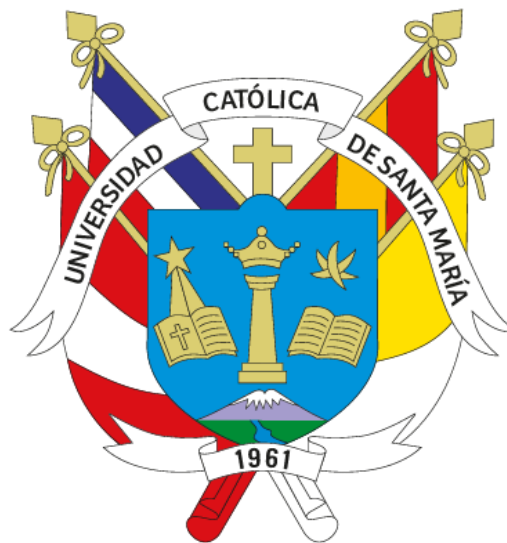


Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y
Formales
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica,
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica



**DISEÑO DE UN MECANISMO PARA CAMBIO DE FAJA DE 72"
POR 104 M ENTRE POLEAS**

Tesis presentada por el Bachiller:

Chavez Mogrovejo, Gianni Eduardo

Para optar el Título Profesional de:
Ingeniero Mecánico

Asesor (a):
PhD. Alcazar Rojas, Herman Enrique

Arequipa – Perú

2023

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 21 de Junio del 2023

Dictamen: 005663-C-EPIMMEM-2023

Visto el borrador del expediente 005663, presentado por:

2008702391 - CHAVEZ MOGROVEJO GIANNI EDUARDO

Titulado:

DISEÑO DE UN MECANISMO PARA CAMBIO DE FAJA DE 72" POR 104 ENTRE POLEAS

Nuestro dictamen es:

APROBADO

30857994 - GORDILLO ANDIA CARLOS ALBERTO
DICTAMINADOR



21535915 - DONAYRE CAHUA JESUS MANUEL
DICTAMINADOR



29685318 - CASTRO VALDIVIA JORGE LUIS
DICTAMINADOR



DISEÑO DE UN MECANISMO PARA CAMBIO DE FAJA DE 72" POR 104 ENTRE POLEAS

INFORME DE ORIGINALIDAD

15%	13%	2%	4%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	1library.co Fuente de Internet	2%
2	Submitted to Universidad Católica de Santa María Trabajo del estudiante	2%
3	idoc.pub Fuente de Internet	1%
4	www.scribd.com Fuente de Internet	1%
5	hdl.handle.net Fuente de Internet	1%
6	tesis.ucsm.edu.pe Fuente de Internet	<1%
7	pdfcoffee.com Fuente de Internet	<1%
8	doi.org Fuente de Internet	<1%
9	es.scribd.com Fuente de Internet	<1%

10	es.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
11	Submitted to University of Witwatersrand Trabajo del estudiante	<1 %
12	www.rumbominero.com Fuente de Internet	<1 %
13	repositorio.uncp.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
14	qdoc.tips Fuente de Internet	<1 %
15	Submitted to Universidad de Santiago de Chile Trabajo del estudiante	<1 %
16	Submitted to Universidad Continental Trabajo del estudiante	<1 %
17	scholarcommons.scu.edu Fuente de Internet	<1 %
18	core.ac.uk Fuente de Internet	<1 %
19	data.crossmedia.fi Fuente de Internet	<1 %
20	dspace.ups.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
21	repositorio.utn.edu.ec Fuente de Internet	<1 %

22

Fuente de Internet

<1 %

23

Miguel A. Torres, Reinaldo Tonkoski, Carlos R. Baier. "Operating Region of a Genset-Based Virtual Synchronous Generator", IEEE Access, 2020

Publicación

<1 %

24

dokumen.pub

Fuente de Internet

<1 %

25

bibdigital.epn.edu.ec

Fuente de Internet

<1 %

26

www.renold.com

Fuente de Internet

<1 %

27

zagan.unizar.es

Fuente de Internet

<1 %

28

vdocuments.mx

Fuente de Internet

<1 %

29

Sheorey, P.R.. "Strength of rectangular pillars in partial extraction", International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences and Geomechanics Abstracts, 197401

Publicación

<1 %

30

Submitted to University of Newcastle upon Tyne

Trabajo del estudiante

<1 %

31

Submitted to Pontificia Universidad Catolica del Peru

<1 %

32 Jochen Lohmiller, Jürgen Hoffmeister, Jörg Hermes, Michel Ansorg, Hans Dhonau. "Development and investigation of austempered ductile iron (ADI) for thick-walled gear components", Forschung im Ingenieurwesen, 2017
Publicación <1 %

33 Submitted to Universidad Tecnologica del Peru
Trabajo del estudiante <1 %

34 ojs.brazilianjournals.com.br
Fuente de Internet <1 %

35 tesis.ipn.mx
Fuente de Internet <1 %

36 www.researchgate.net
Fuente de Internet <1 %

37 blog.utp.edu.co
Fuente de Internet <1 %

38 www.mobilecrusherchina.com
Fuente de Internet <1 %

39 docplayer.es
Fuente de Internet <1 %

40 uslibrary.cshnyc.org
Fuente de Internet <1 %

41 dspace.unl.edu.ec
Fuente de Internet <1 %

42	revistas.unjbg.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
43	cienciadigital.org Fuente de Internet	<1 %
44	repositorio.ecci.edu.co Fuente de Internet	<1 %
45	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
46	repositorio.unac.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
47	Submitted to Emmaus College Rockhampton Trabajo del estudiante	<1 %
48	repositorio.ulasamericas.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
49	www.springerprofessional.de Fuente de Internet	<1 %
50	upc.aws.openrepository.com Fuente de Internet	<1 %
51	www.dspace.espol.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
52	dspace.ucuenca.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
53	dspace.unach.edu.ec Fuente de Internet	<1 %

repositorio.uap.edu.pe

54	Fuente de Internet	<1 %
55	repository.unad.edu.co Fuente de Internet	<1 %
56	sfopera.com Fuente de Internet	<1 %
57	www.acnur.org Fuente de Internet	<1 %
58	www.controlelectronic.com Fuente de Internet	<1 %
59	www.mty.itesm.mx Fuente de Internet	<1 %
60	www.rainbird.com.mx Fuente de Internet	<1 %
61	www.theseus.fi Fuente de Internet	<1 %
62	Carla Terrón Santiago. "Desarrollo e implementación de un banco de ensayos virtual de aerogeneradores para diferentes regímenes de funcionamiento y condiciones de fallo", Universitat Politecnica de Valencia, 2022 Publicación	<1 %
63	KLOHN CRIPPEN BERGER S.A.. "MEIA del Proyecto Minero Antamina por Incremento de Reservas y Optimización del Plan de	<1 %

Minado.-IGA0013037", R.D. N° 054-2011-
MEM-AAM , 2021

Publicación

64	juanbalas.info Fuente de Internet	<1 %
65	repositorio.uta.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
66	www.ffii.nova.es Fuente de Internet	<1 %
67	www.grafiati.com Fuente de Internet	<1 %
68	www.itu.int Fuente de Internet	<1 %
69	www.ptolomeo.unam.mx:8080 Fuente de Internet	<1 %
70	www.torreon.gob.mx Fuente de Internet	<1 %
71	www.wordreference.com Fuente de Internet	<1 %
72	"Generación mareomotriz distribuida en el sur de Chile integrada con la utilización de vehículos eléctricos utilitarios como fuente de almacenamiento de energía", Pontificia Universidad Catolica de Chile, 2013 Publicación	<1 %
73	Jakeline Serrano García. "Desarrollo del producto innovador verde desde sus	<1 %

antecedentes hasta el impacto: evidencia de acuerdo con la Encuesta Europea de Innovación en Producción", Universitat Politecnica de Valencia, 2023

Publicación

74	es.wikipedia.org Fuente de Internet	<1 %
75	pt.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
76	tr-ex.me Fuente de Internet	<1 %
77	www.coursehero.com Fuente de Internet	<1 %
78	www.lavoripubblici.it Fuente de Internet	<1 %
79	www.plastipak.com Fuente de Internet	<1 %
80	www.therak.com.mx Fuente de Internet	<1 %
81	archive.org Fuente de Internet	<1 %
82	Christian Xavier Briceño León. "Contributions to the design of pumping stations in water distribution networks considering technical, economic and environmental aspects.", Universitat Politecnica de Valencia, 2023 Publicación	<1 %

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias Apagado

Excluir bibliografía

Apagado

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a quienes me inspiraron, a quienes me ayudaron a ser un gran profesional, a mis padres Vidal Chavez Valencia y Amparo Mogrovejo de Chavez, a mi querida esposa Evelyn Rivera , a mis hijos.

Gianni Chavez M.



AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, deseo expresar mi gratitud a Dios, quien ha sido mi fortaleza y guía durante todo este proceso.

