auxiliar	Si
Material del labio de sello	Caucho de nitrilo (NBR)
Type of outside diameter	Reforzado con metal y caucho
Sistema de medición métrico/en pulgadas	Sistema métrico

Especificación técnica

Tipo de diámetro exterior	Reforzado con metal y caucho
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	HMSA10
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760



Dimensiones

d_1	65 mm	Diámetro del eje
D	120 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	12 mm	Ancho del sello

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento, periodos breves	max. 120 °C
Velocidad periférica	max. 8.9 m/s
Velocidad de giro	max. 2 640 r/min
Diferencial de presión	0.05 N/mm ²

Productos asociados

Manguito SKF Speedi-Sleeve	99254
----------------------------	-------



Pesas de gancho, acero inoxidable torneado

Clase M1 · Pesas de gancho

Material de la pesa de gancho: acero inoxidable torneado

Valor de peso	Tol +/- mg	Pesa de gancho		Estuche de plástico, acolchada		Certificado DAkkS	
		KERN	€	KERN	€	KERN	€
1 g	1,0	347-016	24,-	347-030-400	2,-	962-631	16,-
2 g	1,2	347-026	24,-	347-030-400	2,-	962-632	16,-
5 g	1,6	347-036	24,-	347-030-400	2,-	962-633	16,-
10 g	2,0	347-046	25,-	347-050-400	2,-	962-634	16,-
20 g	2,5	347-056	27,-	347-050-400	2,-	962-635	16,-
50 g	3,0	347-066	33,-	347-070-400	2,-	962-636	16,-
100 g	5,0	347-076	35,-	347-090-400	3,-	962-637	18,-
200 g	10,0	347-086	41,-	347-090-400	3,-	962-638	18,-
500 g	25,0	347-096	78,-	347-110-400	3,80	962-639	18,-
1 kg	50,0	347-116	107,-	347-120-400	5,-	962-641	18,-
2 kg	100,0	347-126	176,-	347-130-400	11,-	962-642	19,-
5 kg	250,0	347-136	346,-	347-140-400	16,-	962-643	19,-
10 kg	500,0	347-146	570,-	-	-	962-644	19,-

Alambre - Cuerda piano / Inoxidable 302 /Inoxidable 316

(C) ROTLLES DE FILFERRO (GB) WIREROLLS (F) ROULEAUX DE FIL DE FER (D) DRAHTROLLEN

Se denomina alambre atado tipo de hilo delgado, que se obtiene por estiramiento de los diferentes metales de acuerdo con la propiedad de ductibilidad que pueden los mismos.

Familia: 47

Norma: EN 10270 SH / DIN 14310

Material: Acero material importación RB1 - Cuerda piano / Acero inox Aisi 302

Acabado: Crudo industrial

Descripción: Alambre acero / Alambre acero inox

Medidas: Ver tabla

Envasado: Rollo plastificado por unidad / rollo por unidad

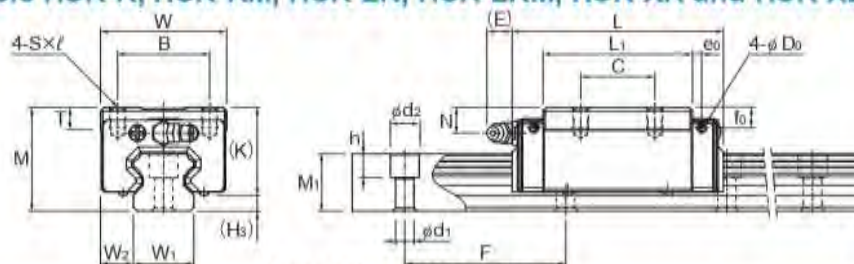
Aplicación: Realización de piezas de alambre, alfarería, etc.

Observaciones: También podemos suministrar grandes rollos. Solicite presupuesto



Cuerda piano				Inox 302		Inox 316		Cuerda piano				Inox 302		Inox 316			
De Hilo (mm)	Peso gr.	Metros rollo	Ref. Acero	€	Ref. 302	€	Ref. 316	€	Hilo (mm)	Peso gr.	Metros rollo	Ref. Acero	€	Ref. 302	€	Ref. 316	€
0,20	100	400	4711020	-	-	-	-	-	1,00	500	80	4731100	-	4733100	-	4760510	-
0,25	100	250	4711025	-	-	-	-	-	1,10	500	65	4731110	-	-	-	-	-
0,30	100	180	4711030	-	-	-	-	-	1,20	500	55	4731120	-	4733120	-	4760512	-
0,30	250	450	4721030	-	-	-	-	-	1,30	500	45	4731130	-	4733130	-	4760513	-
0,40	100	100	4711040	-	-	-	-	-	1,40	500	40	4731140	-	4733140	-	4760514	-
0,40	250	255	4721040	-	-	-	-	-	1,50	1000	70	4741150	-	4743150	-	4761015	-
0,50	100	65	4711050	-	4713050	-	4760105	-	1,60	1000	62	4741160	-	4743160	-	4761016	-
0,50	500	320	4731050	-	4733050	-	4760106	-	1,70	1000	55	4741170	-	4743170	-	4761017	-
0,60	100	45	4711060	-	4713060	-	4760107	-	1,80	1000	50	4741180	-	4743180	-	4761018	-
0,60	500	225	4731060	-	4733060	-	4760505	-	1,90	1000	44	4741190	-	-	-	-	-
0,70	100	32	4711070	-	4713070	-	4760506	-	2,00	1000	40	4741200	-	4743200	-	4761020	-
0,70	500	165	4731070	-	4733070	-	4760507	-	2,50	1000	25	4741250	-	4743250	-	4761025	-
0,80	100	25	4711080	-	-	-	-	-	3,00	1000	18	4741300	-	4743300	-	4761030	-
0,80	500	125	4731080	-	4733080	-	4760508	-	3,50	2000	26	4751350	-	4753350	-	4762035	-
0,90	100	20	4711090	-	-	-	-	-	4,00	2000	20	4751400	-	4753400	-	4762040	-
0,90	500	100	4731090	-	4733090	-	4760509	-	4,00	5000	50	4761400	-	4763400	-	4765040	-
1,00	100	16	4711100	-	-	-	-	-	5,00	5000	32	4761500	-	4763500	-	4765050	-

Models HSR-R, HSR-RM, HSR-LR, HSR-LRM, HSR-XR and HSR-XLR



Models HSR15 to 35R/LR/RM/LRM

Model No.	Outer dimensions			LM block dimensions										Pilot hole for side nipple			
	Height	Width	Length	B	C	S×ℓ	L ₁	T	K	N	E	Grease nipple	e ₀	f ₀	D ₀	H ₁	
	M	W	L														
HSR 15R HSR 15RM	28	34	56.6	26	26	M4×5	38.8	6	23.3	8.3	5.5	PB1021B	3.2	7.9	3	4.7	
HSR 15LR HSR 15LRM	28	34	74.6	26	34	M4×5	56.8	6	23.3	8.3	5.5	PB1021B	3.2	7.9	3	4.7	
HSR 20R HSR 20RM	30	44	74	32	36	M5×6	50.8	8	26	5	12	B-M6F	3.1	3.4	3	4	
HSR 20LR HSR 20LRM	30	44	90	32	50	M5×6	66.8	8	26	5	12	B-M6F	3.1	3.4	3	4	
HSR 25R HSR 25RM	40	48	83.1	35	35	M6×8	59.5	9	34.5	10	12	B-M6F	3.5	8	3	5.5	
HSR 25LR HSR 25LRM	40	48	102.2	35	50	M6×8	78.6	9	34.5	10	12	B-M6F	3.5	8	3	5.5	
HSR 30R HSR 30RM	45	60	98	40	40	M8×10	70.4	9	38	10	12	B-M6F	5.2	9.2	5.2	7	
HSR 30LR HSR 30LRM	45	60	120.6	40	60	M8×10	93	9	38	10	12	B-M6F	5.2	9.2	5.2	7	
HSR 35R HSR 35RM	55	70	109.4	50	50	M8×12	80.4	11.7	47.5	15	12	B-M6F	5.5	12.6	5.2	7.5	
HSR 35LR HSR 35LRM	55	70	134.8	50	72	M8×12	105.8	11.7	47.5	15	12	B-M6F	5.5	12.6	5.2	7.5	
HSR 45R HSR 45LR	70	86	139 170.8	60	60 80	M10×17	98 129.8	15	60	20	16	B-PT1/8	6.1	16.8	5.2	10	
HSR 55R HSR 55LR	80	100	163 201.1	75	75 95	M12×18	118 156.1	20.5	67	21	16	B-PT1/8	5.6	17.7	5.2	13	
HSR 65XR HSR 65XLR	90	126	190.5 250	76	70 120	M16×20	138.5 198	23	76	19	16	B-PT1/8	6.8	14.6	5.2	14	
HSR 65R HSR 65LR	90	126	186 245.5	76	70 120	M16×20	147 206.5	23	76	19	16	B-PT1/8	—	—	—	14	
HSR 85R HSR 85LR	110	156	245.6 303	100	80 140	M18×25	178.6 236	29	94	23	16	B-PT1/8	—	—	—	16	

Model number coding

HSR35 R 2 QZ SS C0 M +1400L P T M -II

Model number	Type of LM block	With QZ Lubricator	Contamination protection accessory symbol (*1)	Stainless steel LM block	LM rail length (in mm)	Stainless steel LM rail	Symbol for LM rail jointed use	Symbol for No. of rails used on the same plane (*4)
	No. of LM blocks used on the same rail		Radial clearance symbol (*2) Normal (No symbol) Light preload (C1) Medium preload (C0)			Accuracy symbol (*3) Normal grade (No Symbol)/High accuracy grade (H) Precision grade (P)/Super precision grade (SP) Ultra precision grade (UP)		

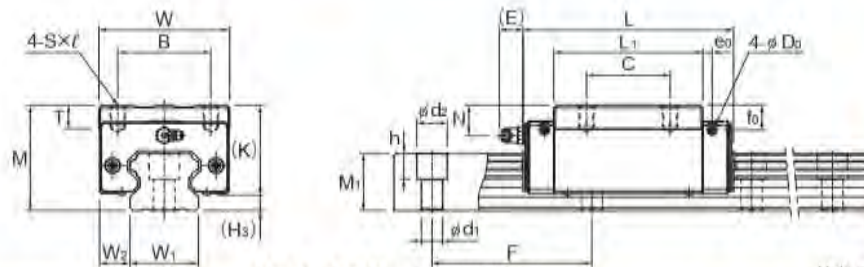
(*1) See contamination protection accessory on [A1-524](#) (*2) See [A1-73](#) (*3) See [A1-76](#) (*4) See [A1-13](#)

Note) This model number indicates that a single-rail unit constitutes one set. (i.e., required number of sets when 2 rails are used in parallel is 2 at a minimum.) Those models equipped with QZ Lubricator cannot have a grease nipple. When desiring a grease nipple for a model attached with QZ, contact THK.



Download data by searching for the corresponding trade name on the Technical Support site.

<https://tech.thk.com>



Models HSR45 to 85R/LR/XR/XLR

Unit: mm

	LM rail dimensions						Basic rating		Static permissible moment kN·m [*]					Mass	
	Width W ₁ ±0.05	W ₂	Height M ₁	Pitch F	Length ^{**} d ₁ × d ₂ × h	Max	C kN	C _v kN	M ₀		M ₁		M ₂	LM block kg	LM rail kg/m
									1 block	Double blocks	1 block	Double blocks	1 block		
	15	9.5	15	60	4.5 × 7.5 × 5.3	3000 (1240)	10.9	15.7	0.0945	0.527	0.0945	0.527	0.0998	0.18	1.5
	15	9.5	15	60	4.5 × 7.5 × 5.3	3000 (1240)	14.2	22.9	0.194	0.984	0.194	0.984	0.145	0.26	1.5
	20	12	18	60	6 × 9.5 × 8.5	3000 (1480)	19.8	27.4	0.218	1.2	0.218	1.2	0.235	0.25	2.3
	20	12	18	60	6 × 9.5 × 8.5	3000 (1480)	23.9	35.8	0.363	1.87	0.363	1.87	0.307	0.35	2.3
	23	12.5	22	60	7 × 11 × 9	3000 (2020)	27.6	36.4	0.324	1.8	0.324	1.8	0.366	0.54	3.3
	23	12.5	22	60	7 × 11 × 9	3000 (2020)	35.2	51.6	0.627	3.04	0.627	3.04	0.518	0.67	3.3
	28	16	26	80	9 × 14 × 12	3000 (2520)	40.5	53.7	0.599	3.1	0.599	3.1	0.652	0.9	4.8
	28	16	26	80	9 × 14 × 12	3000 (2520)	48.9	70.2	0.995	4.89	0.995	4.89	0.852	1.1	4.8
	34	18	29	80	9 × 14 × 12	3000 (2520)	53.9	70.2	0.895	4.51	0.895	4.51	1.05	1.5	6.6
	34	18	29	80	9 × 14 × 12	3000 (2520)	65	91.7	1.49	7.13	1.49	7.13	1.37	2	6.6
	45	20.5	38	105	14 × 20 × 17	3090	82.2 100	101 135	1.5 2.59	8.37 13.4	1.5 2.59	8.37 13.4	1.94 2.6	2.6 3.1	11
	53	23.5	44	120	16 × 23 × 20	3060	121 148	146 194	2.6 4.46	14.1 22.7	2.6 4.46	14.1 22.7	3.43 4.56	4.3 5.4	15.1
	63	31.5	53	150	18 × 26 × 22	3000	195 249	228 323	5.08 9.81	25 45.6	5.08 9.81	25 45.6	6.2 8.79	7.3 9.7	22.5 22.5
	63	31.5	53	150	18 × 26 × 22	3000	195 249	228 323	5.08 9.81	25 45.6	5.08 9.81	25 45.6	6.2 8.79	7.3 9.3	22.5
	85	35.5	65	180	24 × 35 × 28	3000	304 367	355 464	10.2 16.9	51.2 81	10.2 16.9	51.2 81	12.8 16.7	13 16	35.2

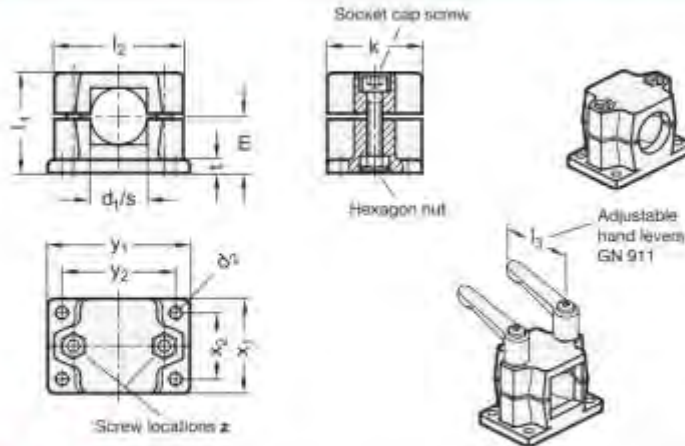
Note) The maximum length under "Length**" indicates the standard maximum length of an LM rail. (See **A1-206**.)
 * 1 block: the static permissible moment with one LM block.
 Double blocks: static permissible moment when two LM blocks are in close contact with each other.
 The overall block lengths (L) in the dimension table are for when the contamination protection accessory symbol is UU or SS.
 The overall block length (L) will increase if another contamination protection accessory or lubricator is attached.
 (See **A1-499** or **A1-520**.)
 An "M" in the model number indicates the material of the LM block, LM rail, or balls are stainless steel.
 Stainless steel products have superior corrosion resistance and environmental resistance.
 *The diagram shows the side nipple pilot holes for when a grease nipple is desired for a product with LaCS or a QZ Lubricator.
 In all other cases, the side nipple pilot holes will not be through holes.
 Consult with THK if you desire drilling for grease nipple mounting.