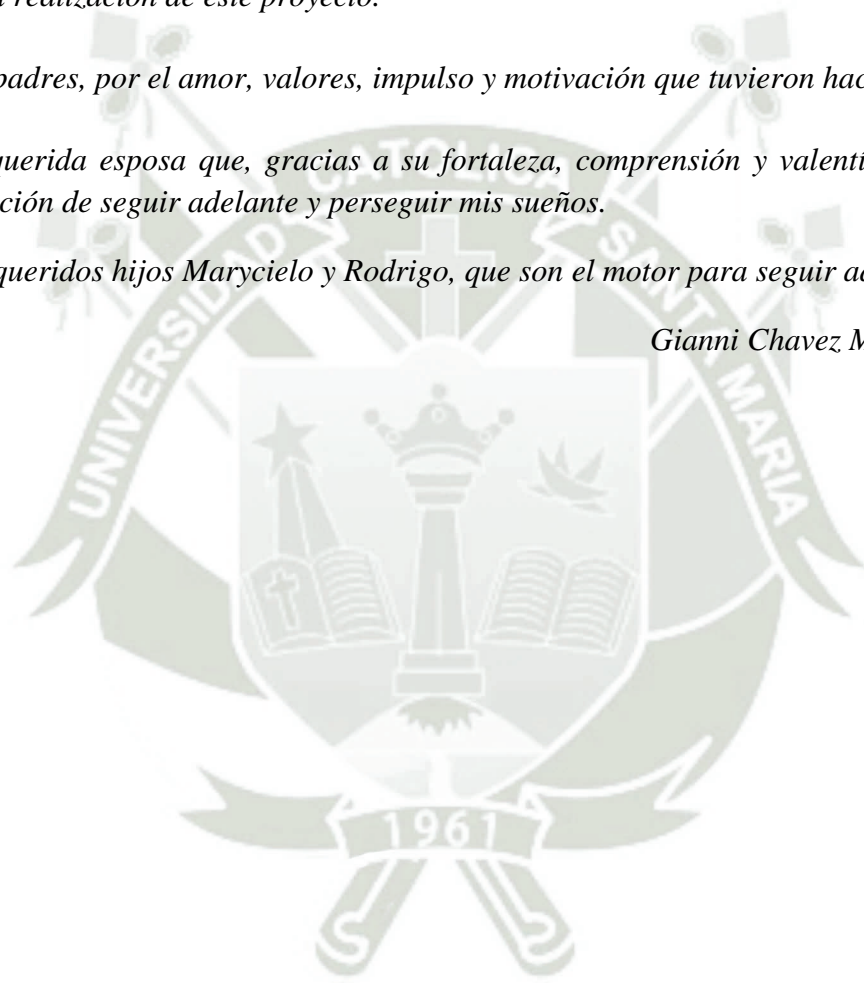
Agradezco a todos los profesores, personal administrativo y compañeros de estudios que contribuyeron a mi crecimiento académico. La educación de calidad que he recibido en la universidad católica de Santa María, ha sido fundamental para mi desarrollo intelectual y para la realización de este proyecto.

A mis padres, por el amor, valores, impulso y motivación que tuvieron hacia mí.

A mi querida esposa que, gracias a su fortaleza, comprensión y valentía, llego a ser la motivación de seguir adelante y perseguir mis sueños.

A mis queridos hijos Marycielo y Rodrigo, que son el motor para seguir adelante cada día.

Gianni Chavez Mogrovejo



RESUMEN

El presente proyecto de investigación tiene como objetivo diseñar un mecanismo para el cambio de faja de 72" de ancho y un desarrollo de 230 [m]. Esto con la finalidad de obtener un procedimiento seguro respecto a lo utilizado actualmente, en el que se usa un equipo de línea amarilla tipo retroexcavadora para realizar el reemplazo de la faja deteriorada por una nueva. El enfoque de la investigación está en encontrar nuevas soluciones a los problemas en las actividades de tendido y cambio de fajas transportadoras los cuales requieren una atención especial en el sentido de seguridad y productividad, lo que beneficiará en la confiabilidad de la actividad de mantenimiento. Para ello, se ha utilizado los conocimientos del diseño mecánico a fin de determinar los diversos componentes del sistema enrollador y los perfiles estructurales que soportan este mecanismo. Dentro del entorno desarrollado en el proyecto, se ha considerado las circunstancias de operación de una faja existente en la unidad minera del sur, obteniendo como resultado que la potencia necesaria para realizar el bobinado de la faja transportadora es de 15 [kW] a una velocidad de 1.5 [rpm], lo que reduciría el tiempo de reemplazo de fajas a 34 [min]; asimismo, se ha determinado que el diámetro del eje encargado de realizar el enrollado y soportar el peso de la faja bobinada debe ser de 200 [mm] con un factor de seguridad a la fatiga de 2. Estos resultados se plasman en los planos de fabricación, cumpliendo con los requerimientos de diseño descritos con antelación. Por último, se evalúa el costo de fabricación de la estructura, culminando así con los objetivos de esta investigación.

Palabras Claves: Fajas transportadoras, sistema de enrollamiento, bobinador de fajas.

ABSTRACT

The objective of this research project is to design a mechanism for the change of a 72" wide belt and a development of 230 [m]. This in order to obtain a safe procedure compared to what is currently used, in which a backhoe-type yellow line equipment is used to replace the damaged belt with a new one. The research focus is on finding new solutions to the problems in the activities of laying and changing conveyor belts which require special attention in the sense of safety and productivity, which will benefit the reliability of the maintenance activity. For this, the knowledge of mechanical design has been used in order to determine the various components of the winding system and the structural profiles that support this mechanism. Within the environment developed in the project, the operating circumstances of an existing belt in the southern mining unit have been considered, obtaining as a result that the necessary power to carry out the winding of the conveyor belt is 15 [kW] at a speed of 1.5 [rpm], which would reduce the belt replacement time to 34 [min]; likewise, it has been determined that the diameter of the shaft in charge of winding and supporting the weight of the coiled strip must be 200 [mm] with a fatigue safety factor of 2. These results are reflected in the manufacturing drawings, complying with the design requirements described in advance. Finally, the manufacturing cost of the structure is evaluated, thus culminating with the objectives of this research.

Keywords: Conveyor belts, winding system, belt winder.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
RESUMEN.....	v
ABSTRACT.....	vi
INTRODUCCIÓN.....	1
1 CAPÍTULO I.....	3
1.1 MARCO METODOLÓGICO.....	3
1.1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.1.2 JUSTIFICACIÓN.....	4
1.1.3 ALCANCES.....	4
1.1.4 LIMITACIONES.....	4
1.1.5 OBJETIVOS.....	5
1.1.6 ANTECEDENTES.....	5
2 CAPÍTULO II.....	6
2.1 MARCO TEÓRICO.....	6
2.1.1 BASES TEÓRICAS.....	6
3 CAPÍTULO III.....	22
3.1 DISEÑO DEL SISTEMA.....	22
3.1.1 CONSIDERACIONES INICIALES.....	22
3.1.2 DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	29
3.1.3 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL.....	31
3.1.4 DISEÑO DEL EJE SECUNDARIO (TDS).....	46
3.1.5 SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO.....	52
3.1.6 DISEÑO DE LOS SOPORTES DEL EJE PRINCIPAL.....	53
3.1.7 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE UNIONES ATORNILLADAS.....	58
3.1.8 CÁLCULO DE ESTRUCTURA SOPORTE.....	65
3.1.9 DISEÑO DE OREJAS DE IZAJE.....	68
4 CAPÍTULO IV.....	72
4.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO.....	72
4.1.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL SISTEMA DE ENROLLAMIENTO.....	72
CONCLUSIONES.....	75
RECOMENDACIONES.....	77

REFERENCIAS	78
ANEXOS	80



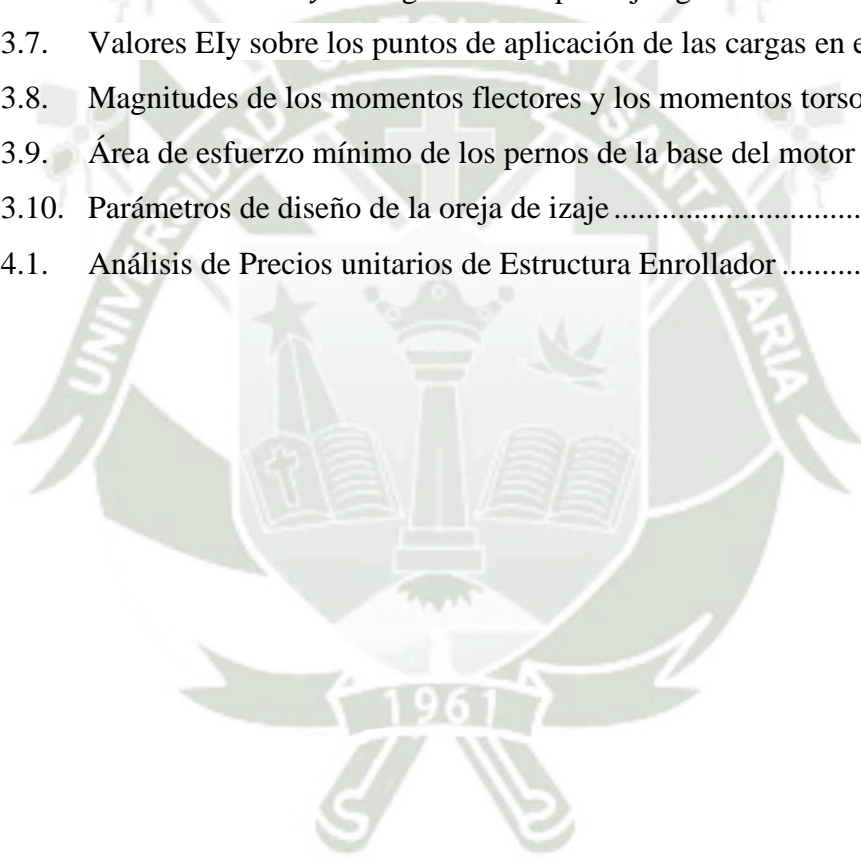
ÍNDICE DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
Figura 2.1. Sistema de Transporte por Faja Transportadoras.	7
Figura 2.2. Sistema de Transporte por Faja Reubicable	8
Figura 2.3. Sistema de Transporte por Faja Móvil.	8
Figura 2.4. Funcionamiento de la faja transportadora de mineral grueso.....	10
Figura 2.5. Partes de la faja de transferencia Típica.	11
Figura 2.6. Faja transportadora – Componentes en la descarga.....	11
Figura 2.7. Interior de la faja.....	12
Figura 2.8. Ancho necesario para tamaño de roca a transportar.	13
Figura 2.9. Tipos de embalaje de faja	14
Figura 2.10. Prensa vulcanizadora de fajas.....	15
Figura 2.11. Esquema de cambio de faja corta	18
Figura 2.12. Vista fotográfica de Belt winder para faja corta.....	18
Figura 2.13. Esquema de cambio de faja larga	19
Figura 2.14. Vista fotográfica de Belt winder para faja larga.....	19
Figura 2.15. Partes de la Belt winder	21
Figura 3.1. Variación del Factor Kt.....	23
Figura 3.2. Diagrama del cuerpo libre del sistema	31
Figura 3.3. Diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor del eje principal.....	34
Figura 3.4. Condiciones de Contorno del eje principal.....	41
Figura 3.5. Análisis de tensiones del eje principal.....	42
Figura 3.6. Análisis de desplazamiento del eje principal.....	42
Figura 3.7. Coeficiente de seguridad del eje principal.....	43
Figura 3.8. Coeficiente de seguridad a la fatiga del eje principal.....	43
Figura 3.9. . Análisis de tensiones del eje principal modificado	44
Figura 3.10. Análisis de desplazamiento del eje principal modificado.....	45
Figura 3.11. Coeficiente de seguridad del eje principal	45
Figura 3.12. Coeficiente de seguridad a la fatiga del eje modificado	46
Figura 3.13. . Diagrama del cuerpo libre del sistema.....	47
Figura 3.14. Análisis de tensiones del polín CEMA E - $\phi 50$ [mm].....	48
Figura 3.15. Análisis de desplazamiento del polín CEMA E - $\phi 50$ [mm].....	48
Figura 3.16. Coeficiente de seguridad del polín CEMA E - $\phi 50$ [mm].....	49

Figura 3.17.	Coefficiente de seguridad a la fatiga del polín CEMA E - $\phi 50$ [mm]	49
Figura 3.18.	Análisis de tensión del polín CEMA E - $\phi 60$ [mm]	50
Figura 3.19.	Análisis de deformación del polín CEMA E - $\phi 60$ [mm]	50
Figura 3.20.	Factor de seguridad del polín CEMA E - $\phi 60$ [mm]	51
Figura 3.21.	Coefficiente de seguridad a la fatiga del polín CEMA E - $\phi 60$ [mm]	51
Figura 3.22.	Dimensiones del cojinete deslizante	54
Figura 3.23.	Asignación de cargas en el cojinete deslizante	55
Figura 3.24.	Análisis de tensión del cojinete deslizante	56
Figura 3.25.	Análisis de desplazamiento del cojinete deslizante	57
Figura 3.26.	Coefficiente de seguridad del cojinete deslizante	57
Figura 3.27.	Dimensiones de la plancha de unión a la estructura	58
Figura 3.28.	Áreas de esfuerzo de rosca estándar americana	62
Figura 3.29.	Dimensiones de la base del soporte del motor	63
Figura 3.30.	Dimensiones de la estructura	65
Figura 3.31.	Asignación de cargas y restricciones de la estructura	66
Figura 3.32.	Esfuerzos en la estructura	66
Figura 3.33.	: Desplazamientos en la estructura	67
Figura 3.34.	Factor de seguridad	67
Figura 3.35.	Dimensiones de la oreja de izaje	69
Figura 3.36.	Asignación de carga y restricciones de la oreja de izaje	70
Figura 3.37.	Análisis de tensiones de la oreja de izaje	70
Figura 3.38.	Análisis de desplazamiento de la oreja de izaje	71
Figura 3.39.	Coefficiente de seguridad de la oreja de izaje	71

ÍNDICE DE TABLAS

	<u>Pág.</u>
Tabla 2.1. Proceso de cambio de Fajas.....	16
Tabla 3.1. Factor de Fricción con el Faldón C.....	25
Tabla 3.2. Diámetro del núcleo o carrete recomendado para bobinas de caucho.....	26
Tabla 3.3. Número de revoluciones necesarias para enrollar las fajas	27
Tabla 3.4. Fuerza Cortante y Momento Flector en el Plano XY – Eje Principal	33
Tabla 3.5. Fuerza Cortante y Momento Flector en el Plano XZ – Eje Principal.....	33
Tabla 3.6. Coeficientes C_m y C_t según ASME para ejes giratorios	35
Tabla 3.7. Valores EI_y sobre los puntos de aplicación de las cargas en el eje.....	39
Tabla 3.8. Magnitudes de los momentos flectores y los momentos torsores	63
Tabla 3.9. Área de esfuerzo mínimo de los pernos de la base del motor	64
Tabla 3.10. Parámetros de diseño de la oreja de izaje.....	68
Tabla 4.1. Análisis de Precios unitarios de Estructura Enrollador	73



ÍNDICE ANEXOS

	<u>Pág.</u>
Anexo A: Valores promedios del coeficiente de adhesión	80
Anexo B: Catálogo de Fajas Transportadoras	81
Anexo C: Eficiencias típicas para transmisión de potencia.....	82
Anexo D: Catálogo motorreductores planetarios SEW EURODRIVE.....	83
Anexo E: Data Sheet – Motor PF012KF87DRN160L4	84
Anexo F: Catálogo variadores de frecuencia CHINT	86
Anexo G: Catálogo acoples flexibles Renold PM	88
Anexo H: Cálculos de los diagramas de corte y momento flector para el eje principal	91
Anexo I: Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono	96
Anexo J: Factores que afectan la resistencia a la fatiga	98
Anexo K: Concentradores de esfuerzos.....	103
Anexo L: Diseño del eje por Fatiga – Segundo Criterio de Goodman.....	105
Anexo M: Deformaciones permisibles en árboles de transmisión	109
Anexo N: Verificación del diseño estructural.....	110
Anexo O: Verificación del diseño de la oreja de izaje.....	112
Anexo P: Planos del enrollador de fajas.....	115

INTRODUCCIÓN

En la actualidad el sector minero en el Perú, es una de las actividades económicas que más impuestos genera hacia el estado peruano, es la principal fuente de exportación y es el sector que ofrece una gran cantidad de puestos de trabajo tanto directa e indirectamente a la población económicamente activa. Como antecedente se tiene que esta actividad minera durante la época republicana, fue iniciada por compañías extranjeras, a mitad del siglo XX paso a manos del estado y actualmente los centros mineros fueron privatizados. siendo los principales productos mineros el cobre, zinc, estaño, bismuto y teluro.

El crecimiento de la minería en la actualidad nos conlleva a mejorar los procesos de ejecución y de montaje, antiguamente la colocación de fajas transportadoras, debido a su magnitud normalmente se realizaban los cambios de fajas con equipo pesado para el proceso de jalado, haciendo dificultosa e insegura su manipulación

El propósito de la presente investigación es diseñar un sistema de enrollamiento mecánico que supla el jalado tradicional de faja. Para ello planteamos un sistema de enrollamiento que busca minimizar los riesgos y los tiempos de jalado de fajas.

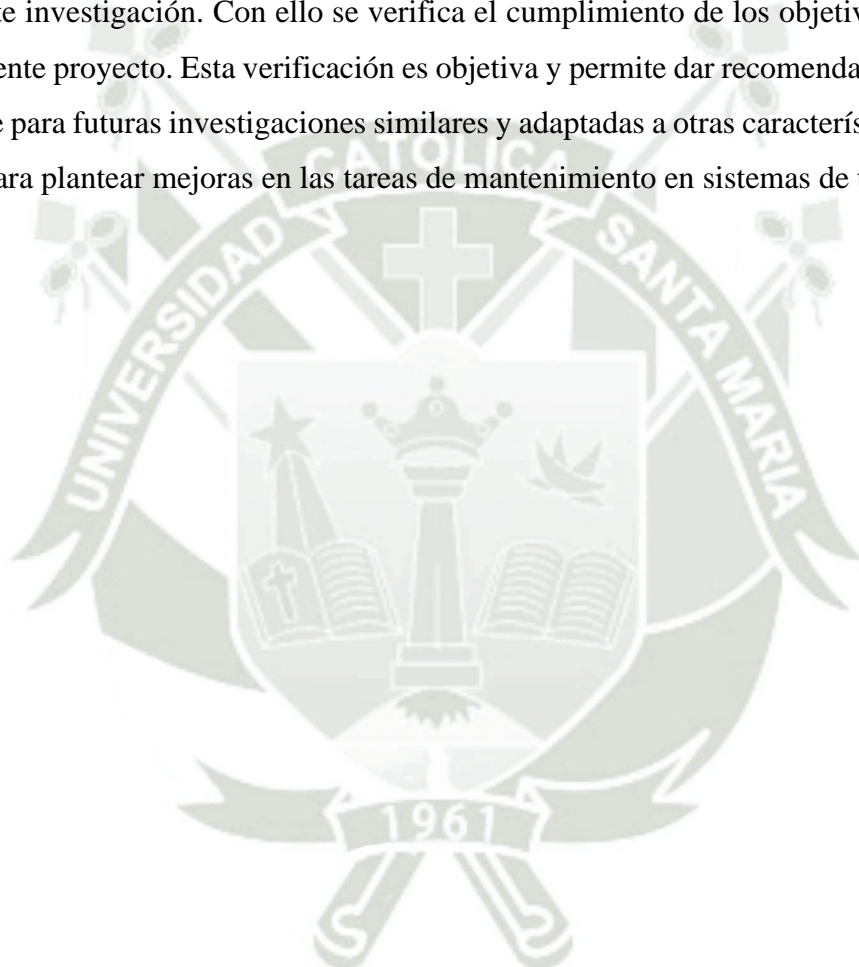
El capítulo II, presentamos los fundamentos teóricos que sustentan las características funcionales del trabajo de las fajas transportadoras, así mismo reconocer sus partes principales y los trabajos de mantenimientos programados que se realizan en un sistema de fajas transportadoras, hacemos especial hincapié en el cambio de faja, para el cual presenta una etapa de jalado de faja gastada e ingreso de faja nueva, la cual es la orientación principal del presente estudio.