Options ⇒ **A1-485**

THK **A1-193**

GN 147 Flanged Connector Clamps

Aluminum, Split Assembly, with 4 Mounting Holes



Identification no.
2 With 2 stainless steel socket cap screws DIN 912

d₁ Bore	s Square	d₂	k Clamping length	l₁	l₂	m	t	x₁	x₂	y₁	y₂	z Screw locations	Accessory Recom. hand lever GN 911 for z
B 20	V 20	6,5	50	53	88	30	7	50	35	75	60	M8-35	63 78
B 25	V 25	6,5	50	53	88	30	7	50	35	75	60	M8-35	63 78
B 30	V 30	6,5	50	53	88	30	7	50	35	75	60	M8-35	63 78
B 40	V 40	11	76	81,5	98	46,5	14	76	50	115	90	M10-60	78 92
B 42	-	11	76	81,5	98	46,5	14	76	50	115	90	M10-60	78 92
B 45	V 45	11	76	81,5	98	46,5	14	76	50	115	90	M10-60	78 92
B 48	-	11	76	81,5	98	46,5	14	76	50	115	90	M10-60	78 92
B 50	V 50	11	76	81,5	98	46,5	14	76	50	115	90	M10-60	78 92

Specification

- Aluminum
 - Powder coated
 - Black, RAL 9005, textured finish
 - Plain, matte shot-blasted
- Socket cap screws DIN 912
 - Stainless steel AISI 304
- Hexagon nuts DIN 985
 - Stainless steel AISI 304
 - Self-locking via polyamide ring
- Stainless Steel Characteristics → Page 2166
- RoHS



Accessory

- Adjustable Hand Levers GN 911 → Page 1784

Information

The clamping bore of flanged connector clamps GN 147 is not machined and designed for construction tubes mGN 990 or DIN 2391, DIN 2395 and DIN 2462.

The versions with square bores are also suitable for use with **profile systems**.

At the screw locations **z**, the socket cap screws reduce the bore cross-section for clamping.

For clamping without tools, the socket cap screws can be replaced by the adjustable hand levers GN 911 listed in the table as accessories.

see also...

- Product Family Standard Parts for Profile Systems → Page 18
- Construction Tubes GN 990 → Page 1835
- Linear Actuator Connectors GN 147.1 → Page 1980

How to order

GN 147-B25-2-SW

- 1 d₁ (B)
- 2 Identification no.
- 3 Finish

K KEMMLER®

Präzisionswerkzeuge

ER-Collet ER16 | 426E | < 15µm | Ø 10 - 9



10,00 € *

* Prices excl. legal value added tax plus shipping costs!

Brand: Kemmler GmbH
Order no.: 426E-10

Application:

For mounting straight-shank tools in collet chucks DIN 6489

Note:

High flexibility. Large holding capacity up to -1 mm

Article properties

SEAL:	16in
ADINTMS:	ER.collet ISO10897 (DIN6388) - ER16
ADINTWS:	Cylindrical clamping - metric
BD:	17
DCONWS:	10 - 9,6
OAL:	27
Rundlaufgenauigkeit:	< 15µm

KEMMLER®

Präzisionswerkzeuge

Clamping nut ER 16 | 1-10 | balanced



23,00 € *

* Prices excl. legal value added tax plus shipping costs

Brand: Kemmler GmbH
Order no.: 110.02.10

Application:

All collets with outside form DIN 6499 (ISO 15488) can be clamped.

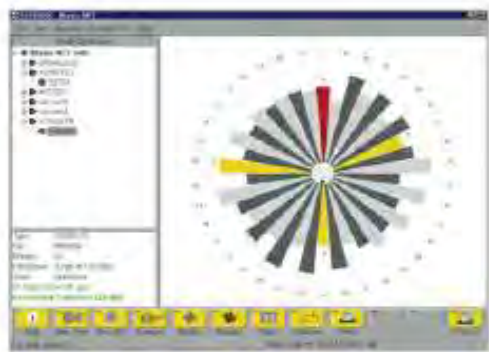
Article properties

DCONWS:	1 - 10
DLN:	32
HLN:	17,5
THSZMS:	M22 x 1,5
TQX:	50
Typ:	426E ER 16
Ausführung:	ISO 15488

EQUIPOS PARA ENSAYO DE MATERIALES DE FATIGA SHENCK



With multi-axis equipment, the axial and tangential moments can also be measured. This is especially necessary for wide chord, heavy blades. With the universal scale only the radial moment is determined.



If the mass distribution of the blades is known, the blades can be installed on the turbine disc in a sequence that will result in the fastest possible residual imbalance. This may be owing to a slight thin, even in standard applications, and in particular when the uniformity of the discs is to be compensated for by the installation of stamped blades of mass and radial moment processing are completed suitably, efficiently and cost-effectively by the blade optimization program BUILD file. This runs on an IBM-compatible PC, directly connected to the relevant weighing scale for multi-axis evaluation. BUILD file is available.



The central element of the Schenck Rotec moment weighing scale is a solid, horizontal beam mounted friction-free on knife-edges. With a blade mounted on the circular flange, the moment is determined by a precision balance and the lever-arm. In the case of universal scales, the important radial moment is determined. A digital readout device and display instrument ensures a broad measurement range along with high display sensitivity.



1. Moment weight indicator
2. Adapter and knife wheel
3. Measuring device

Plan view: www.schenck.net/rotec

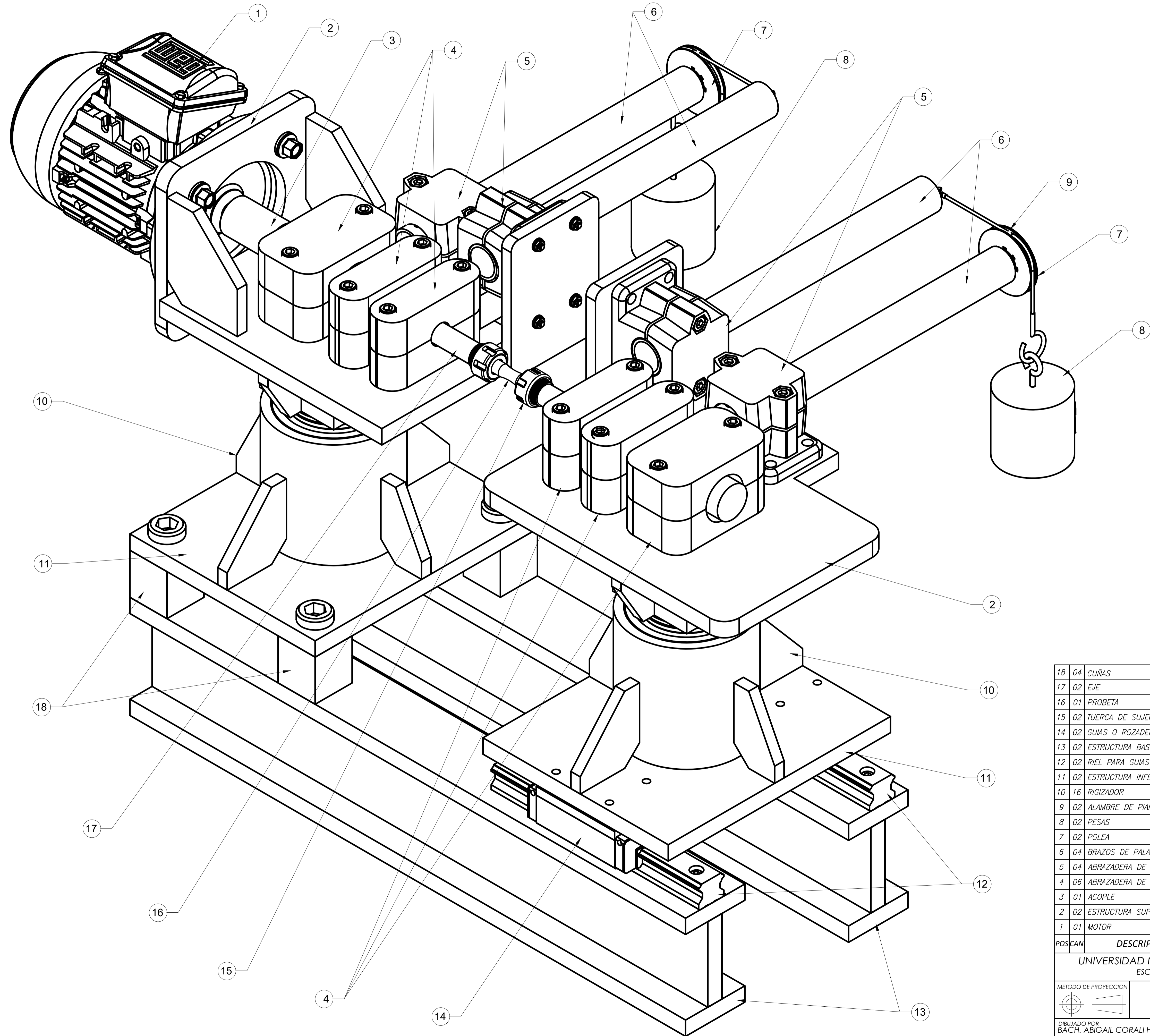


Schenck Rotec GmbH
Landswehrstrasse 55
D-64293 Darmstadt

Telefon (0 61 51) 32 23 11
Telefax (0 61 51) 32 23 15

<http://www.schenck-rotec.de>
E-Mail: rotec@schcnck.net

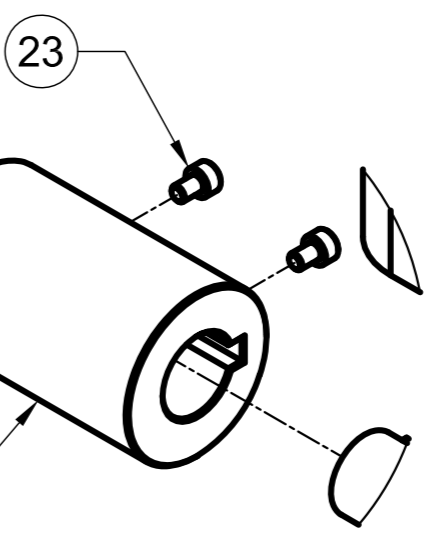
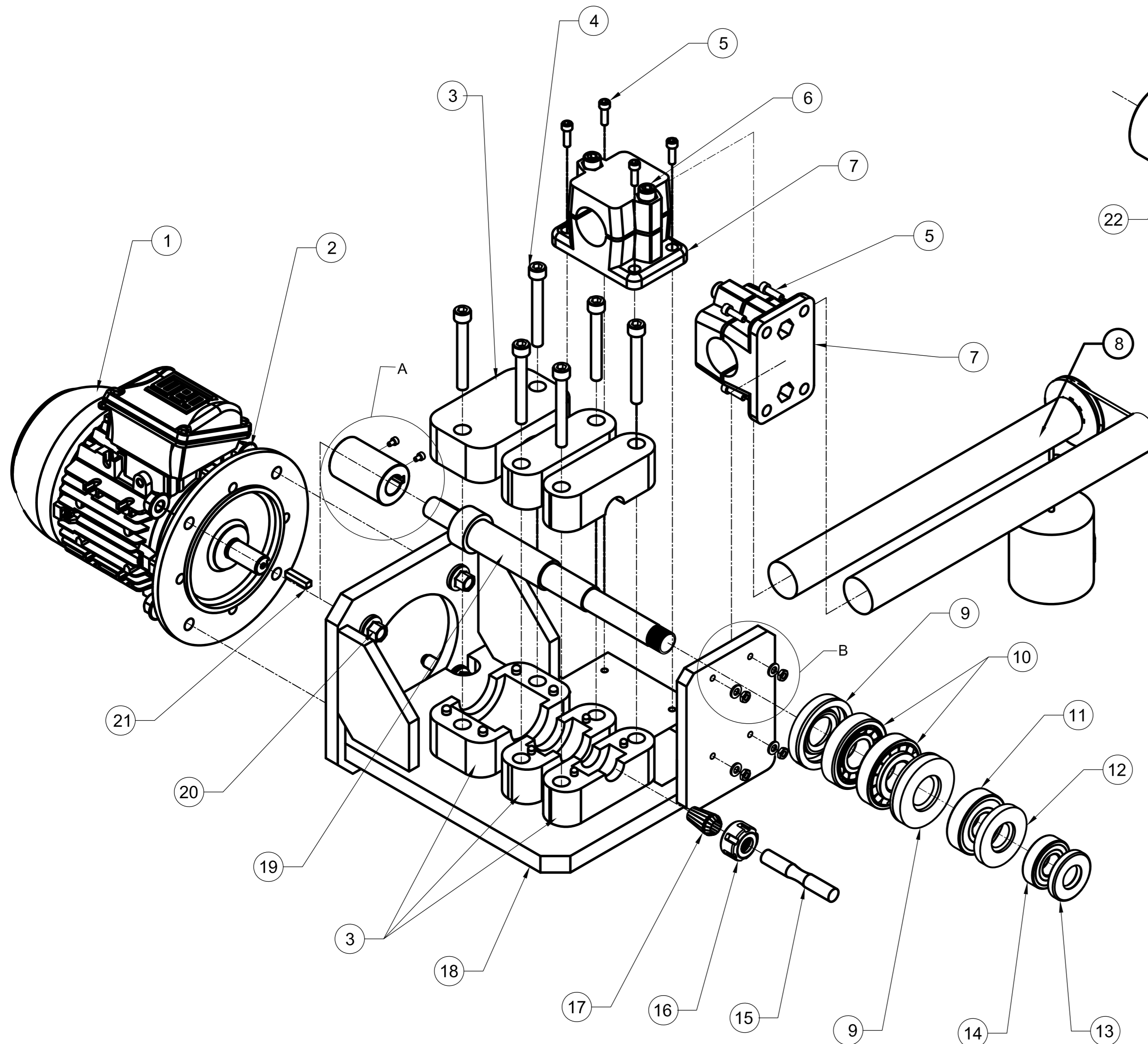
ANEXO 4: Planos



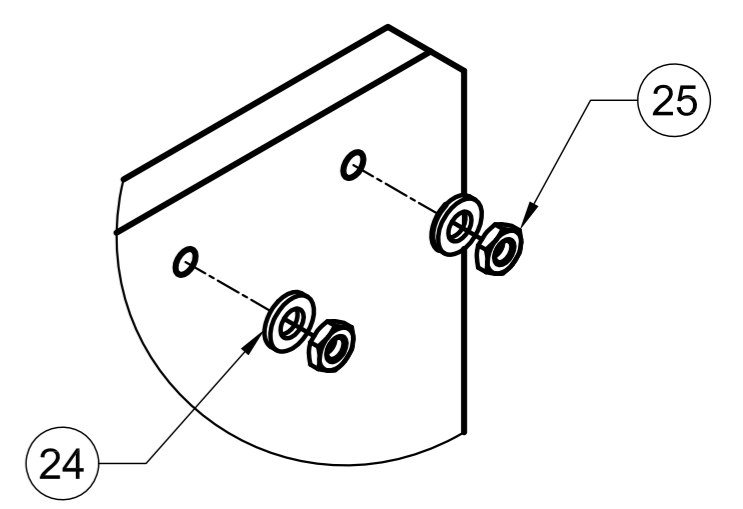
18	04	CUÑAS	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
17	02	EJE	---	CK45	---
16	01	PROBETA	---	41Cr4	---
15	02	TUERCA DE SUJECION	DIN 6499	ER 16 M19X1	KEMMLER
14	02	GUIAS O ROZADERAS	---	HSR35 LR 2 QZ SS	THK
13	02	ESTRUCTURA BASE	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
12	02	RIEL PARA GUIAS	---	HSR35 LR 2 QZ SS	THK
11	02	ESTRUCTURA INFERIOR	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
10	16	RIGIZADOR	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
9	02	ALAMBRE DE PIANO	DIN 14310	INOXIDABLE 302	SMEFOBO
8	02	PESAS	---	CLASE M1	KERN
7	02	POLEA	---	25358	DOCO
6	04	BRAZOS DE PALANCA Y PESA	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
5	04	ABRAZADERA DE PALANCA	DIN 2391	GN 147 B40 2 SW	GANTER
4	06	ABRAZADERA DE EJE	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
3	01	ACOPLE	---	MSCC-20-20-SS	RULAND
2	02	ESTRUCTURA SUPERIOR	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
1	01	MOTOR	---	W22-80 BRIDA FF	WEG
POSICAN		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL O MODELO	OBS.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION	EMSAMBLE GENERAL DEL BANCO DE PRUEBAS	ESCALA	1:2
DIBUJADO POR	BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA	FECHA	11/10/2023
REVISADO POR	Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA	FECHA REVISION	16/10/2023
		FORMATO	A1
		HOJA	01



DETALLE A
ESCALA 2:1

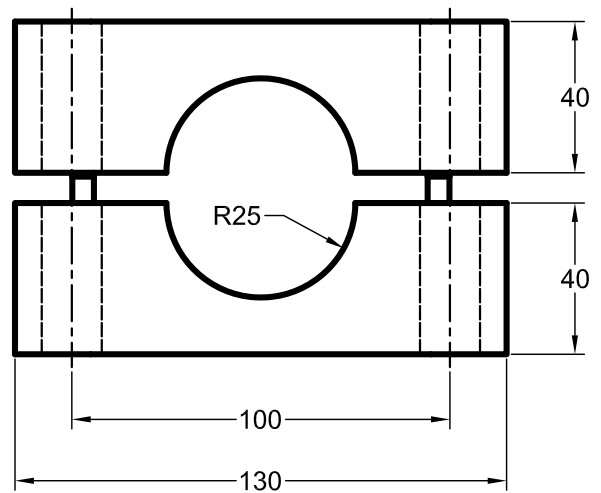
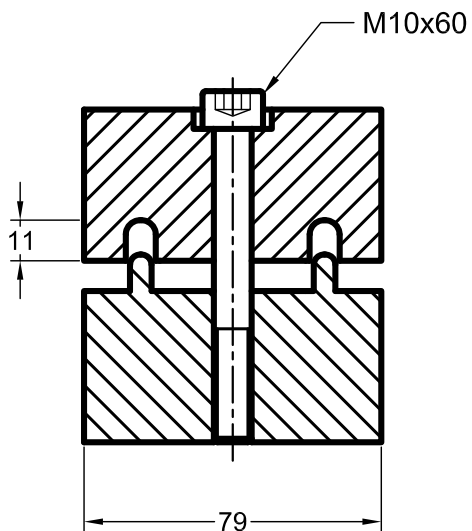
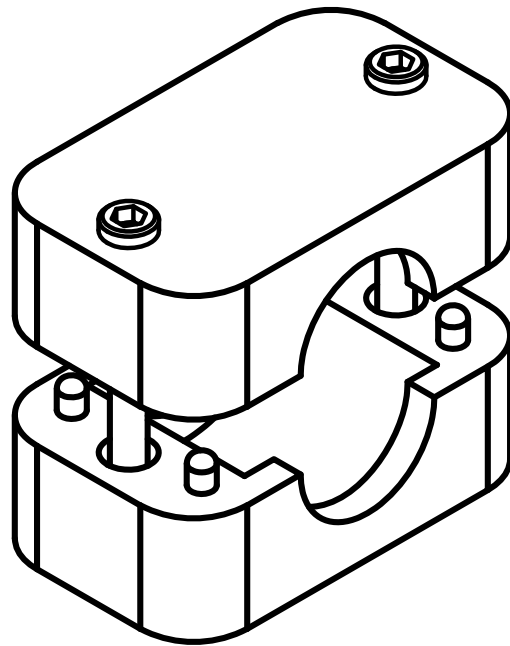
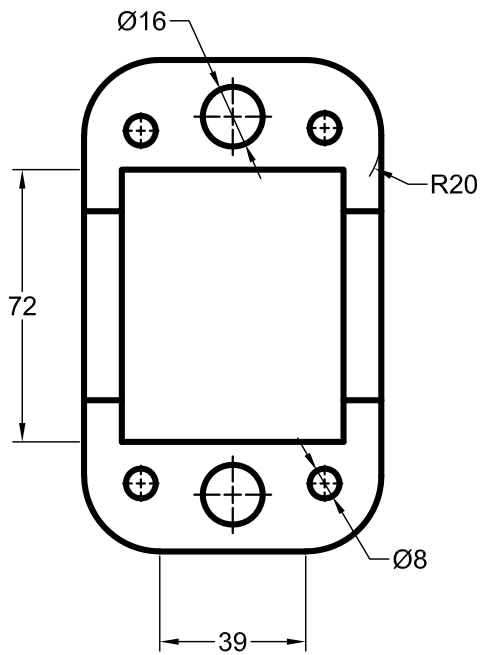


DETALLE B
ESCALA 2:1

25	04	TUERCA M6X1	DIN 934	Ck 15	---
24	04	VOLANDA M6	DIN 125	Acero ASTM A36	---
23	02	PERNO M6X5	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
22	01	ACOPLE	---	MSSC-20-20-SS	RULAND
21	01	CHAVETA	---	ST 60	---
20	04	PERNO M12X45	DIN 933	Ck 15 Grado 8.8	---
19	01	EJE	---	CK45	---
18	01	ESTRUCTURA SUPERIOR	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
17	01	PINZA DE SUJECIÓN	DIN 6499	ER 16 $\phi 1 - \phi 10$	KEMMLER
16	01	TUERCA DE SUJECIÓN	DIN 6499	ER 16 M19X1	KEMMLER
15	01	PROBETA	---	41Cr4	---
14	01	RODAMIENTO DE BOLAS	---	62/22	SKF
13	01	SELLO DE ROD. DE BOLAS	---	22X50X8 CRW1 R	SKF
12	01	SELLO DE ROD. DE BOLAS	DIN 3760	25X62X8 HMS5 RG	SKF
11	01	RODAMIENTO DE BOLAS	---	305-Z	SKF
10	02	RODAMIENTO CONICO	---	30306	SKF
9	02	SELLO DE ROD. CONICO	DIN 3760	30X72X10 HMS5 RG	SKF
8	01	BRAZO DE PALANCA Y PESA	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
7	02	ABRAZADERA DE CONECTOR	DIN 2391	GN 147 B40 2 SW	GANTER
6	04	PERNO ALLEN M10X60	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
5	08	PERNO ALLEN M6X20	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
4	06	PERNO ALLEN M10X80	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
3	06	ABRAZADERA DE EJE	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
2	04	TUERCA M12X1.75	DIN 6923	Acero ASTM A36	---
1	01	MOTOR	---	W22-80 BRIDA FF	WEG
POSCAN		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL O MODELO	OBS.

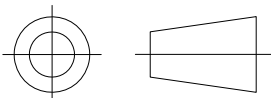
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION	ENSAMBLE CABEZAL PRINCIPAL PARTE SUPERIOR	ESCALA 1:8
DIBUJADO POR BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA	FECHA 11/10/2023	FORMATO A2
REVISADO POR Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA	FECHA REVISION 16/10/2023	HOJA 01-01



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



ABRAZADERA DE EJE TIPO 1

ESCALA

1:2

DIBUJADO POR
 BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA

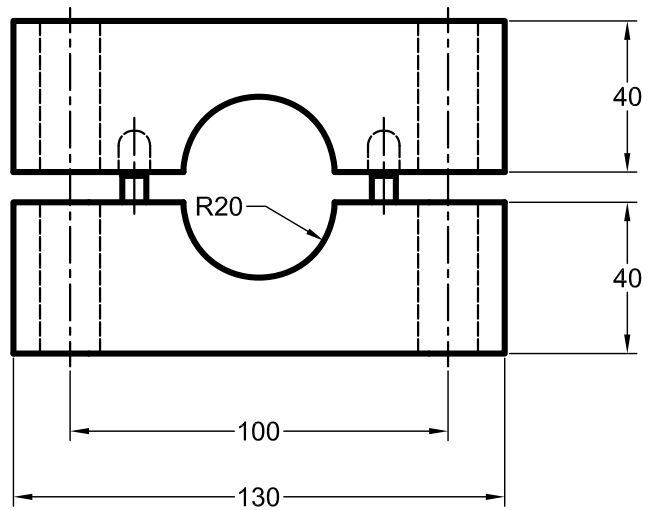
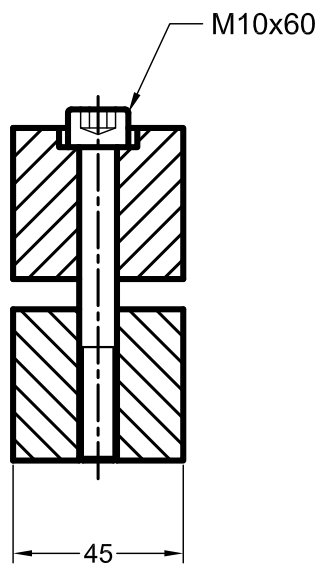
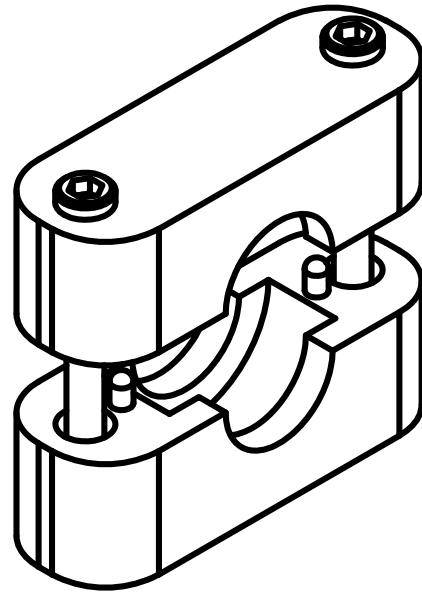
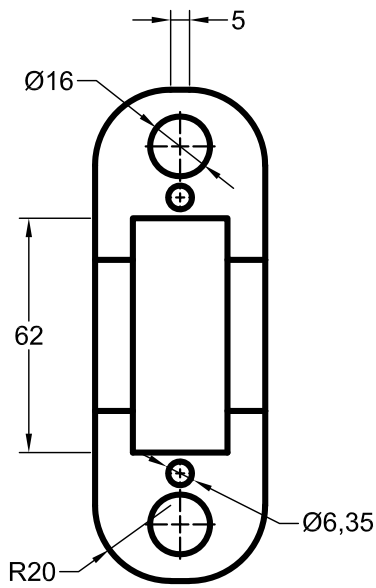
FECHA
 11/10/2023

FORMATO
 A4

REVISADO POR
 Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA

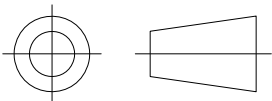
FECHA REVISION
 16/10/2023

HOJA
 01-01-01



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



ABRAZADERA DE EJE TIPO 2

ESCALA

1:2

DIBUJADO POR
 BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA

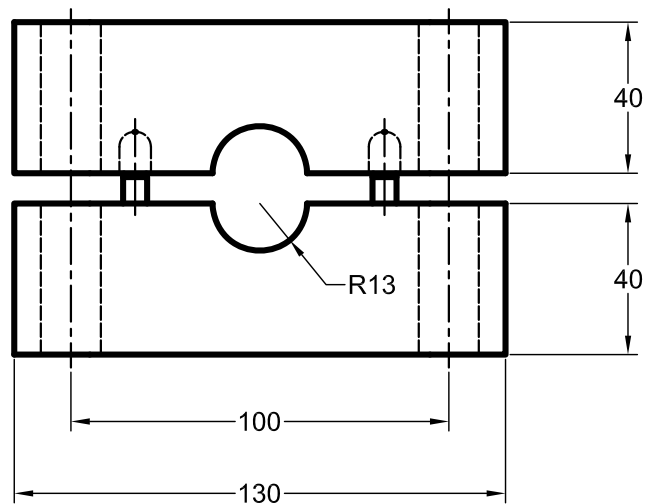
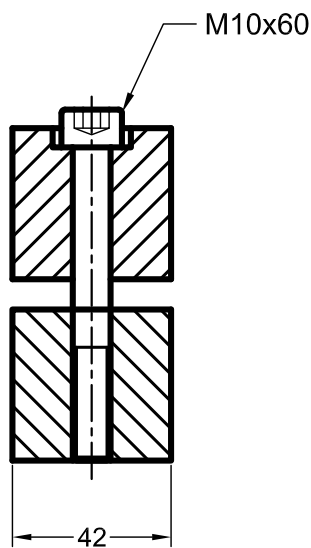
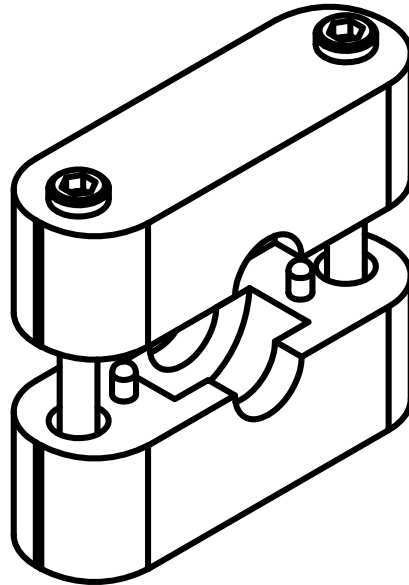
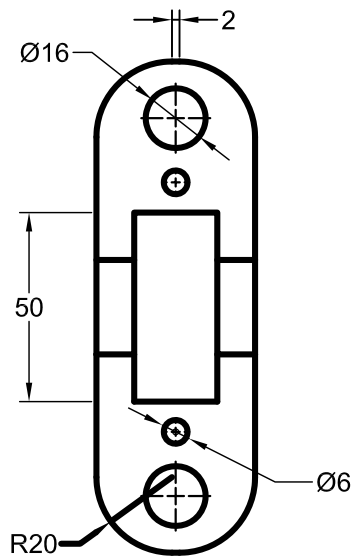
FECHA
 11/10/2023

FORMATO
 A4

REVISADO POR
 Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA

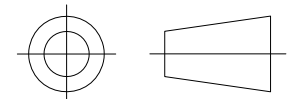
FECHA REVISION
 16/10/2023

HOJA
 01-01-02



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



ABRAZADERA DE EJE TIPO 3

ESCALA

1:2

DIBUJADO POR
 BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA

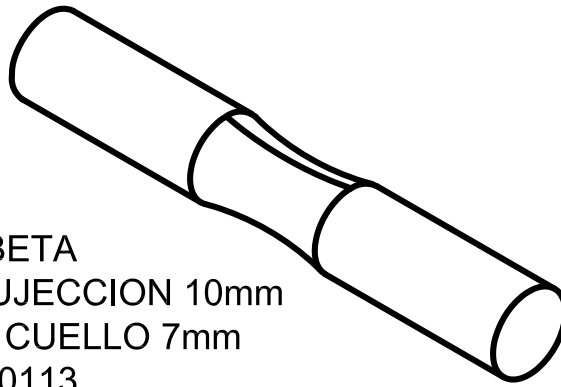
FECHA
 11/10/2023

FORMATO
 A4

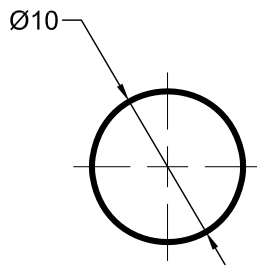
REVISADO POR
 Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA

FECHA REVISION
 16/10/2023

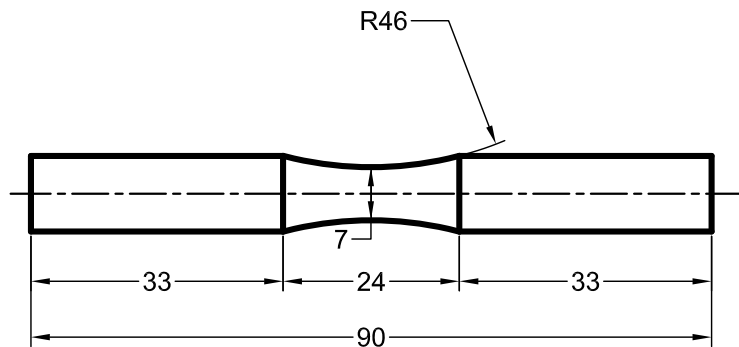
HOJA
 01-01-03



PROBETA
 DIAMETRO DE SUJECCION 10mm
 DIAMETRO DE CUELLO 7mm
 DIN 50113

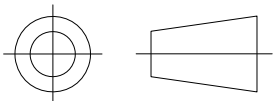


ESCALA 2:1



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



PROBETA

ESCALA

1:1

DIBUJADO POR
 BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA

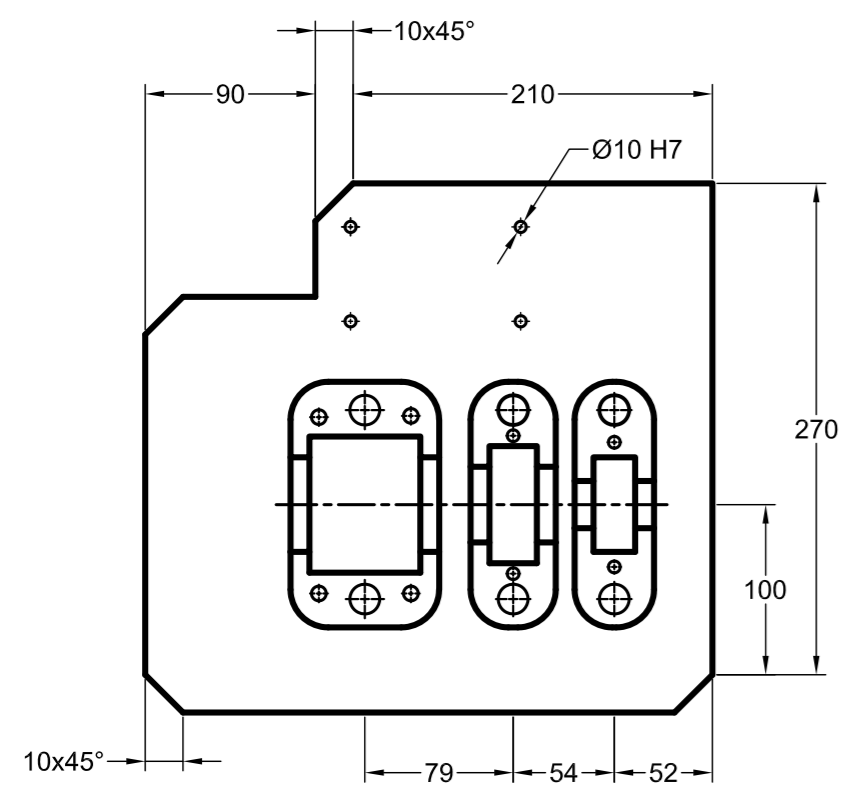
FECHA
 11/10/2023

FORMATO
 A4

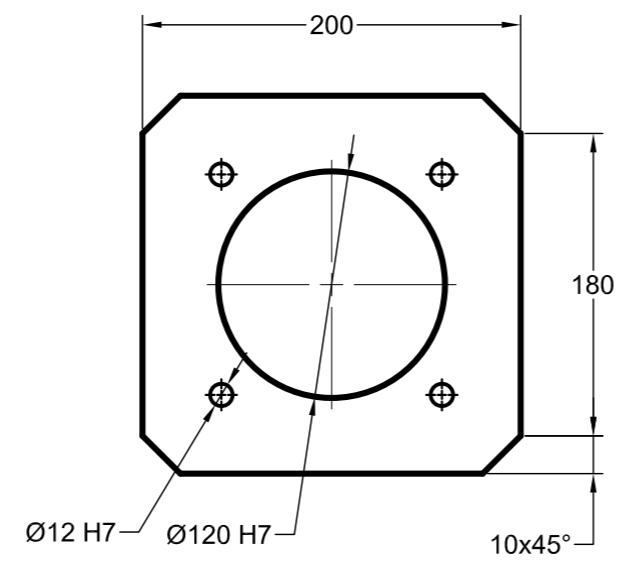
REVISADO POR
 Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA

FECHA REVISION
 16/10/2023

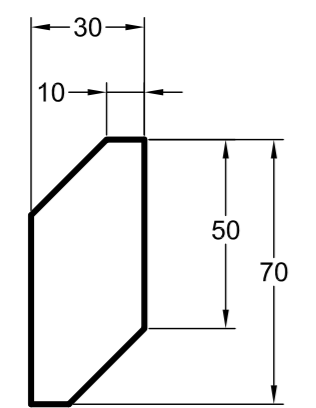
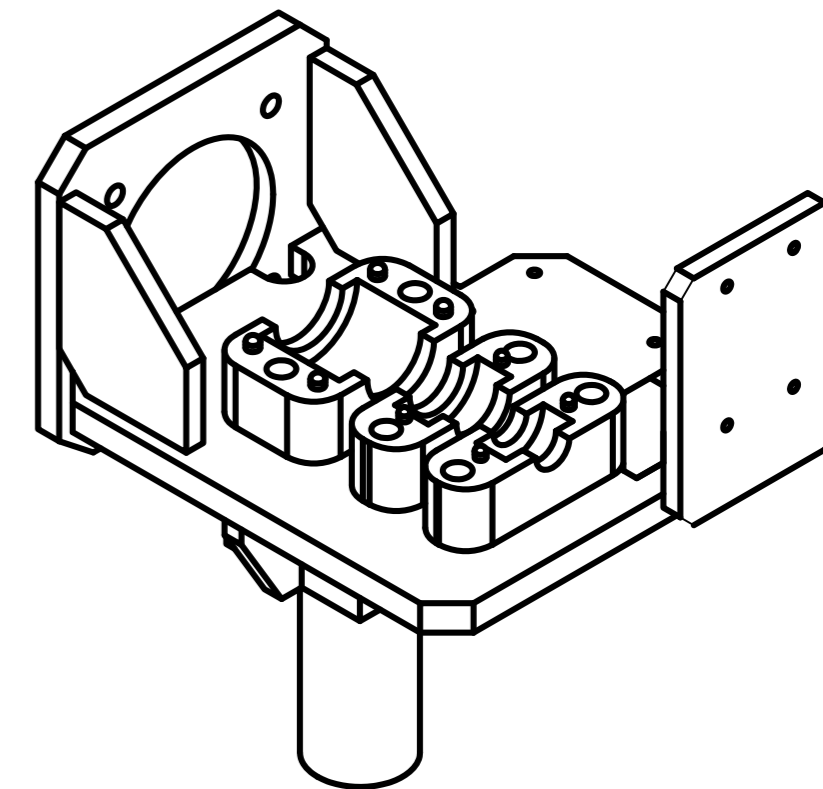
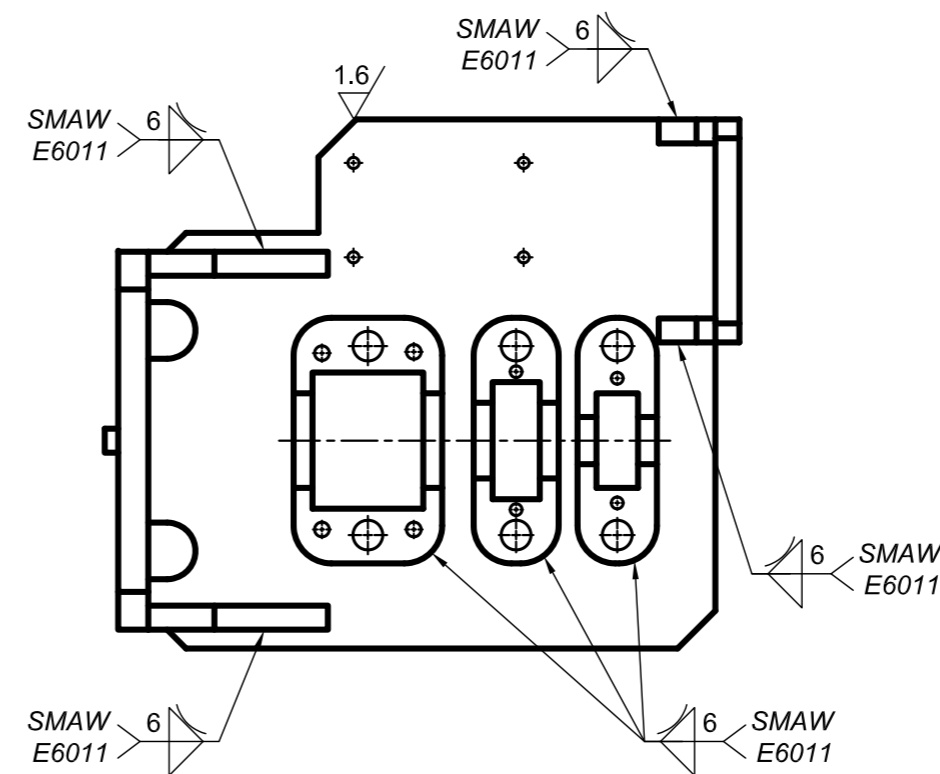
HOJA
 01-01-04



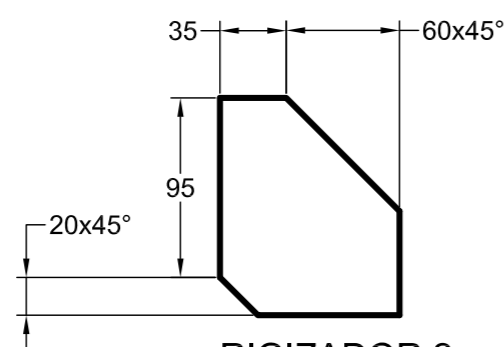
ESPESOR 19 mm



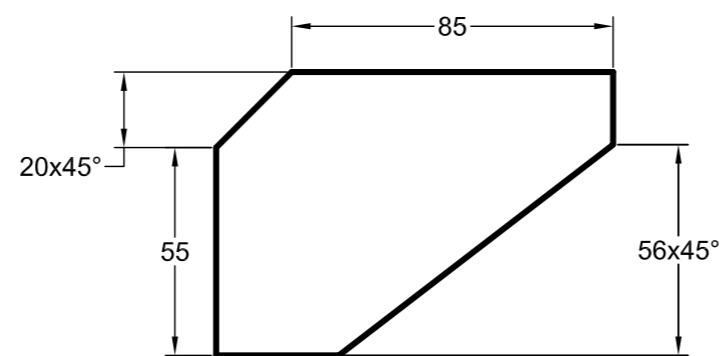
ESPESOR 16 mm



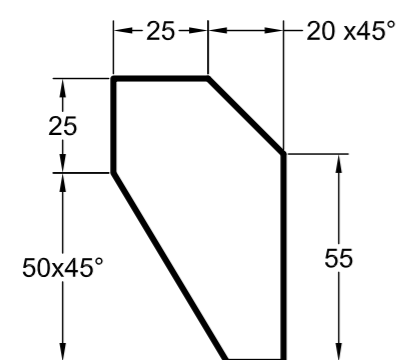
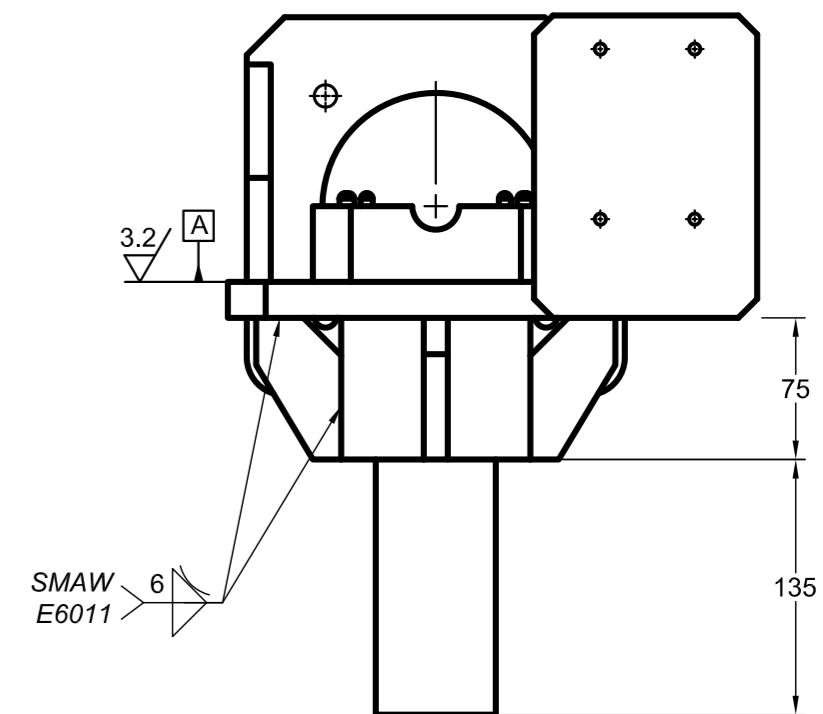
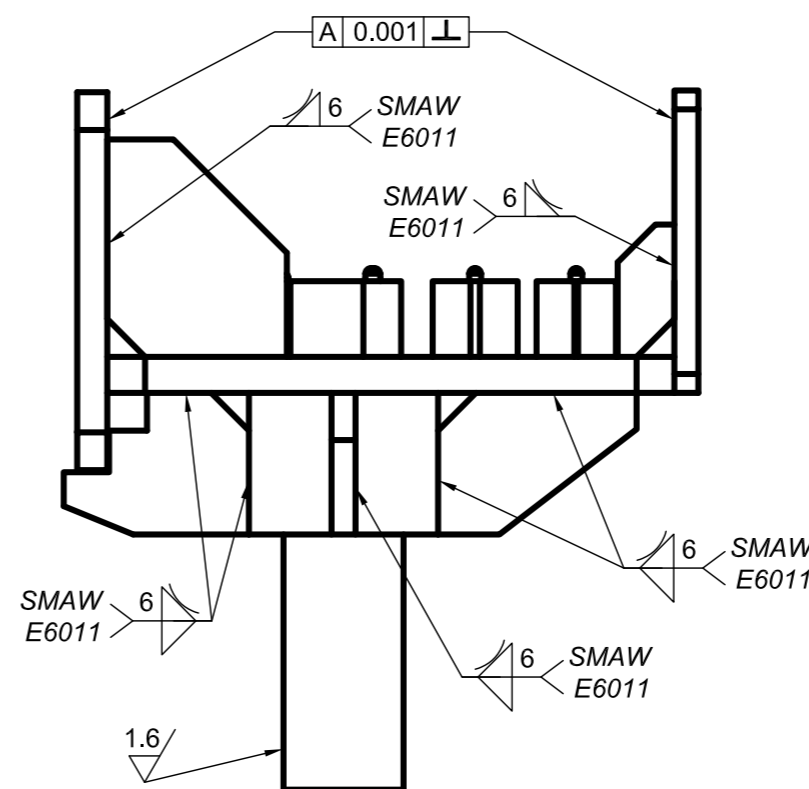
RIGIZADOR 1
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm



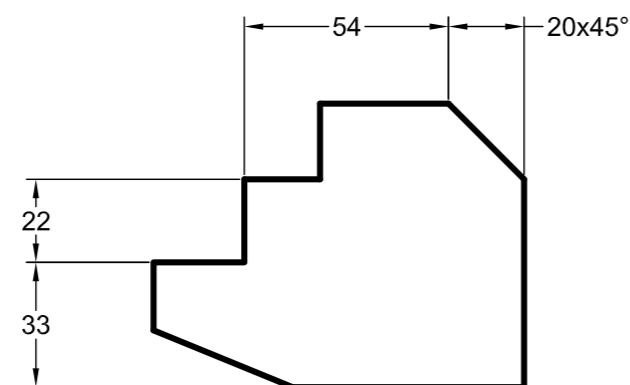
RIGIZADOR 2
ESPESOR 12 mm



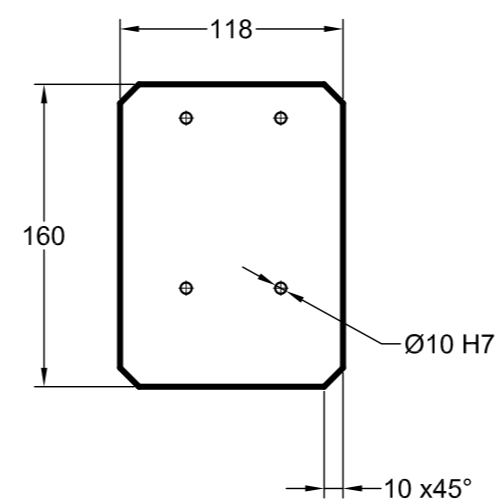
RIGIZADOR 3
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm



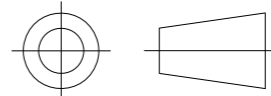
RIGIZADOR 4
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm

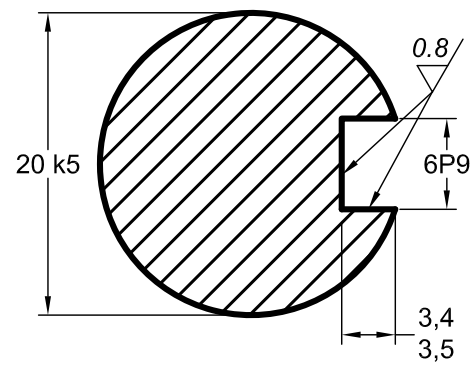
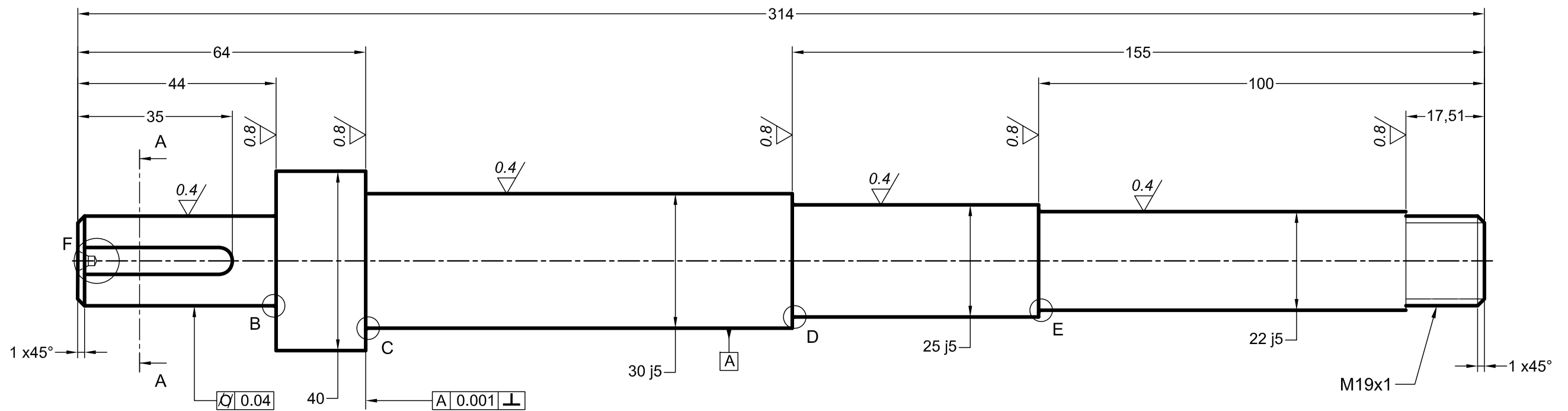


RIGIZADOR 5
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm

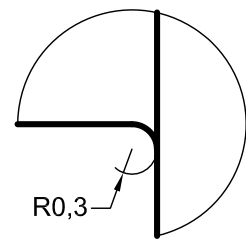


ESPESOR 12 mm

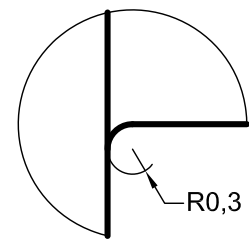
ACABADO SUPERFICIAL ✓ (1.6 / 3.2)	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Acero ST37 (ASTM A36)
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	ESTRUCTURA SUPERIOR PRINCIPAL	ESCALA 1:2
6 H7	+12/0	6.012/6
12 H7	+18/0	12.018/12
120 H7	+35/0	120.035/120
DIMENSION NOMINAL	AJUSTE 10 ^{^-3} mm	DIMENSION LIMITE
DIBUJADO POR BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA		FECHA 11/10/2023
REVISADO POR Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA		FECHA REVISION 16/10/2023
		FORMATO A2
		HOJA 01-01-05



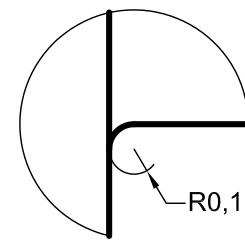
SECCION A-A
ESCALA 2:1



DETALLE B
ESCALA 6:1

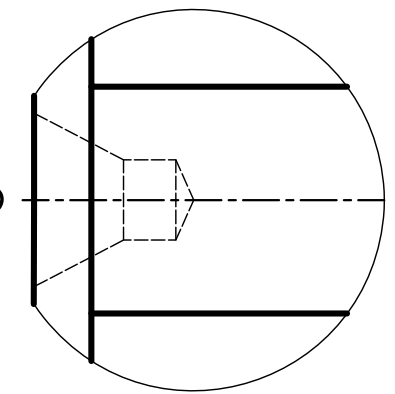


DETALLE C
ESCALA 6:1

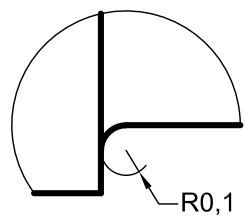


DETALLE D
ESCALA 6:1

PUNTO DE CENTRADO
A 1,6 DIN 332



DETALLE F
ESCALA 5:1



DETALLE E
ESCALA 6:1

NOTAS:
REDONDEOS NO INDICADOS R1

TOLERANCIAS PERMITIDAS SOBRE DIMENSIONES
DE LONGITUD Y REDONDEADOS SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,2	±0,1	±0,5

20 k5	+9/+1	20,009/20,001
30 j5	+5/+4	30,005/30,996
25 j5	+5/+4	25,005/25,996
22 j5	+5/+4	22,005/22,996
6 P9	-12/-42	5,988/5,958
DIMENSION NOMINAL	AJUSTE 10 [^] (-3)mm	DIMENSION LIMITE

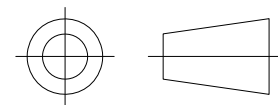
ACABADO SUPERFICIAL
√ (0,4 / 0,8 / 1,6 /)

TOLERANCIA GENERAL
SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO

MATERIAL
Ck 45

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



EJE 1

ESCALA

1:1

DIBUJADO POR
BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA

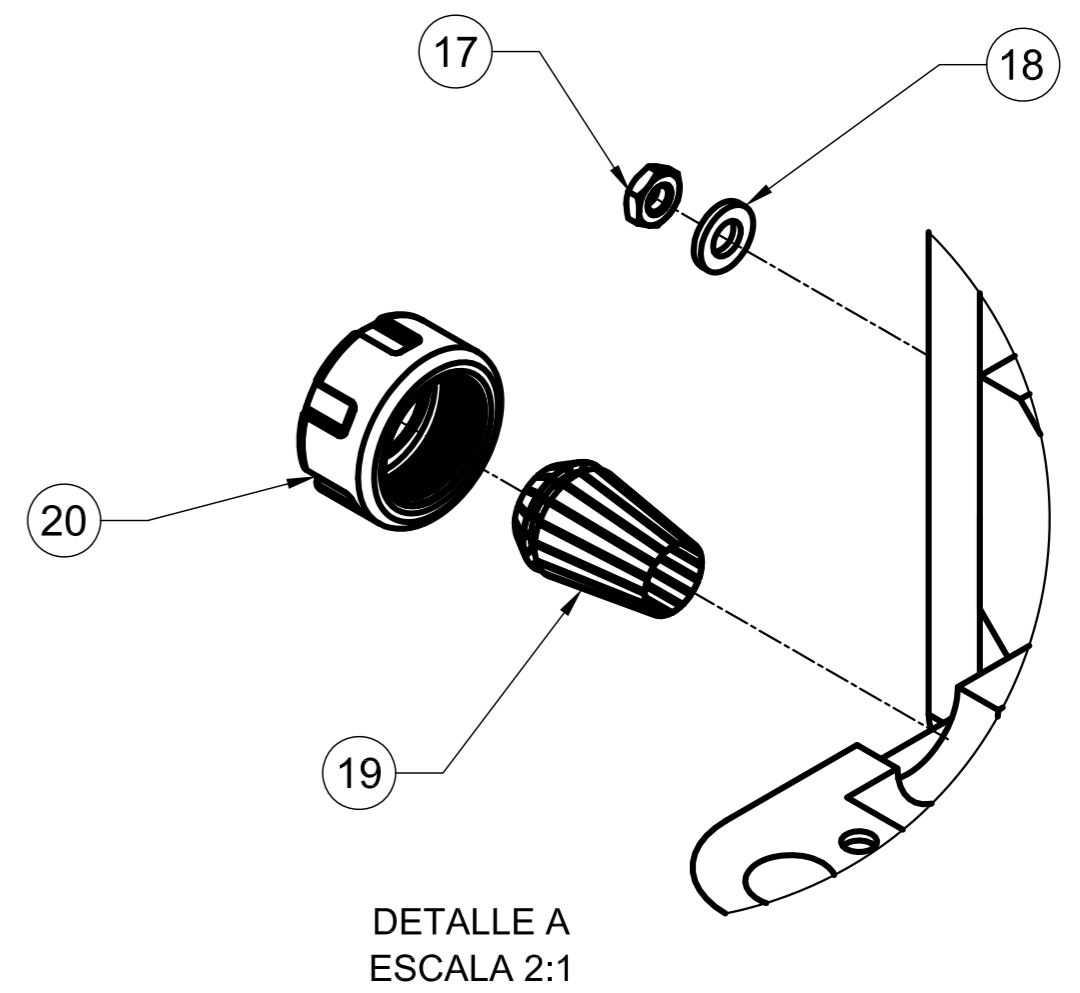
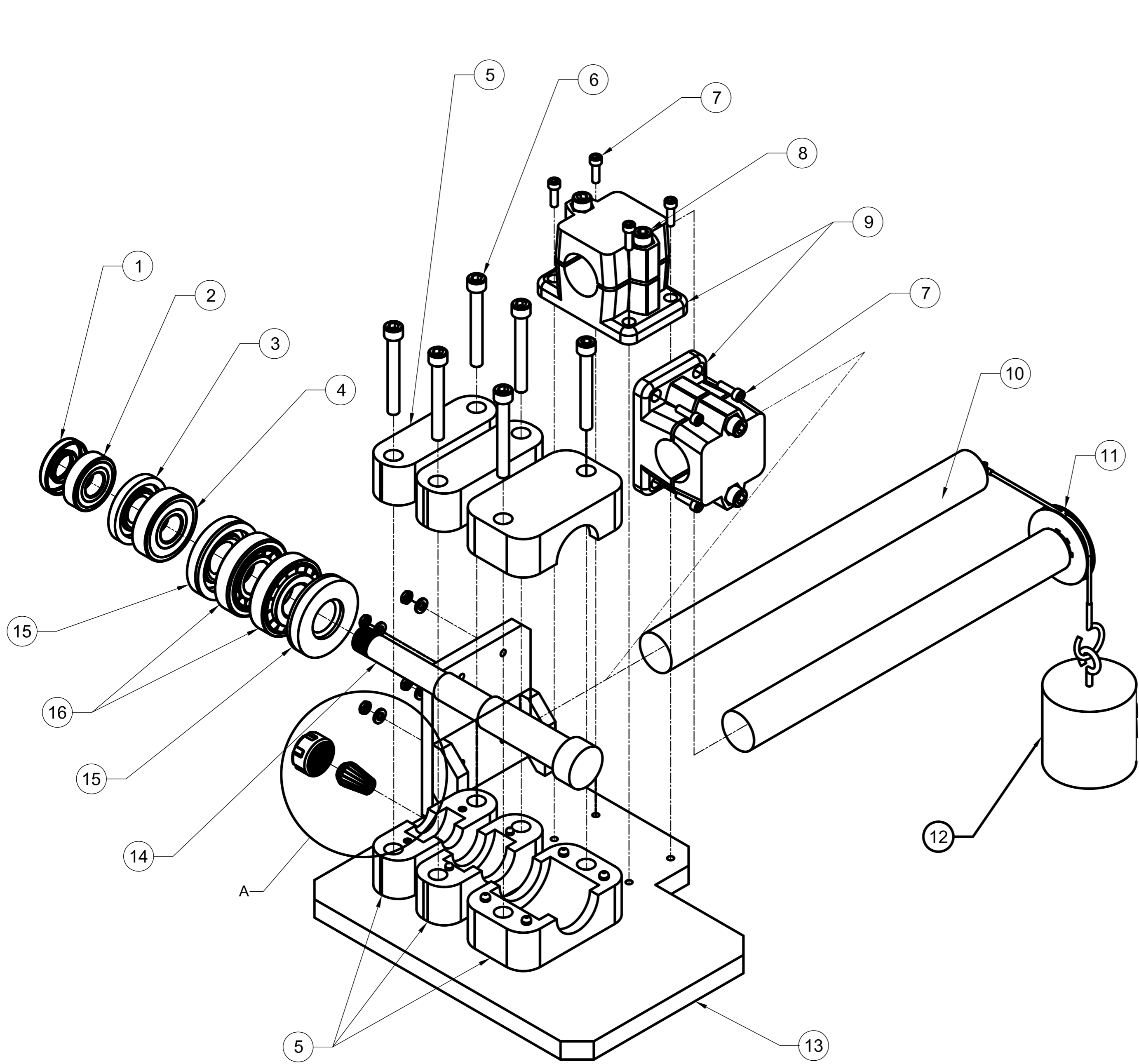
FECHA
11/10/2023

FORMATO
A3

REVISADO POR
Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA

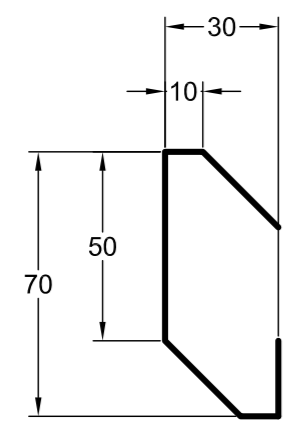
FECHA REVISION
16/10/2023

HOJA
01-01-06

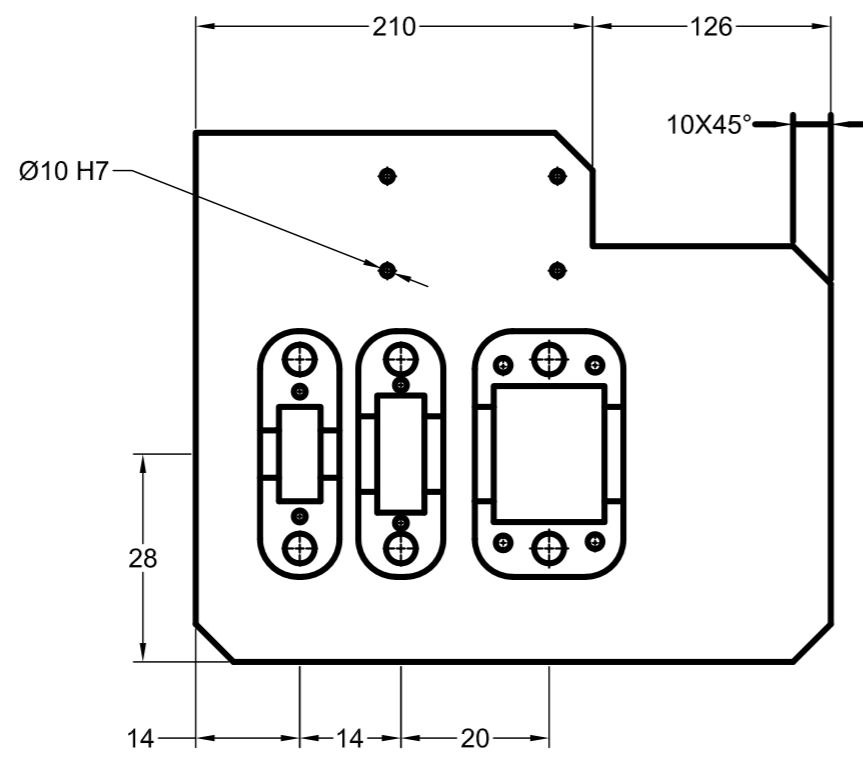


20	04	TUERCA DE SUJECIÓN	DIN 6499	ER 16 M19X1	KEMMLER
19	01	PINZA DE SUJECIÓN	DIN 6499	ER 16 ϕ 1 - ϕ 10	KEMMLER
18	04	VOLANDA M6	DIN 125	Acero ASTM A36	---
17	04	TUERCA M6X1	DIN 934	Ck 15 Grado 8.8	---
16	02	RODAMIENTO CONICO	---	30306	SKF
15	02	SELLO DE ROD. CONICO	---	30X72X10 HMS5 RG	SKF
14	01	EJE	---	CK45	---
13	01	ESTRUCTURA SUPERIOR	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
12	01	PESAS	---	CLASE M1	KERN
11	01	POLEA	---	25358	DOCO
10	02	BRAZO DE PALANCA Y PESA	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
9	02	ABRAZADERA DE CONECTOR	DIN 2391	GN 147 B40 2 SW	GANTER
8	04	PERNO ALLEN M10X60	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
7	08	PERNO ALLEN M6X20	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
6	06	PERNO ALLEN M10X80	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
5	06	ABRAZADERA DE EJE	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
4	01	RODAMIENTO DE BOLAS	---	305-Z	SKF
3	01	SELLO DE ROD. DE BOLAS	---	25X62X8 HMS5 RG	SKF
2	01	RODAMIENTO DE BOLAS	---	62/22	SKF
1	01	SELLO DE ROD. DE BOLAS	---	22X50X8 CRW1 R	SKF
POSICAN		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL O MODELO	OBS.