El capítulo III, presenta los cálculos básicos para determinar las fuerzas que se presentan para el jalado de la faja existente, para ello se calcula la fuerza de fricción entre la faja y la superficie cuando esta no tiene la carga del material, con lo cual determinamos las cargas de jalado.

El capítulo IV, determina los parámetros principales del sistema de enrollamiento, determinando los ejes de enrollamiento y sistema de tensado, se incluye el sistema motriz y además el sistema estructural, el cual se debe instalar a un lado o en la parte superior del transportador para facilitar el jalado de faja.

En el capítulo V, se presenta la evaluación de costos del sistema de enrolamiento presentado. Estos costos están referidos a nuestra localidad y analizados a diciembre del 2022 y no incluye el IGV. Son de fácil adquisición den el mercado local, lo cual facilita la realización del mismo y la utilización en las unidades mineras con características similares a las analizadas.

Por último, se presentan las conclusiones y recomendaciones del tema motivo de la presente investigación. Con ello se verifica el cumplimiento de los objetivos planteados en el presente proyecto. Esta verificación es objetiva y permite dar recomendaciones que sirven de base para futuras investigaciones similares y adaptadas a otras características de ancho de fajas para plantear mejoras en las tareas de mantenimiento en sistemas de transportes.



CAPÍTULO I.

1.1 MARCO METODOLÓGICO

1.1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El proyecto consiste en diseñar un mecanismo enrollador de fajas transportadoras que permitan realizar esta de mantenimiento de forma segura y sin necesidad de equipos externos que implican mayores riesgos en la ejecución de las mismas. Como sabemos actualmente, se realiza el cambio de fajas transportadoras desgastadas haciendo uso de retroexcavadoras que ayudan en el jalado de las fajas. Antes del jalado se realiza el corte de la faja gastada, en un extremo se une con remaches una faja nueva. En el otro extremo de la faja gastada se une para el jalado, es decir mientras se retira la faja gastada también va ingresando la faja nueva.

Como parte de la problemática actual, es reemplazar el uso de retroexcavadora, debido a que este sistema implica tener mayores riesgos en el jalado, además de necesitar mayores espacios mientras se realiza el jalado, conllevando a restringir trabajos en zonas aledañas con la consecuente disminución de actividades programadas.

Ante esta necesidad, se ha planteado diseñar un mecanismo enrollador de faja que se colocara en una zona superior o cercana a la faja transportadora, que permita el jalado y enrollado mecánicamente a fin de sustituir el equipo externo y además de no ser necesario

espacios mayores, es decir el rollo se puede retirar de acuerdo a los pesos de enrollamiento considerados por el fabricante de la faja.

1.1.2 JUSTIFICACIÓN

Con el crecimiento de la minería en el Perú se requiere de la mejora de procedimientos de fabricación montaje y de producción. Con el desarrollo de la presente tesis se plantea dar solución a los procedimientos antiguos de mantenimiento por cambio de fajas en sistemas de transportadores. De esta manera podemos obtener un procedimiento más seguro al realizar las tareas de mantenimiento, además de minimizar los espacios requeridos para esta maniobra.

1.1.3 ALCANCES

Los alcances de la tesis incluyen el análisis y diseño del enrollador de faja, se desarrolla el análisis estático de la estructura, diseño de soportes y diseño de velocidad rotacional para el tendido de la faja transportadora, el diseño se va a desarrollar para los diferentes tipos de fajas transportadoras que no superen el peso de 20 toneladas y que además no sean anchos mayores a 72 pulgadas.

1.1.4 LIMITACIONES

La presente tesis no incluirá el diseño del sistema eléctrico para el control eléctrico que permita el desarrollo de la faja ni las bases de concreto que se deben de fabricar para soporte del enrollador, todas las uniones se desarrollaran con soldadura, solo la parte eléctrica se realizara con pernos debido a que son para montaje.

El presente estudio se limitará a fajas de 72 pulgadas de ancho, además las características de la configuración del sistema de transporte deben ser similares a las analizadas, es decir si se tiene mayor longitud o configuración de mayores pendientes, podría tener necesidad de mayor fuerza de jalado. Para ello la metodología propuesta puede ser reestructurada para ser aplicada a las necesidades específicas de sistemas de enrollado.

1.1.5 OBJETIVOS.

1.1.5.1 Objetivo General.

- Diseñar un mecanismo para cambio de faja de 72" de ancho y un desarrollo de 230 [m].

1.1.5.2 Objetivo Específico.

- Establecer los requerimientos de diseño del sistema de enrollado para el cambio de faja de 72" de ancho y un desarrollo de 230 [m].
- Dimensionar y verificar los componentes del sistema de enrollado diseñados mediante análisis de elementos finitos en Autodesk Inventor y Ansys.
- Determinar el costo de implementación del sistema de enrollamiento propuesto.

1.1.6 ANTECEDENTES

En la actualidad, las plantas concentradoras buscan ampliar su capacidad de procesamiento o se implementan nuevas plantas Concentradoras como ocurre en el sur de nuestro país. Es por ello que el mantenimiento programado en cada equipo se busca minimizar tiempos de parada y además considerar un factor importante como es la Seguridad al realizar los mantenimientos programados.

Es por ello por lo que cada vez se hace más importante tener sistemas adecuadamente diseñados y dentro de lo establecido como normas y procedimientos de seguridad, sobre todo las herramientas y utillajes que se utilizan en las diversas tareas de mantenimiento de equipos mayores de una planta concentradora como son las fajas transportadoras.

Dentro de las tareas programadas en las diversas unidades mineras del Perú se programan tareas de cambios de fajas transportadoras como parte de sus planes anuales de Mantenimiento, por lo que un equipo enrollador de fajas adecuadamente diseñado e implementado, se hace imprescindible para realizar el cambio de faja de forma correcta y segura.

CAPÍTULO II.

2.1 MARCO TEÓRICO

2.1.1 BASES TEÓRICAS

2.1.1.1 Características del proceso de transporte de mineral mediante fajas transportadoras en plantas concentradoras.

Una faja o cinta transportadora es una estructura en forma de correa cerrada en anillo, hecha de goma o tejido, con una unión vulcanizada o un empalme metálico. Su función principal es el transporte de materiales.

Los sistemas de cintas transportadoras se utilizan cuando se requiere mover grandes cantidades de materiales entre posiciones específicas en una ruta predeterminada. La mayoría de estos sistemas son impulsados mecánicamente, aunque algunos también aprovechan la gravedad para trasladar la carga entre diferentes niveles de altura. Estos sistemas comparten ciertas características: son generalmente mecanizados y a veces automatizados, ocupan posiciones fijas que establecen las rutas, pueden estar ubicados en el suelo o suspendidos del techo, y suelen permitir el flujo unidireccional de materiales. Además, suelen mover cargas discretas, aunque algunos están diseñados para transportar

objetos voluminosos o continuos. Algunos sistemas también pueden combinar transporte y almacenamiento automático de elementos. (Lopez, 2008)

El uso de sistemas de transporte por fajas puede tener un impacto significativo en el medio ambiente, especialmente en operaciones de minería a cielo abierto. Esto se debe a que requieren de un espacio considerable para su instalación, son permanentes, tienen una baja movilidad y pueden interferir con otras operaciones.

Los sistemas de fajas transportadoras fijas suelen ser más adecuados para aplicaciones de chancado fijo. Sin embargo, en las minas de tajo abierto de rocas duras, los sistemas más móviles tienen una aplicación limitada.

A continuación, se presentan descripciones de sistemas alternativos de fajas transportadoras que podrían considerarse para mitigar estos problemas y reducir el impacto ambiental.

A) Faja Fija:

- Capacidad promedio de 5 – 12 kt/h.
- Velocidad promedio de 4 – 6 m/s.
- Ancho promedio 1800 – 2400 mm.
- Comúnmente, en túneles, cubiertos o abiertos.
- Sin flexibilidad.



Figura 2.1. Sistema de Transporte por Faja Transportadoras.
Nota: Castro (2020)

B) Faja Reubicable:

- Capacidad promedio de 5 – 12 kt/h.

- Velocidad promedio de 4 – 6 m/s.
- Ancho promedio 1800 – 2400 mm.
- Comúnmente, en túneles, cubiertos o abiertos.
- Sin flexibilidad.



Figura 2.2. Sistema de Transporte por Faja Reubicable
Nota: Acorsa Perú (2022)

C) Faja Móvil:

- Capacidad promedio de 5 – 12 kt/h.
- Velocidad promedio de 4 – 6 m/s.
- Ancho promedio 1800 – 2400 mm.
- Estaciones montadas en orugas.
- Flexibilidad media, pero impacta en otras operaciones de la unidad.
- Tiempos muertos frecuentes por cambio de fajas.



Figura 2.3. Sistema de Transporte por Faja Móvil.
Nota: Hajnal (2020)

El sistema de transporte mediante fajas ofrece numerosas ventajas en comparación con los métodos de transporte convencionales. A continuación, describimos algunas de ellas:

- Las fajas permiten el transporte de material con pendientes de +/-30%, logrando una eficiencia superior a la de camiones y trenes.
- Estas fajas pueden ser instaladas en diferentes niveles y adaptarse a las necesidades de la operación. Además, tienen la capacidad de cruzar carreteras, rampas, vías de tren y otros obstáculos mediante el uso de puentes y soportes.
- Son capaces de abarcar grandes distancias en su recorrido.
- Presentan una demanda de energía y electricidad relativamente uniforme.
- Su disponibilidad es alta y los costos de mantenimiento son mínimos.
- Contribuyen a mantener los costos operativos en control, incluso frente a la inflación y el aumento de los precios del combustible.
- Tienen una gran capacidad de transporte y, cuando se combinan con chancadoras primarias en el tajo, pueden ajustarse a las necesidades operativas.
- En el mercado actual, existen chancadoras disponibles para satisfacer necesidades particulares.
- Sin embargo, es importante mencionar algunas desventajas o limitaciones asociadas a este sistema.
- El diámetro máximo del material transportado está limitado a 8" e incluso hasta 12", lo que requiere el uso de parrillas o chancadoras en el tajo.
- Los costos de mantenimiento tienden a aumentar cuando se manejan bloques de material de grandes dimensiones o cuando hay una presencia significativa de agua. (Huisa Ccori, 2019).

2.1.1.2 Principio de funcionamiento.

La faja de transferencia recibe la descarga de mineral en los polines de impacto y lo transporta hasta la polea de cabeza. La fricción entre la faja y la polea motriz impulsa su movimiento. Una vez en la polea de cabeza, el mineral es descargado por gravedad, y la faja regresa en sentido contrario sobre los polines de retorno.

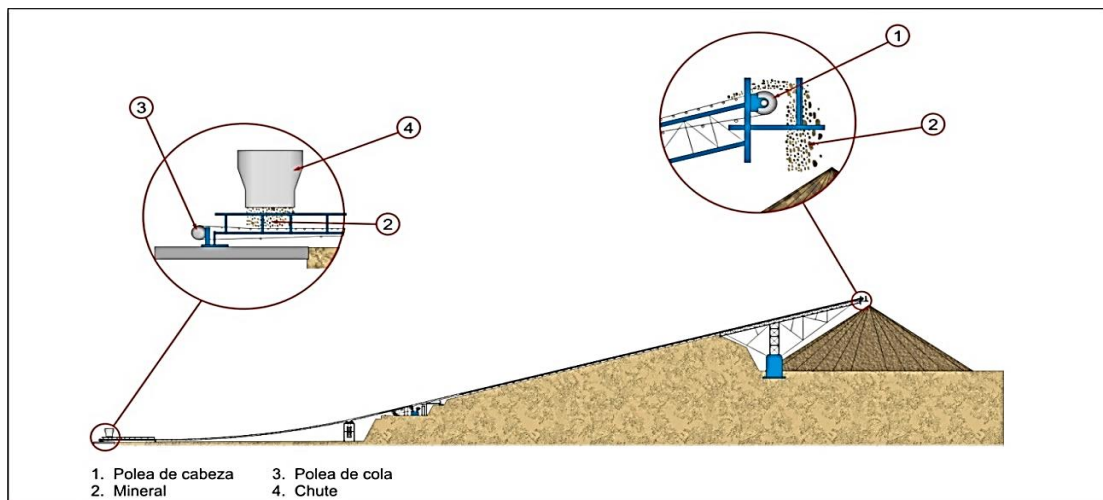


Figura 2.4. Funcionamiento de la faja transportadora de mineral grueso.
Nota: Manual de Operaciones de Plantas concentradoras SMCV (2020)

2.1.1.3 Partes principales del sistema de fajas transportadoras

La faja transportadora está compuesta por diversos elementos, como un sistema de tensado por gravedad, polines de impacto, polines de carga y polines de retorno. Además, incluye una polea de cola, una polea de cabeza y poleas deflectoras. También se encuentra una polea motriz, así como sensores para detectar desalineamiento, rotura o rasgadura de la faja. Otros componentes importantes son el pull cord, sensores de baja velocidad, balanza, magneto y detector de metales. Se utilizan supresores de polvo en el punto de carga de la faja, y se cuenta con un sistema de sprays de agua en la cabeza de la faja para controlar la generación de polvo al caer el mineral. Además, se instala un colector de polvo para extraer las emisiones de polvo generadas por la faja.

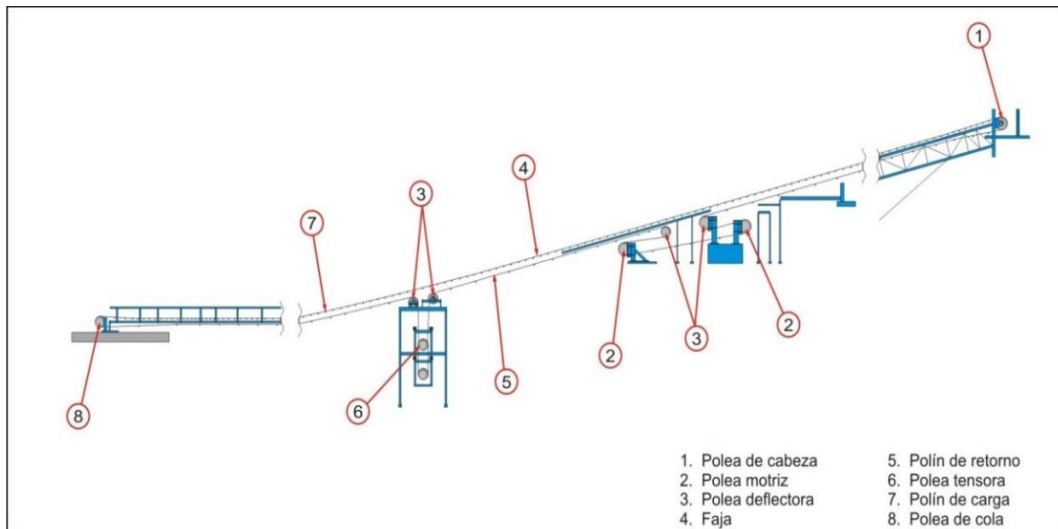


Figura 2.5. Partes de la faja de transferencia Típica.

Nota: Manual de Operaciones de Plantas concentradoras SMCV (2020)

A) Faja

La faja transportadora está formada por capas de tejido y goma que están unidas mediante adhesión o vulcanizado. La capa superior e inferior están diseñadas con un espesor adecuado para resistir la abrasión.

Su principal función es soportar el mineral y llevarlo hasta la polea de cabeza, donde se descarga por gravedad hacia el stockpile.

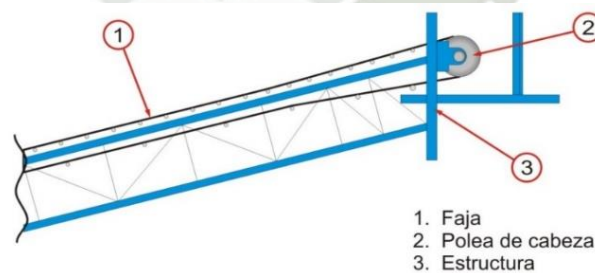


Figura 2.6. Faja transportadora – Componentes en la descarga.

Nota: Manual de Operaciones de Plantas concentradoras SMCV (2020)



Figura 2.7. Interior de la faja.

Nota: capas o pliegues de fajas transportadoras (2022)

B) Poleas

La polea motriz transmite fuerza tangencial a la faja, mientras que las demás poleas (cabeza, cola, tensoras, deflectoras) cambian la dirección de la faja.

C) Polines de impacto

Absorben los golpes causados por la caída de mineral grueso y están revestidos con discos de goma.

D) Polines de carga

Soportan y transportan tanto la faja como el mineral grueso. Tienen una superficie exterior lisa.

E) Polines de retorno

Soportan y transportan la faja en su trayecto de regreso. Están compuestos por discos de goma.

F) Sistema de tensado

Utiliza la gravedad y un contrapeso para mantener la tensión adecuada en la faja y asegurar un buen contacto con la polea motriz durante el arranque. También mantiene la tensión adecuada en el ramal de retorno.

G) Sistema motriz

Proporciona el movimiento giratorio a la polea motriz a una velocidad constante.

H) Raspadores o limpiadores

Los raspadores son herramientas utilizadas para prevenir la adhesión de material tanto en la faja como en las poleas deflectoras. Existen diversos tipos de raspadores diseñados para la faja, y su efectividad puede variar dependiendo de la temperatura, humedad y tamaño del material. Es importante ajustar y monitorear los raspadores para garantizar su eficacia de acuerdo a las condiciones de trabajo, y en algunos casos puede ser necesario utilizar más de un raspador. (CEMA, 2002) .

2.1.1.4 Determinación de parámetros de diseño para fajas transportadoras

A) Velocidades de las fajas transportadoras.

La velocidad adecuada de la faja transportadora depende de las características del material, la capacidad requerida y las tensiones en la faja. Para evitar problemas como generación de polvo o daños al material, se recomienda ajustar la velocidad de la faja. Materiales polvorientos deben ser transportados a velocidades bajas, mientras que materiales frágiles o pesados con bordes afilados se manejan mejor a velocidades moderadas. Existen recomendaciones específicas de velocidad según las características del material.

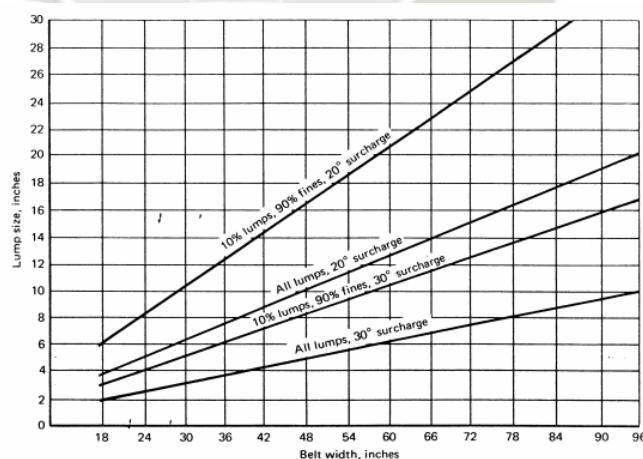


Figura 2.8. Ancho necesario para tamaño de roca a transportar.
Nota: Manual CEMA 2002.