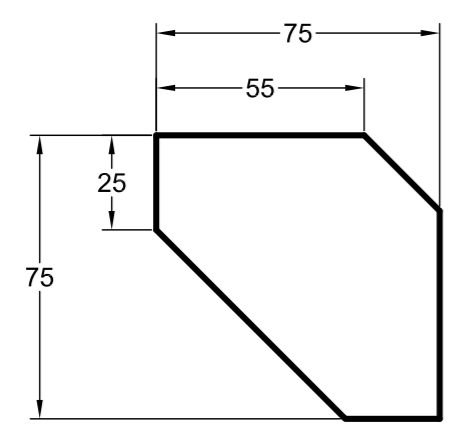
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA				
METODO DE PROYECCION	ENSAMBLE CABEZAL SECUNDARIO PARTE SUPERIOR			ESCALA 1:8
DIBUJADO POR BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA	FECHA 11/10/2023		FORMATO A2	
REVISADO POR Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA	FECHA REVISION 16/10/2023		HOJA 01-02	



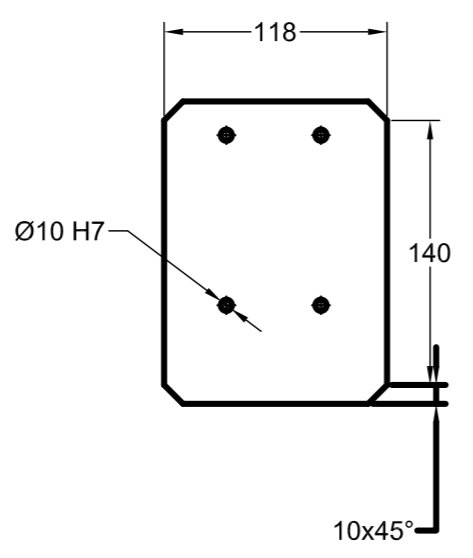
RIGIZADOR 1
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm



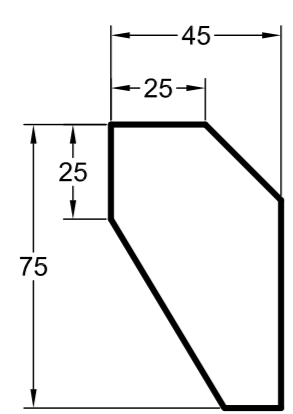
ESPESOR 19 mm



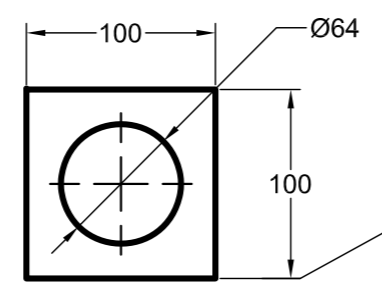
RIGIZADOR 2
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm



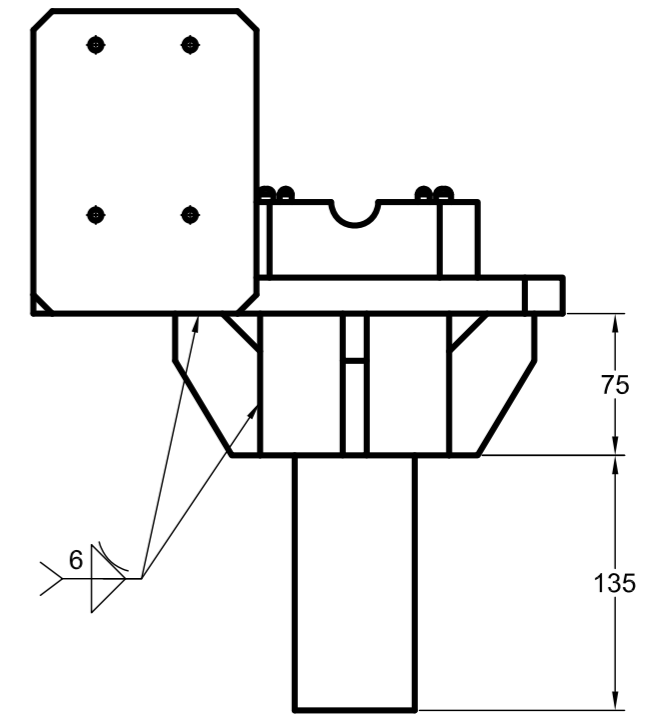
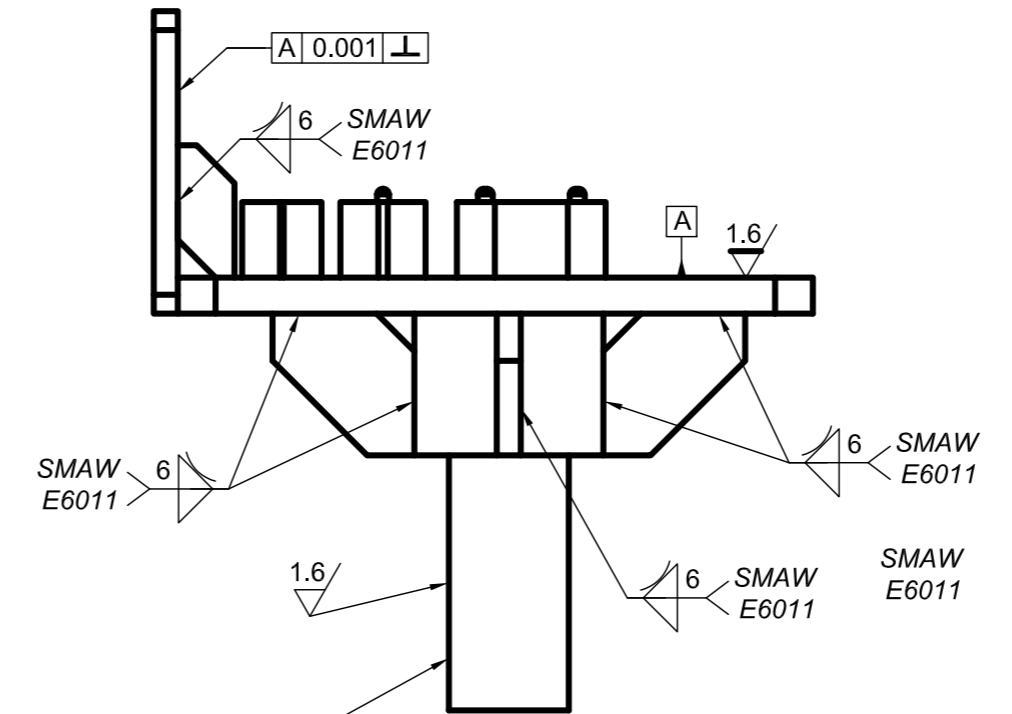
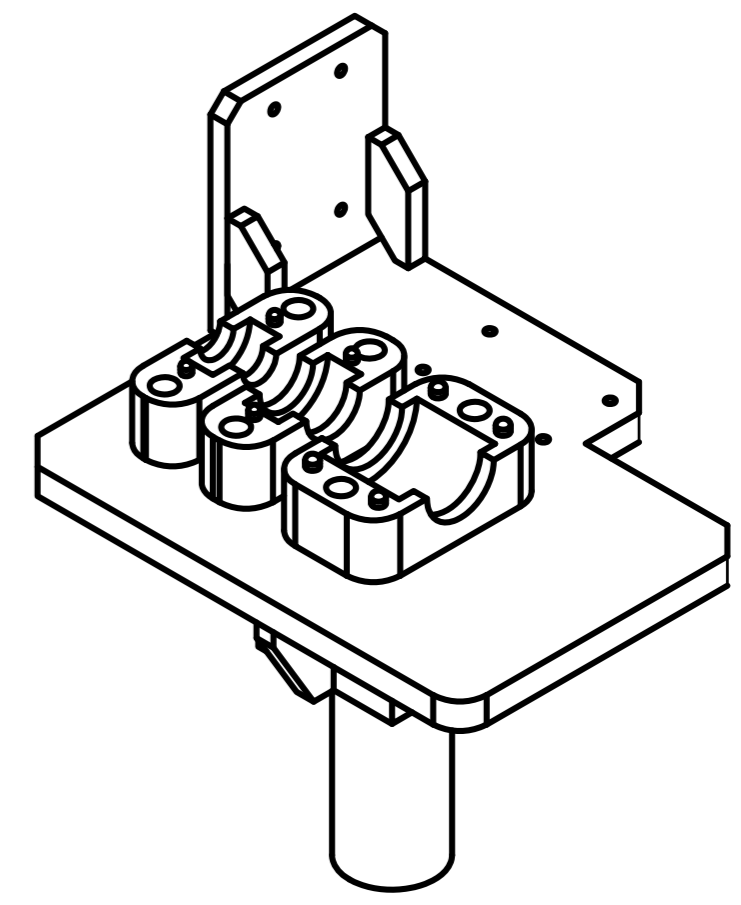
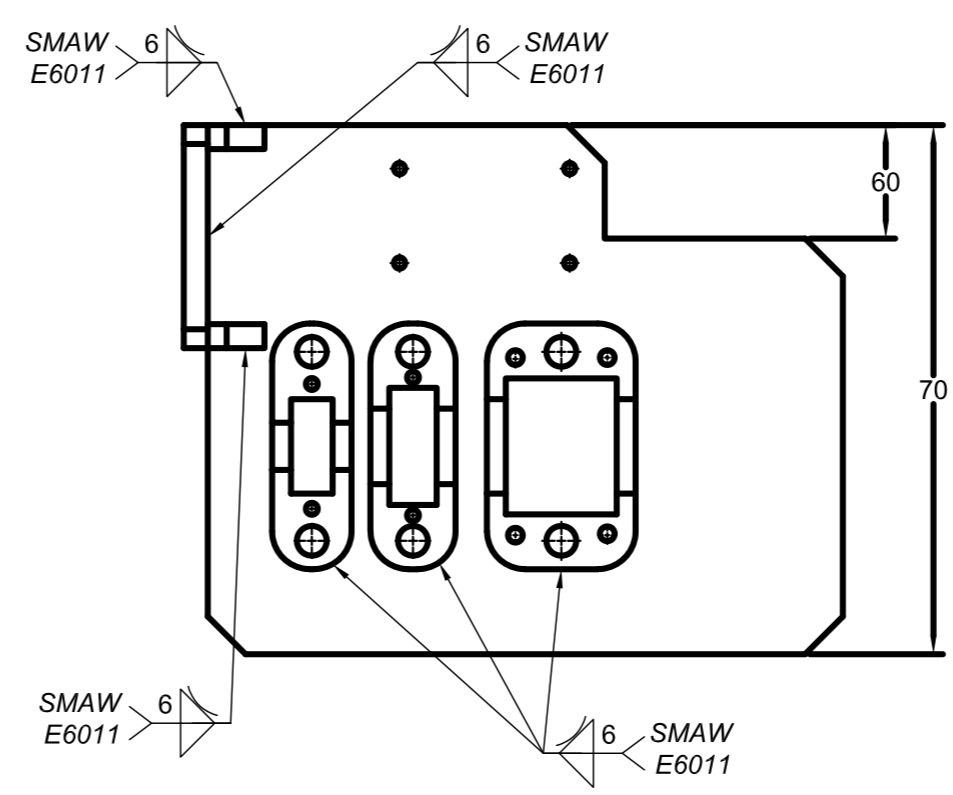
ESPESOR 12 mm



RIGIZADOR 3
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm

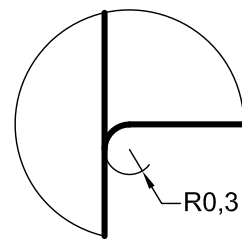
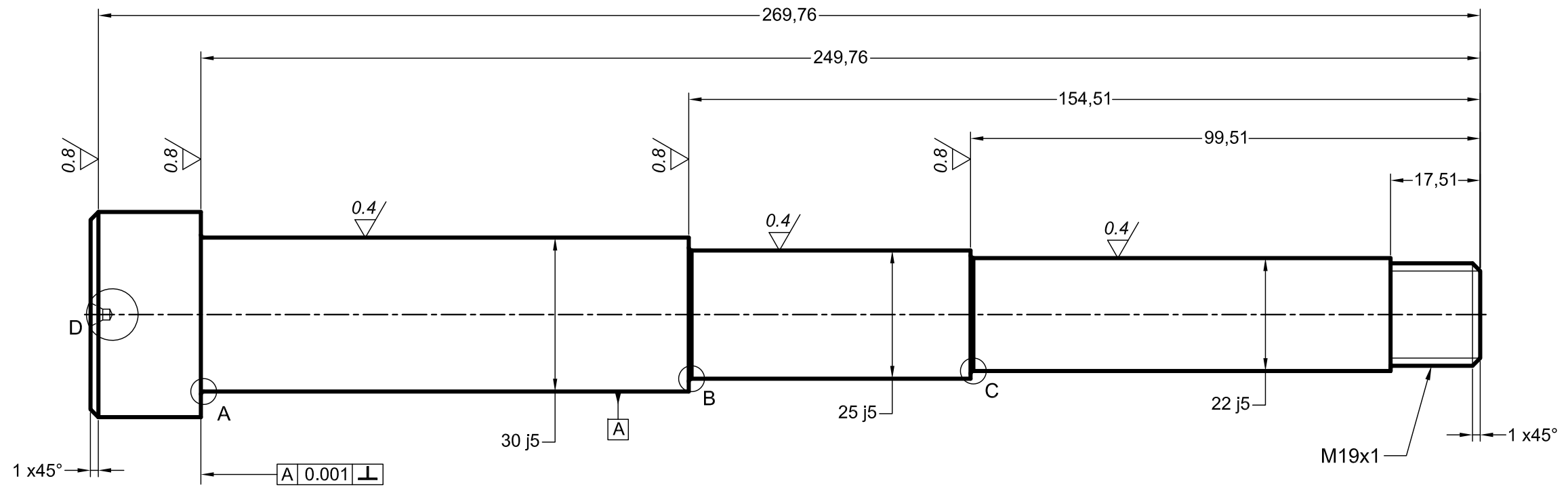