Bajo condiciones favorables de carga y transferencia, para cintas acanaladas con anchos mayores de 30 pulgadas, se permite cierto exceso de las velocidades recomendadas en la

tabla 4-1 a materiales como: arena húmeda, hulla, tierra con terrones no muy grandes, y piedra picada (CEMA).

B) Ancho de las fajas transportadoras

El ancho de la faja transportadora se expresa comúnmente en pulgadas y sigue una secuencia específica. Para una velocidad determinada, el ancho de la faja y la capacidad del transportador tienden a aumentar de manera proporcional. Sin embargo, es importante tener en cuenta el tamaño de los terrones a manejar al seleccionar el ancho de la faja. Esta debe ser lo suficientemente amplia para evitar que el material quede demasiado cerca de los bordes, y también se deben ajustar las dimensiones internas de los chutes de carga y la distancia entre los delantales para evitar obstrucciones. (CEMA).

Ancho de fajas : 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60, 72, 84 y 96 pulgadas (Sistema americano).

C) Empaquetado y transporte de las bobinas de faja

A pesar de su construcción robusta y duradera, las fajas transportadoras pueden sufrir daños durante el transporte si no se manipulan y descargan correctamente. Para minimizar el riesgo de daños durante el transporte, se utilizan diferentes tipos de embalaje, como protección de bordes, papel de aluminio y tambores de madera. Estos métodos de embalaje ayudan a proteger y asegurar la integridad de las bobinas de faja durante su tránsito.



Figura 2.9. Tipos de embalaje de faja
Nota: (Dunlop Conveyor Belting, 2016)

D) Empalme de fajas

El empalme en caliente es un proceso más complejo que requiere herramientas sofisticadas, experiencia y un entorno limpio. Se realiza aplicando calor y productos químicos en condiciones controladas de temperatura y humedad. Este proceso lleva aproximadamente 20 horas y una vez completado, se retira la prensa de vulcanizado para su traslado a la siguiente cinta transportadora o para su eliminación. Por otro lado, el empalme en frío se realiza utilizando adhesivos de alta calidad con propiedades de adherencia excepcionales. También existen empalmes metálicos con clips que ofrecen versatilidad y se utilizan en situaciones donde hay un desgaste continuo y se requiere flexibilidad.




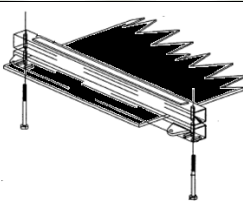
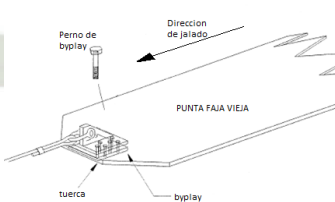
Figura 2.10. Prensa vulcanizadora de fajas
Nota: (Dunlop Conveyor Belting, 2016; MarcadorDePosición1)

2.1.1.5 Proceso de cambio de fajas

Enrollado y desenrollado de la faja Cuando la bobina principal está montada sobre un soporte (llamado atril), y un extremo de la faja es halado por el enrollador hasta conseguir la dimensión requerida. El proceso consta de la preparación en la cual se asegura de tener un área limpia de trabajo y ordenada. Reúne el carrete o núcleo original en la faja de enrollada inicial. La inspección tiene el objetivo de verificar que la faja no cuente con algún daño, desgaste o deformaciones. El desenrollando toma el extremo libre de la faja y desenrollarla completamente, este asegura que no tenga entrenudos, enredos, vueltas superpuestas. Posicionamiento del carrete, se coloca el carreteo núcleo en posición vertical y sujetado firmemente. Alineación esta toma el extremo de la faja y lo coloca de manera que este alineado con el carrete. El enrollado con el extremo de la faja de la posición correcta en la cual este es enrollado en sentido horario. El guiado a medida que este se va enrolladnos la fajas es guiado suavemente con un mecanismo con la intensión de que se tuerza o formen repliegues, el enrollado continuo, este es enrollado de manera continua hasta que se llegue al

otro extremo y el aseguramiento en la cual para evitar que se desarrolle se tiene que utilizar bandas elásticas, abrazaderas o lo que indica el fabricante, para el embobinado de fajas automática este tiene un sistema de bloqueo.

Tabla 2.1. Proceso de cambio de Fajas

Pasos	Panel Fotográfico	
Traslado y posicionamiento de equipos belt winder / rollos y atrill.		
Instalación de mordazas de retención		
Corte de faja y ejecución de empalme mecánico con grapas flexco de 2"		
Instalación de byplay en punta de faja usada/montaje de faja usada en belt winder		
Retiro de mordazas de retención		

Pasos	Panel Fotográfico	
Montaje de faja nueva / retiro de faja deteriorada		
Colocación de mordazas, montaje de prensa vulcanizadora inferior.		
Preparación de puntas de empalme (pelado de step's).		
Recojo y traslado de equipos		

Nota: Pets de mantenimiento

2.1.1.6 Tipos de Belt winder según longitud

A) Enrollador de faja de longitud corta

Este tipo de Belt Winder es compacto y portátil, diseñado para manejar fajas de longitud relativamente corta. Por lo general, consta de una estructura metálica resistente y dos ejes donde cumple ambas funciones (enrollado y desenrollado) con ruedas o patas para facilitar su transporte y posicionamiento en el área de trabajo.

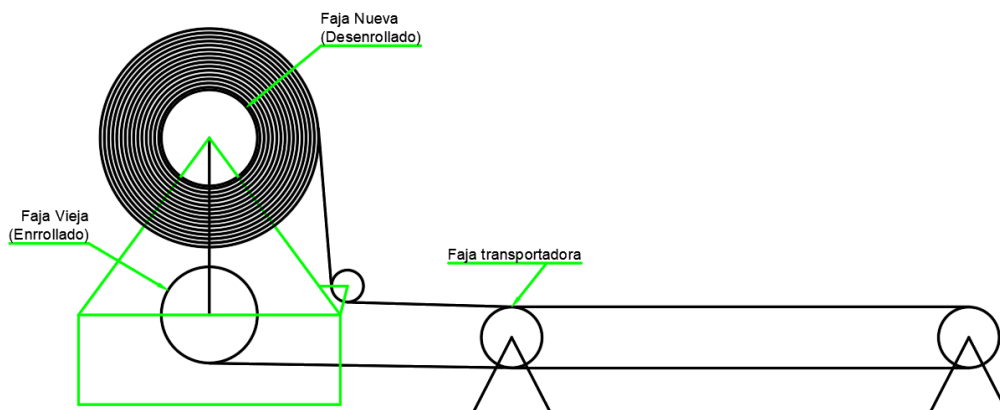


Figura 2.11. Esquema de cambio de faja corta



Figura 2.12. Vista fotográfica de Belt winder para faja corta
Nota: (Transco Industries Inc., 2013)

B) Enrollador de faja de longitud larga

Este tipo de Belt Winder está diseñado para manejar fajas de longitud considerable y con anchos que van de 48 a 72 pulgadas, como las utilizadas en aplicaciones mineras o de gran escala. Son equipos más grandes y robustos, construidos con materiales resistentes para soportar el peso y la tensión de las fajas largas. Por lo general, están equipados con sistemas motorizados o hidráulicos de alta potencia para el enrollado y desenrollado eficiente de la faja.



Figura 2.13. Esquema de cambio de faja larga



Figura 2.14. Vista fotográfica de Belt winder para faja larga
Nota: (TriStar Design & Manufacturing INC, 2023)

2.1.1.7 Partes de la belt winder

- Sistema de transmisión: El sistema de transmisión de una Belt Winder es responsable de transmitir la potencia del motor al tambor de devanado. Puede consistir en una combinación de componentes, como correas, poleas y engranajes, que trabajan en conjunto para proporcionar el movimiento necesario.
- Panel de control: El panel de control es el dispositivo desde el cual el operador puede controlar y monitorear el funcionamiento de la Belt Winder. Puede incluir interruptores, botones, perillas y pantallas, según el nivel de automatización y las características específicas de la máquina.
- Sistema de accionamiento: El sistema de accionamiento es el mecanismo que permite el movimiento del tambor de devanado. Puede ser motorizado,

con un motor eléctrico o hidráulico, o manual, utilizando una manivela u otro dispositivo de accionamiento manual para girar el tambor.

- Rollo de caucho: El rollo de caucho es un componente utilizado para asegurar y guiar la correa transportadora durante el proceso de enrollado o desenrollado. Proporciona fricción y tracción para evitar que la correa se deslice mientras se enrolla o desenrolla.
- Carrete: El carrete es un componente en forma de cilindro o tambor que se utiliza para enrollar la correa transportadora. La correa se envuelve alrededor del carrete durante el proceso de devanado. Los carretes suelen ser de acero u otro material resistente y están diseñados para soportar el peso y la tensión de la correa.
- Eje de carrete: El eje de carrete es el eje central en el que se monta el carrete. Proporciona soporte y permite que el carrete gire durante el proceso de devanado. El eje de carrete puede ser desmontable para facilitar el cambio de carretes o el mantenimiento de la máquina.
- Bastidor: El bastidor es la estructura principal de la Belt Winder que proporciona soporte y estabilidad a todas las partes y componentes. Está diseñado para resistir las fuerzas y tensiones generadas durante el proceso de enrollado o desenrollado de la correa. El bastidor puede estar construido con acero u otro material resistente.

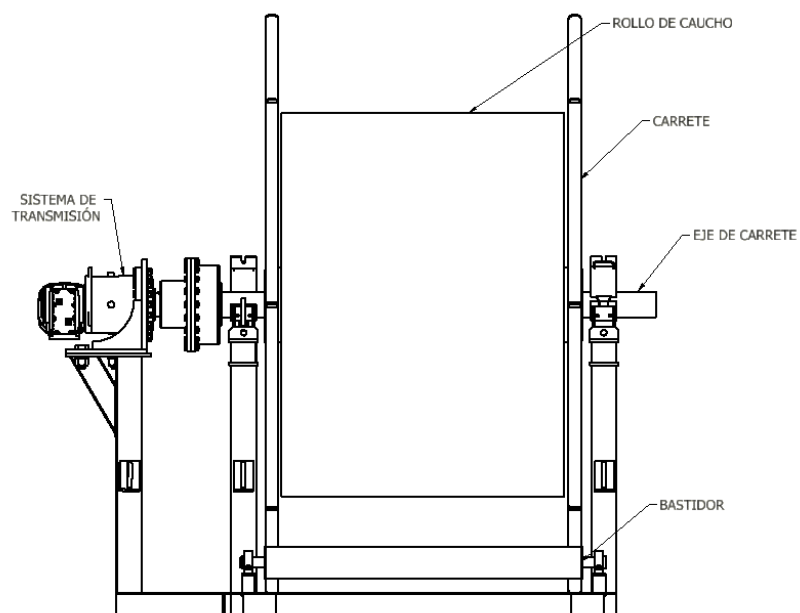


Figura 2.15. Partes de la Belt winder

CAPÍTULO III.

3.1 DISEÑO DEL SISTEMA

3.1.1 CONSIDERACIONES INICIALES

Los sistemas mecánicos deben ser dimensionados considerando las pérdidas disipadas en forma de calor. Por ello, un sistema que incluye una fuente de alimentación, sistema de transmisión, carga, etc., cuenta con una eficiencia individual por cada componente y una eficiencia global, cuyo valor deriva del producto de todas las eficiencias individuales.

La fuerza necesaria para generar el movimiento se determina mediante el estándar CEMA con carga nula, es decir sin el efecto del material.

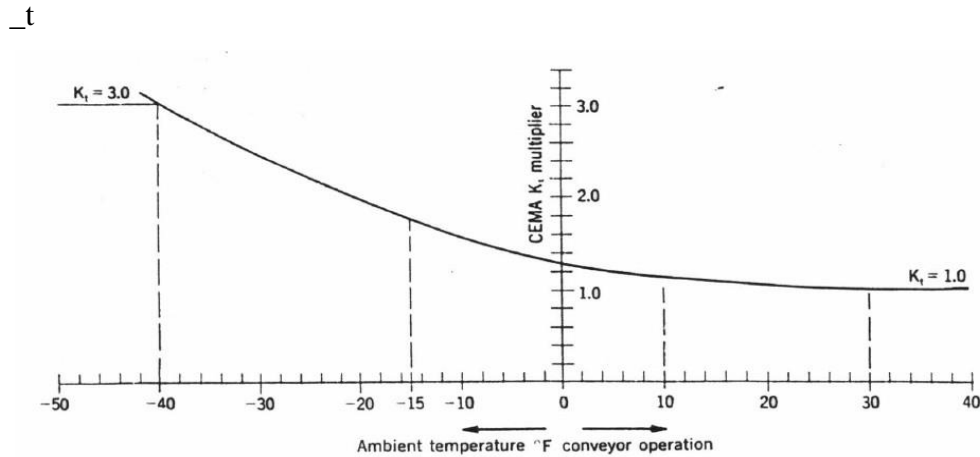
$$W_m = 0$$

- Ancho de banda (B) : 72 [in]
- Longitud de la banda (L) : 1,673 [ft]
- Peso de la banda (W_b) : 24 [lb/ft]
- Altura del sistema (H) : 2.15 [ft]
- Velocidad de transporte (V) : 600 [fpm]

A) Factor de corrección de la temperatura ambiente (K_t):

Para una temperatura ambiente de $6^\circ\text{C} \sim 43^\circ\text{F}$ se tiene según la **Figura 3.1** un valor:

$$K_t = 1.2$$



La operación a temperaturas menores a los 15°F, involucran problemas en las consideraciones de potencia. Consulte al fabricante del transportador para tomar en cuenta las especificaciones de faja especial, engrase, de limpieza y las modificaciones necesarias en el diseño.

Figura 3.1. Variación del Factor K_t
Fuente: Manual CEMA 2002

B) Fuerza para superar la fricción y rotación de los Rodillos (A_i):

Para rodillos de 6 [in] de diámetro según el manual del CEMA tenemos el valor de A_i :

$$A_i = 2.8 \text{ [lb]}$$

C) Factor de Fricción del Rodillo (K_x):

De acuerdo con la ecuación (3.1) se obtiene el valor de K_x :

$$K_x = 0.00068 (W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i} \quad (3.1)$$

$$K_x = 0.00068 \left(24 \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}} \right] + 0 \right) + \frac{2.8 \text{ [lb]}}{2.5 \text{ [ft]}}$$

$$K_x = 1.14 \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}} \right]$$

D) Factor para Calcular la Fuerza en la Faja y la Carga de Flexión sobre los Rodillos (K_y):

$$K_y = (W_m + W_b) \times A \times 10^{-4} + B \times 10^{-2} \quad (3.2)$$

De acuerdo con el CEMA tabla 6.4 los valores de A y B serian: A = 0.5828; B = 0.842

Remplazando los valores se obtiene:

$$K_y = \left(0 + 24 \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}}\right]\right) \times 0.5828 \times 10^{-4} + 0.842 \times 10^{-2}$$

$$K_y = \mathbf{0,010 \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}}\right]}$$

E) Tensión de resistencia de poleas (T_p):

Según la tabla 6-5 del CEMA se tiene:

$$T_p = 200 [\text{lb}] \times \#Poleas \quad (3.3)$$

$$T_p = 200 [\text{lb}] \times 7$$

$$T_p = \mathbf{1,400 [\text{lb}]}$$

F) Tensión para acelerar el material (T_{am}):

Según el CEMA para se define mediante la siguiente ecuación:

$$T_{am} = 2.8755 \times 10^{-4} \times Q \times (V - V_0) \quad (3.4)$$

Como $Q = 0$:

$$T_{am} = \mathbf{0}$$

G) Tensión en los dispositivos de limpieza (T_{bc}):

De acuerdo con la tabla 6.6 del CEMA se tiene que:

$$T_{bc} = 5 \times B \times \#Desviadores \quad (3.5)$$

$$T_{bc} = 5 \left[\frac{\text{lb}}{\text{in}}\right] \times 72[\text{in}] \times 4$$

$$T_{bc} = \mathbf{1,440 [\text{lb}]}$$

H) Tensión por la fricción de faldones (T_{sb}):

Se tiene la siguiente fórmula:

$$T_{sb} = Lb \times (C_s \times h_s^2 + 6) \quad (3.6)$$

Donde:

C_s : Factor para diferentes materiales tabla 6-7 CEMA

Lb [ft] : Longitud de los faldones

Hs [in] : Profundidad del material en contacto

Tabla 3.1. Factor de Fricción con el Faldón C

Material	Factor C _s	Material	Factor C _s	Material	Factor C _s
Alúmina, pulv.,seca	0.1210	Coque, molido fino	0.0452	Piedra de cal, pulv., seca	0.1280
Ceniza, de carbón de piedra,seca	0.0571	Coque, en trozos y fino	0.0186	Cloruro de Magnesio , seco	0.0276
Bauxita, molida	0.1881	Copra, en trozos	0.0203	Avenas	0.0219
Frijoles, Navy,secos	0.0798	Cullet	0.0836	Fosfato roca, seca, partida	0.1086
Borax	0.0734	Trigo, harina	0.0265	Sal, común, seca fina	0.0814
Bran, granulado	0.0238	Grano, trigo maíz o centeno	0.0433	Arena, seca,de cantera	0.1378
Cemento, Portland, seco	0.2120	Grava,extraída de mina	0.1145	Aserrín, seco	0.0086
Cemento clinker	0.1228	Yeso , cernido hasta ½"	0.0900	Ceniza de soda,pesada	0.0705
Arcilla, ceramica,seca fina	0.0924	Mineral de hierro, 200 lbs por cada pie	0.2760	Almidón,en trozos grandes	0.0623
Carbón de piedra, antracita, medida	0.0538	Cal, quemada, 1/8"	0.1166	Azúcar,granulada seca	0.0349
Carbón de piedra, bituminoso, extraído de mina	0.0754	Cal, hidratada	0.0490	Viruta de madera, hogged combustible	0.0095

Fuente: Manual CEMA 2002

Reemplazando valores:

$$T_{sb} = 18 \text{ [ft]} \times (0.2760 \times 3^2 + 6)$$

$$T_{sb} = 152.71 \text{ [lb]}$$

I) Cálculo de la tensión Efectiva (T_e):

Después de haber calculado todos los componentes que intervienen en la tensión dela faja, se procede a determinar Te según la ecuación:

$$T_e = L \times K_t(K_x + K_y W_b + 0.015 W_b) + W_m(L \times K_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac} \quad (3.7)$$

Reemplazando valores se obtiene que la tensión efectiva es:

$$T_e = 6,486.56 \text{ [lb]}$$

Se procede a calcular las tensiones T₁ y T₂:

$$T_e = T_1 - T_2 \quad (3.8)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{e^{f\theta} - 1} \quad (3.9)$$