EJE VERTICAL

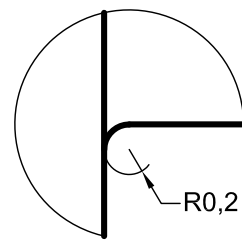


ACABADO SUPERFICIAL ✓ (1.6/3.2)	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Acero ST37 (ASTM A36)
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION ⊕	ESTRUCTURA SUPERIOR SECUNDARIO	ESCALA 1:2
DIBUJADO POR BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA	FECHA 11/10/2023	FORMATO A2
REVISADO POR Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA	FECHA REVISION 16/10/2023	HOJA 01-02-01

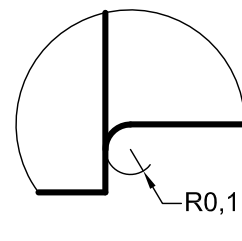
6 H7	+12/0	6.012/6.000
DIMENSION NOMINAL	AJUSTE	DIMENSION LIMITE
	10 ⁻³ mm	



DETALLE A
ESCALA 6:1

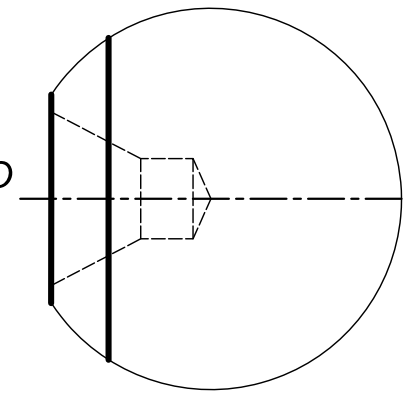


DETALLE B
ESCALA 6:1



DETALLE C
ESCALA 6:1

PUNTO DE CENTRADO
A 1,6 DIN 332



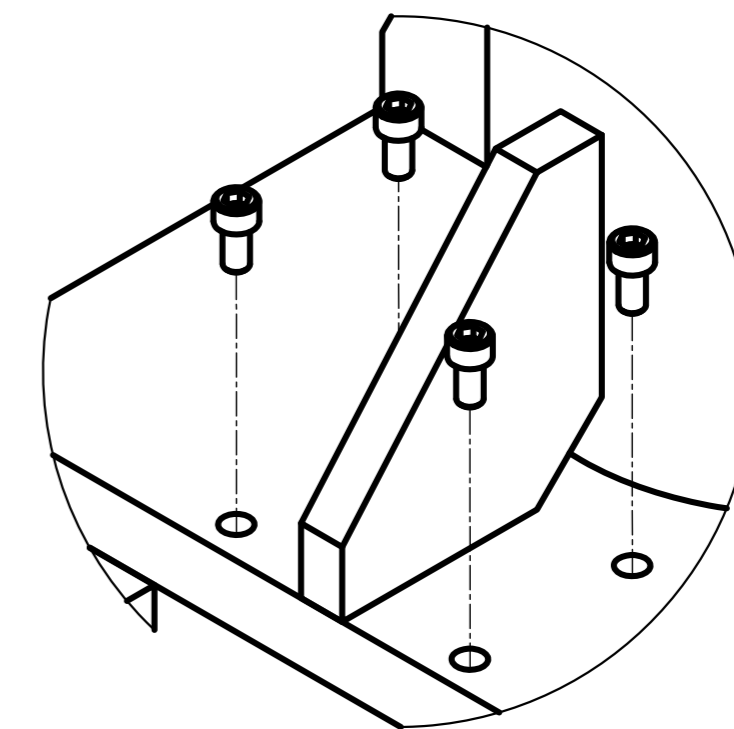
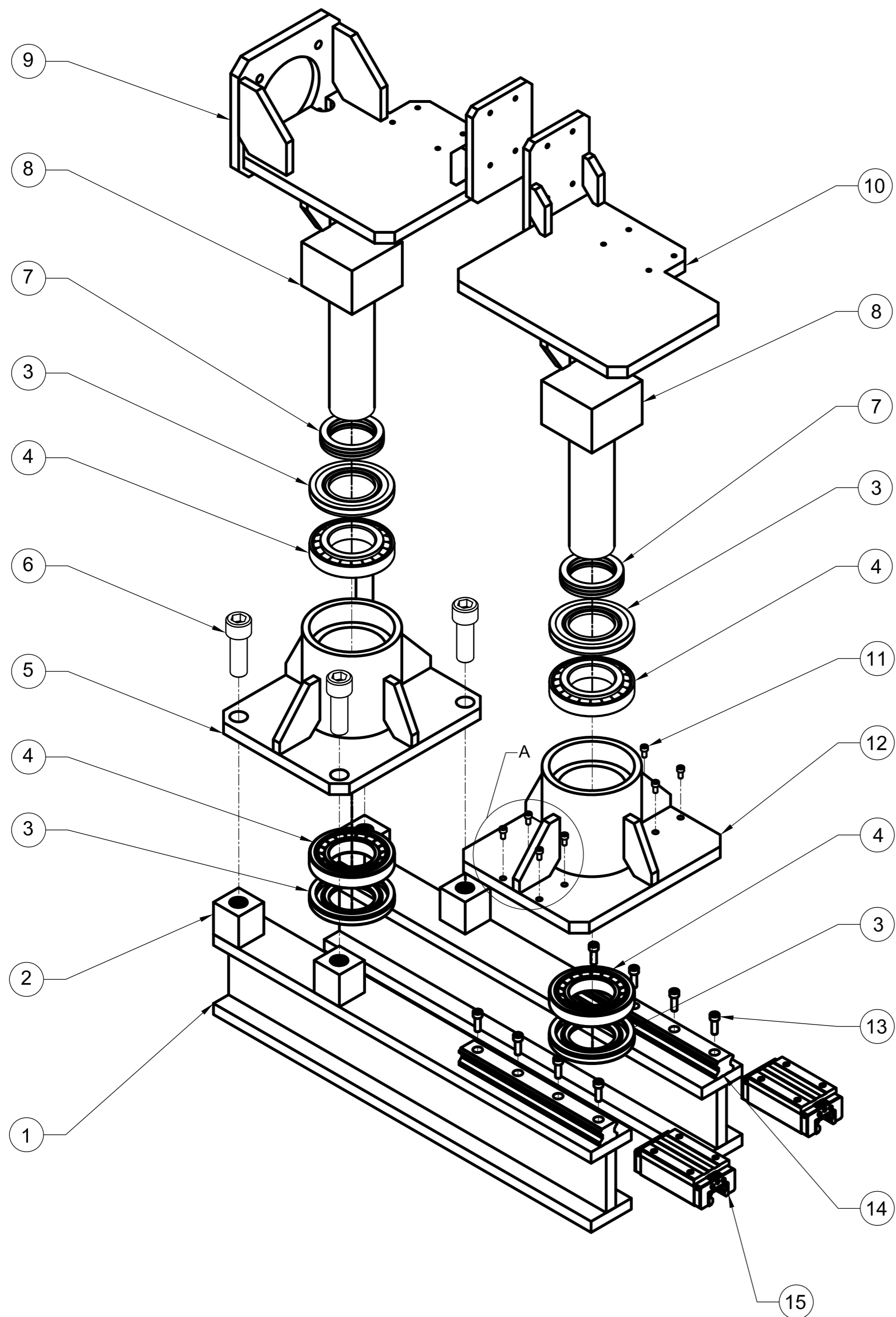
DETALLE D
ESCALA 5:1

NOTAS:
REDONDEOS NO INDICADOS R1

TOLERANCIAS PERMITIDAS SOBRE DIMENSIONES DE LONGITUD Y REDONDEADOS SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,2	±0,1	±0,5

20 k5	+9/+1	20,009/20,001
30 j5	+5/+4	30,005/30,996
25 j5	+5/+4	25,005/25,996
DIMENSION NOMINAL	AJUSTE	DIMENSION LIMITE
	10 [^] (-3)mm	

ACABADO SUPERFICIAL ✓ (0,4 / 0,8 / 1,6 /)	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Ck 45
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	EJE 2	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA		FECHA 11/10/2023
REVISADO POR Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA		FECHA REVISION 16/10/2023
		FORMATO A3
		HOJA 01-02-02

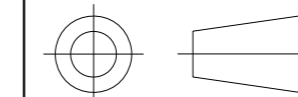


DETALLE A
ESCALA 3:1

15	02	GUIA O ROZADERA	---	HSR35 LR 2 QZ SS	THK
14	02	RIEL PARA GUIAS	---	HSR35 LR 2 QZ SS	THK
13	01	PERNO ALLEN M8X25	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
12	01	ESTRUCTURA INFERIOR TIPO2	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
11	01	PERNO ALLEN M8X12	DIN 912	Ck 15 Grado 8.8	---
10	01	ESTRUCTURA SUPERIOR TIPO2	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
9	01	ESTRUCTURA SUPERIOR TIPO1	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
8	02	EJE VERTICAL	---	CK45	---
7	02	RODAMIENTO AXIAL DE BOLAS	---	51113	SKF
6	04	PERNO M24X75	DIN 933	Ck 15 Grado 8	---
5	01	ESTRUCTURA INFERIOR TIPO1	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
4	02	RODAMIENTO CONICO	---	30213	SKF
3	02	SELLO DE ROD. CONICO	DIN 3760	65X120X12 HMSA10 RG	SKF
2	04	CUÑAS	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
1	02	ESTRUCTURA BASE	---	Acero ST37 (ASTM A36)	---
POSCAN		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL O MODELO	OBS.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



EMSAMBLE DE BASTIDOR

ESCALA
1:5

DIBUJADO POR
BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA

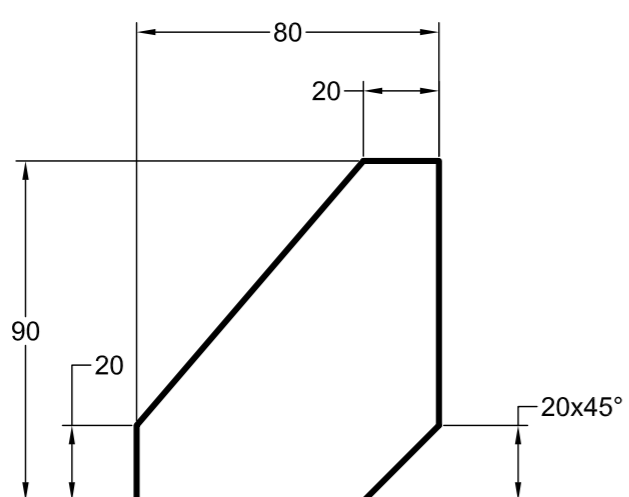
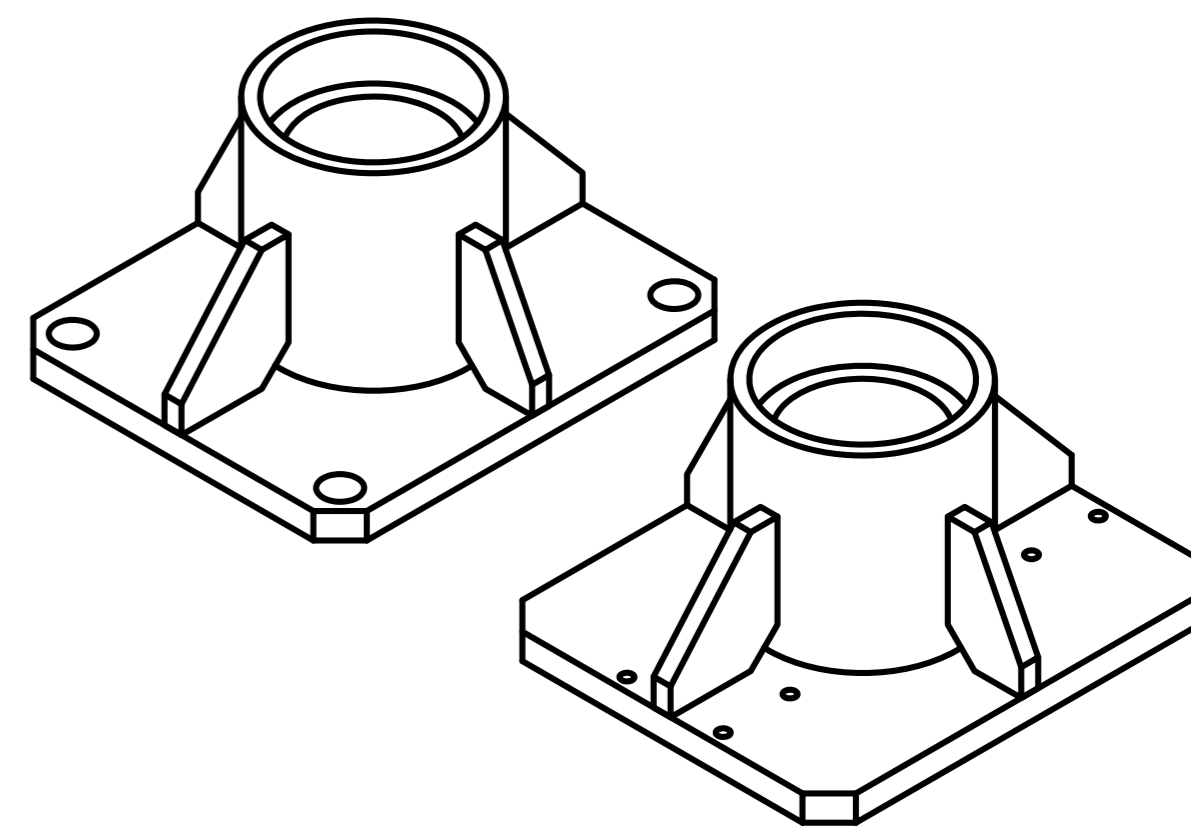
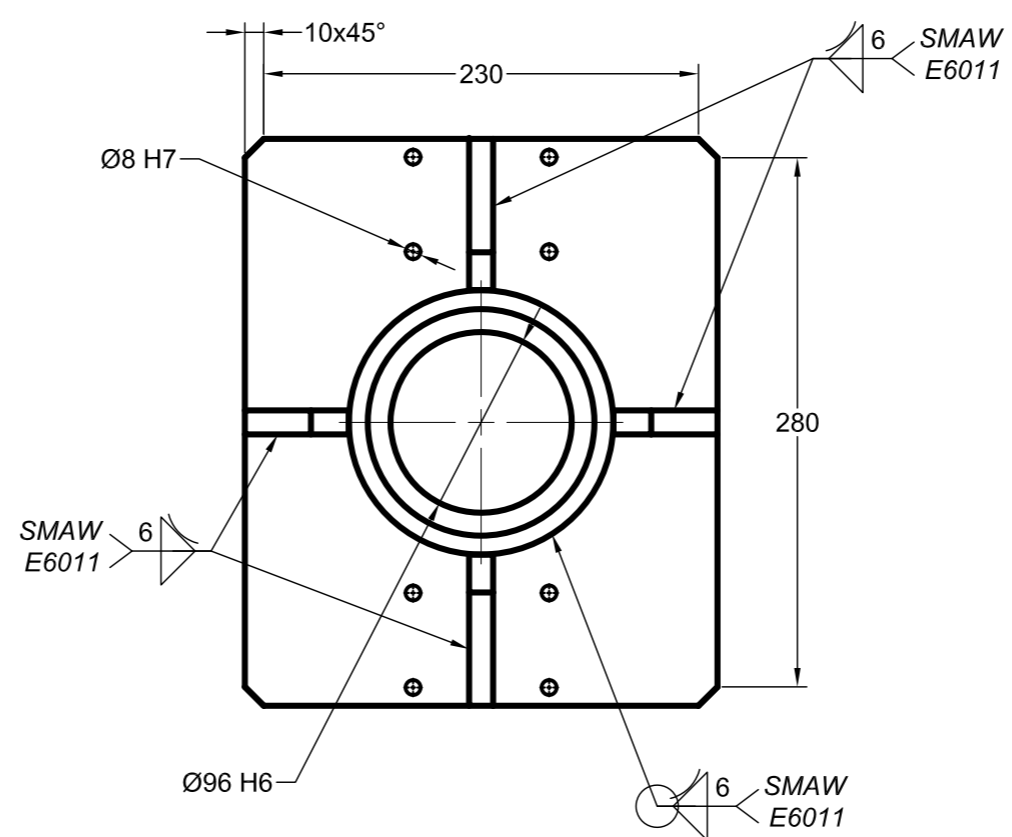
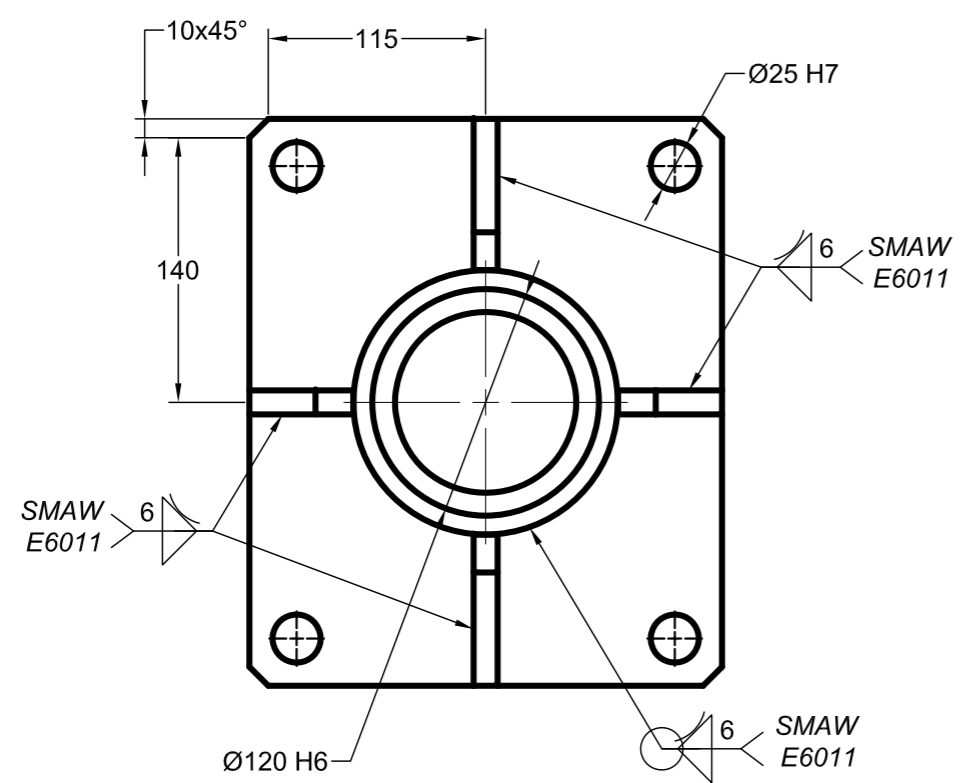
FECHA
11/10/2023

FORMATO
A2

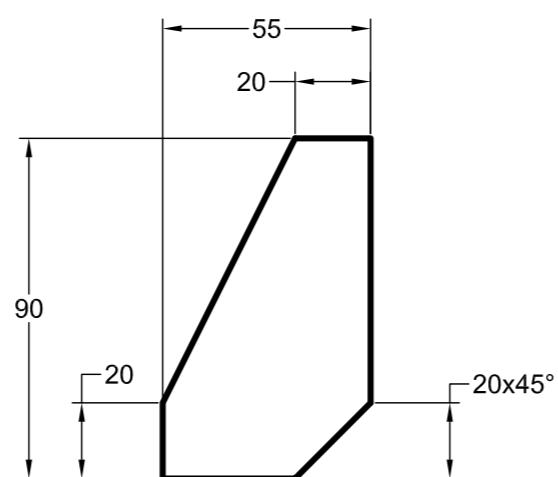
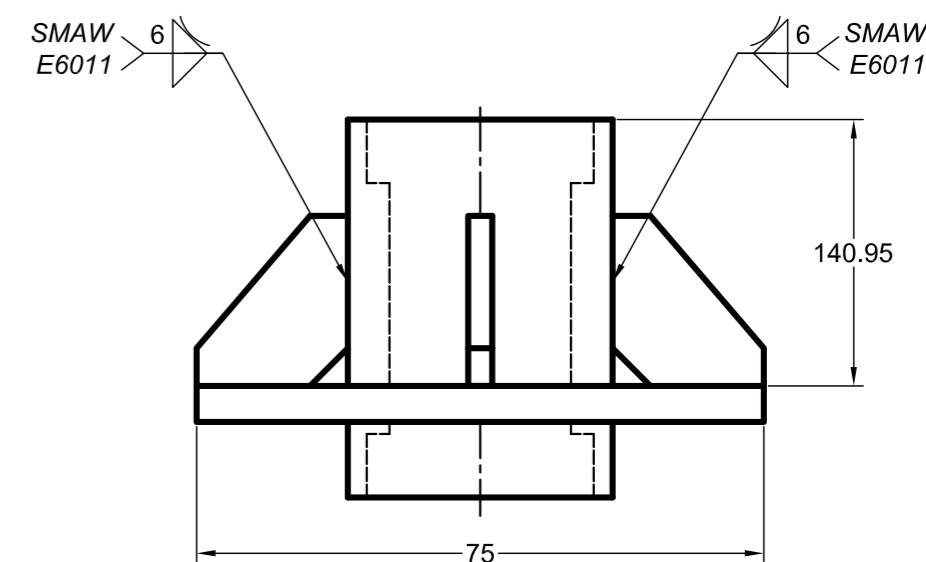
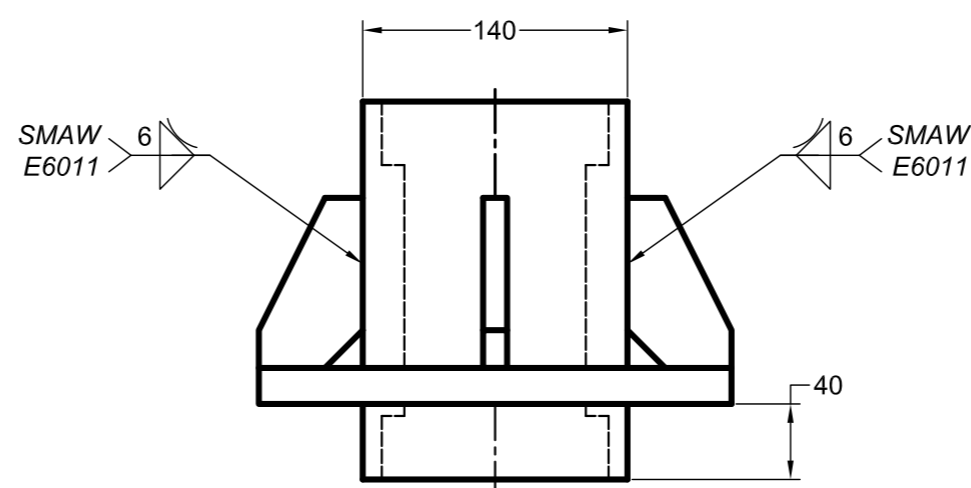
REVISADO POR
Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA

FECHA REVISION
16/10/2023

HOJA
01-03



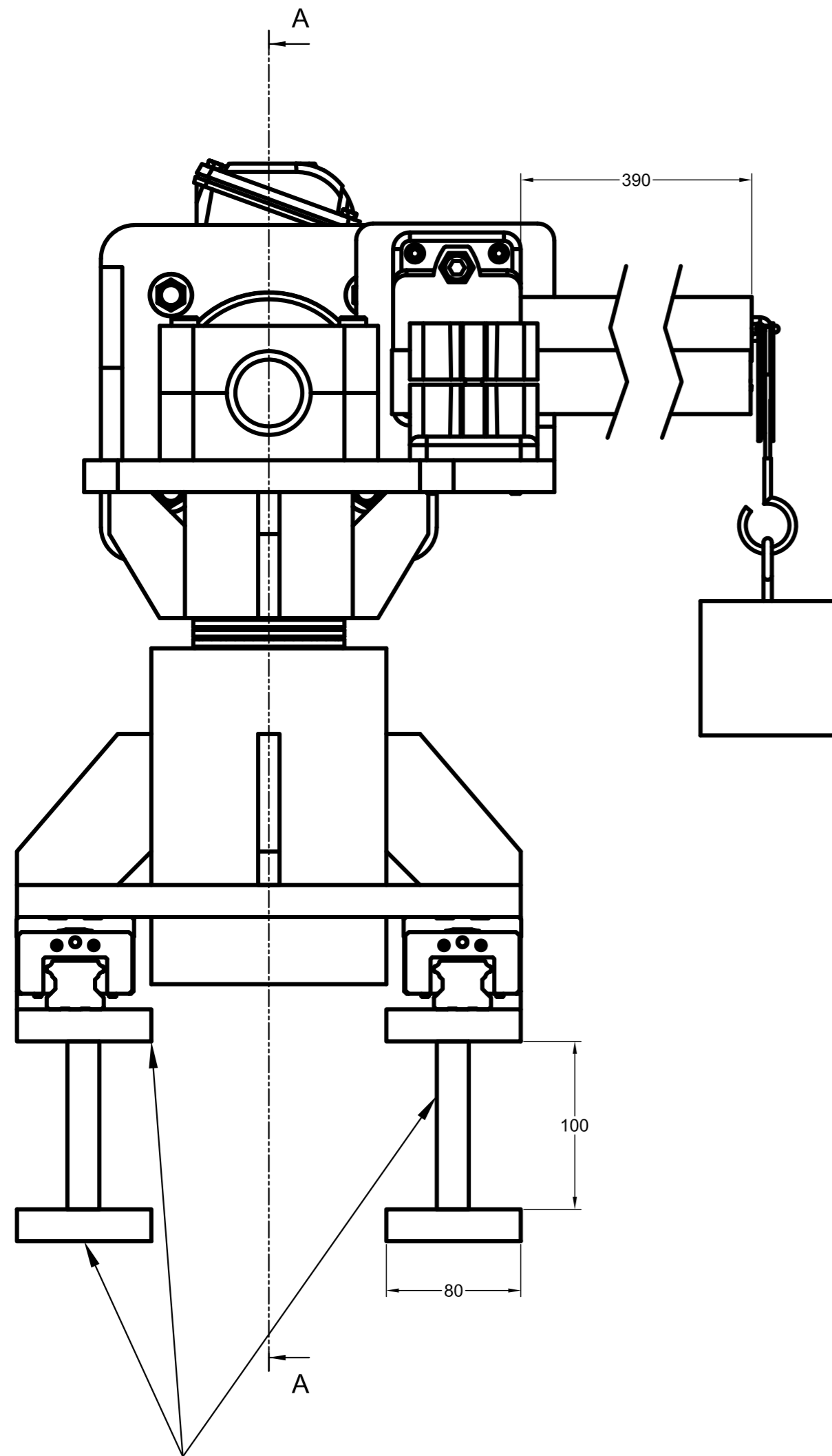
RIGIZADOR 1
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm



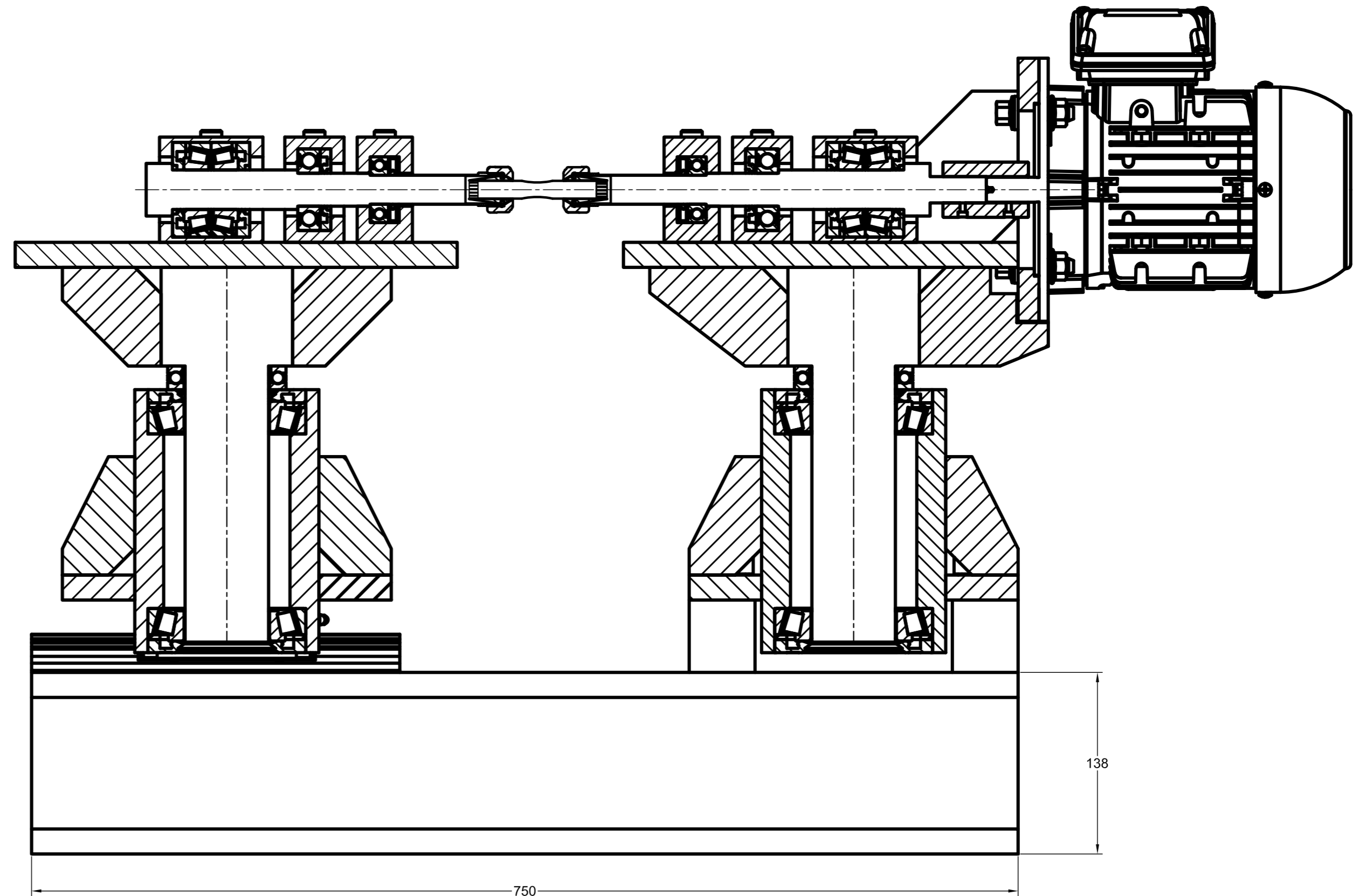
RIGIZADOR 2
ESCALA 2:1
ESPESOR 12 mm

ACABADO SUPERFICIAL ✓ (1.6/3.2) (▽, ▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Acero ST37 (ASTM A36)
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	ESTRUCTURA INFERIOR	ESCALA 1:2
DIBUJADO POR BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA	FECHA 11/10/2023	FORMATO A2
REVISADO POR Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA	FECHA REVISION 16/10/2023	HOJA 01-03-01

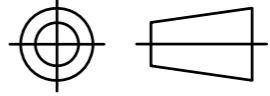
8 H7	+15/0	8.015/8
25 H7	+21/0	25.021/25
96 H6	+22/0	96.022/96
120 H6	+25/0	120.025/120
DIMENSION NOMINAL	AJUSTE 10^(-3)mm	DIMENSION LIMITE



ESPESOR 3/4 in



SECCION A-A

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	CORTE DE BANCO DE FLEXION	ESCALA 1:5
DIBUJADO POR BACH. ABIGAIL CORALI HUALLPA APUMAITA	FECHA 11/10/2023	FORMATO A3
REVISADO POR Dr. DAVID REYNALDO BERRIOS BARCENA	FECHA REVISION 16/10/2023	HOJA 01-03-02

ANEXO 5: Video de animación (CD)