Donde:

e : Logaritmo neperiano

θ [rad] : Ángulo de arrollamiento de la faja alrededor de la polea

f : Coeficiente de fricción entre la superficie de la polea y la faja = 0.35

Remplazando datos se tiene:

$$T_1 = 12,173.53 \text{ [lb]} = 54,150.56 \text{ [N]}$$

$$T_2 = 5,686.97 \text{ [lb]} = 25,296.9 \text{ [N]}$$

Por ende, la fuerza de jalado será:

$$F_x = 54.15 \text{ [kN]}$$

3.1.1.2 Requerimiento del torque inicial

El diámetro del carrete se determina en función de la geometría de la faja a enrollar, a modo de evitar la deformación de estos componentes usados en el transporte de material. A continuación, se muestran los diámetros mínimos recomendados según el catálogo de correas transportadoras del fabricante Dunlop (2016):

Tabla 3.2. Diámetro del núcleo o carrete recomendado para bobinas de caucho

Diámetro del núcleo del carrete [mm]	Aplicación
250	General
400	Cintas anchas y pesadas

Nota: (Dunlop Conveyor Belting, 2016)

Como se trata de una cinta de bajo espesor se considera un diámetro del núcleo igual a 250 [mm]. Por tanto, respecto al eje el torque será:

$$T_1 = F_x \times \frac{d_1}{2} \quad (3.10)$$

Donde:

T_1 (kNm): Torque inicial

F_x (kN) : Fuerza de enrollado

d_1 (m) : Diámetro del carrete

$$T_1 = 54.15 \text{ [kN]} \times \frac{0.25 \text{ [m]}}{2}$$

$$T_1 = 6.77 \text{ [kN} \cdot \text{m]}$$

3.1.1.3 Velocidad de giro del carrete

Dado el espesor del caucho y longitud a enrollar, conforme se efectúe el bobinado el diámetro del sistema crecerá, lo que incrementará la velocidad tangencial, pero a una

velocidad angular constante. A partir de la segunda revolución del carrete para el bobinado, se enrollará una longitud en metros de:

$$L_{\text{Enrollada}} = \pi \times \left(d + \frac{2e}{1000} \right) \quad (3.11)$$

donde:

$L_{\text{Enrollada}}$ (m) : Diámetro del rollo de la faja

d (mm) : Diámetro de enrollado

e (mm) : Espesor de la faja

En la tabla a continuación, se muestra el número de vueltas necesarias para enrollar la faja, así como el diámetro final para calcular el torque máximo.

Tabla 3.3. Número de revoluciones necesarias para enrollar las fajas

N°	Diámetro [m]	Long. C [m]	Long. Rest [m]	N°	Diámetro [m]	Long. C [m]	Long. Rest [m]
0	0,25	0,905	229,095	29	1,3549	4,376	150,78
1	0,2881	1,025	228,07	30	1,393	4,496	146,284
2	0,3262	1,144	226,926	31	1,4311	4,616	141,668
3	0,3643	1,264	225,662	32	1,4692	4,735	136,933
4	0,4024	1,384	224,278	33	1,5073	4,855	132,078
5	0,4405	1,504	222,774	34	1,5454	4,975	127,103
6	0,4786	1,623	221,151	35	1,5835	5,094	122,009
7	0,5167	1,743	219,408	36	1,6216	5,214	116,795
8	0,5548	1,863	217,545	37	1,6597	5,334	111,461
9	0,5929	1,982	215,563	38	1,6978	5,453	106,008
10	0,631	2,102	213,461	39	1,7359	5,573	100,435
11	0,6691	2,222	211,239	40	1,774	5,693	94,742
12	0,7072	2,341	208,898	41	1,8121	5,813	88,929
13	0,7453	2,461	206,437	42	1,8502	5,932	82,997
14	0,7834	2,581	203,856	43	1,8883	6,052	76,945
15	0,8215	2,701	201,155	44	1,9264	6,172	70,773
16	0,8596	2,82	198,335	45	1,9645	6,291	64,482
17	0,8977	2,94	195,395	46	2,0026	6,411	58,071
18	0,9358	3,06	192,335	47	2,0407	6,531	51,54
19	0,9739	3,179	189,156	48	2,0788	6,65	44,89
20	1,012	3,299	185,857	49	2,1169	6,77	38,12
21	1,0501	3,419	182,438	50	2,155	6,89	31,23
22	1,0882	3,538	178,9	51	2,1931	7,01	24,22
23	1,1263	3,658	175,242	52	2,2312	7,129	17,091
24	1,1644	3,778	171,464	53	2,2693	7,249	9,842
25	1,2025	3,897	167,567	54	2,3074	7,369	2,473
26	1,2406	4,017	163,55	55	2,3455	7,488	-5,015
27	1,2787	4,137	159,413				

Considerando una velocidad de giro constante, lo suficientemente bajo por cuestiones de seguridad, se ha decidido dimensionar el sistema de 1.50 [rpm], lo que tomaría enrollar por completo la faja un tiempo de:

$$n_1 = 1.50 \text{ [rpm]}$$

$$N^\circ = 55 \text{ [rev]}$$

La ecuación para determinar el tiempo de enrollado de la faja es:

$$t_1 = \frac{N^\circ}{n_1} \quad (3.12)$$

donde:

t_1 (min) : Tiempo de enrollado de la faja

N° : Número de vueltas para enrollar la faja

n_1 (rpm) : Velocidad de rotación del eje

Reemplazando las variables en la ecuación 3.7, el tiempo de enrollado será:

$$t_1 = 36.7 \text{ [min]}$$

Por cuestiones de seguridad se va a verificar que las velocidades tangenciales tanto inicial como final sean lo suficientemente bajas:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_1}{60} \quad (3.13)$$

donde:

v (m/s) : Velocidad tangencial

r (m) : Radio

n_1 (rpm) : Velocidad de rotación del eje

Para el radio $r_1 = 0.125$ [m]

$$v_1 = \frac{2 \cdot \pi \times 0.125 \text{ [m]} \times 1.5 \text{ [rpm]}}{60} = 0.02 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Para el radio $r_2 = 1.1728$ [m]

$$v_2 = \frac{2 \cdot \pi \times 1.1728 \text{ [m]} \times 1.5 \text{ [rpm]}}{60} = 0.184 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

3.1.1.4 Requerimiento del torque máximo

Empleando la ecuación 3.5 se determina el requerimiento de torque máximo con el diámetro máximo de bobina:

Diámetro máximo de bobina $d_2 = 2.346$ [m]

$$T_2 = F \times \frac{d_2}{2} = 63.51 \text{ [kN.m]}$$

3.1.2 DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO

Considerando que la potencia debe mantenerse con el radio a un par torsional de $T_2 = 63.51$ [kN.m] y una velocidad angular constante de $n = 1.5$ [rpm].

$$\text{Potencia} = \frac{T \times n}{9.550}$$

donde:

T (kNm) : Torque máximo

n (rpm) : Velocidad de rotación

$$\text{Potencia} = \frac{63.51 \text{ [kN.m]} \times 1.5 \text{ [rpm]}}{9.550}$$

$$\text{Potencia} = 9.97 \text{ [kW]}$$

Teniendo en cuenta las pérdidas electromagnéticas y mecánicas, así como el factor de servicio:

$$\text{Potencia corregida} = \frac{\text{Potencia}}{\eta_T}$$

donde:

η_T : Eficiencia total de los sistemas de transmisión

La eficiencia total corresponde al producto de la eficiencia del reductor (0.98) y a la eficiencia del acoplamiento (0.99).

$$\eta_T = \eta_r \times \eta_a$$

donde:

η_r : Eficiencia del reductor

η_a : Eficiencia del acoplamiento

$$\text{Potencia corregida} = \frac{9.97 \text{ [kW]}}{0.98 \times 0.99} = 10.83 \text{ [kW]}$$

Con un factor de servicio de 1.1 la potencia de diseño será:

$$\text{Potencia de diseño} = 11.91 \text{ [kW]} = 15.97 \text{ [HP]}$$

3.1.2.1 Selección del motorreductor

Los motores eléctricos se venden comercialmente en potencias del orden de 5 [HP], 7[HP], 10 [HP], 15[HP], 20 [HP], etc. Por ende, el inmediato comercial a la potencia requerida para accionar el sistema es un motor de 20 [HP]. Del fabricante SEW EURODRIVE, se selecciona el motor que incluye un reductor de cuerpo cónico con las siguientes características:

Código del producto	: PF012KF87DRN160L4
Tipo de máquina de impulso	: Motor Eléctrico IE3
Potencia del motor	: 15 [kW]
Velocidad nominal del motor	: 1777 [rpm]
Velocidad de salida	: 3.6 [rpm]
Índice de reducción total	: 493
Par torsor	: 38.9 [kNm]
Frecuencia	: 60 [Hz]
Eje de salida	: 140x250 [mm]
Peso neto	: 480 [kg]

3.1.2.2 Selección del variador de frecuencia

Teniendo en cuenta la potencia del motorreductor de 15 [kW] se selecciona el variador de frecuencia del fabricante CHINT con las siguientes características.

Código del producto	: NVF2G - 18.5/TS4
Potencia nominal	: 18.5 [kW]
Corriente nominal de entrada	: 18.5 [A]
Corriente nominal de salida	: 37.0 [A]
Grado de protección IP	: 20
Peso	: 15 [kg]

3.1.3 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

3.1.3.1 Requerimientos para el diseño

Torque Requerido	: 63.51 [kNm]
Ángulo de la faja	: 45 [°]
Fuerza de tensión (F_x)	: 54.15 [kN]
Peso de la faja (W)	: 90.25 [kN]

Inicialmente se determinará el diámetro mínimo del eje para soportar las cargas por resistencia, y se corroborará con el análisis de fatiga y rigidez lateral. Adicionalmente, el eje se ha dividido por tramos para determinar los distintos requerimientos en cada zona:

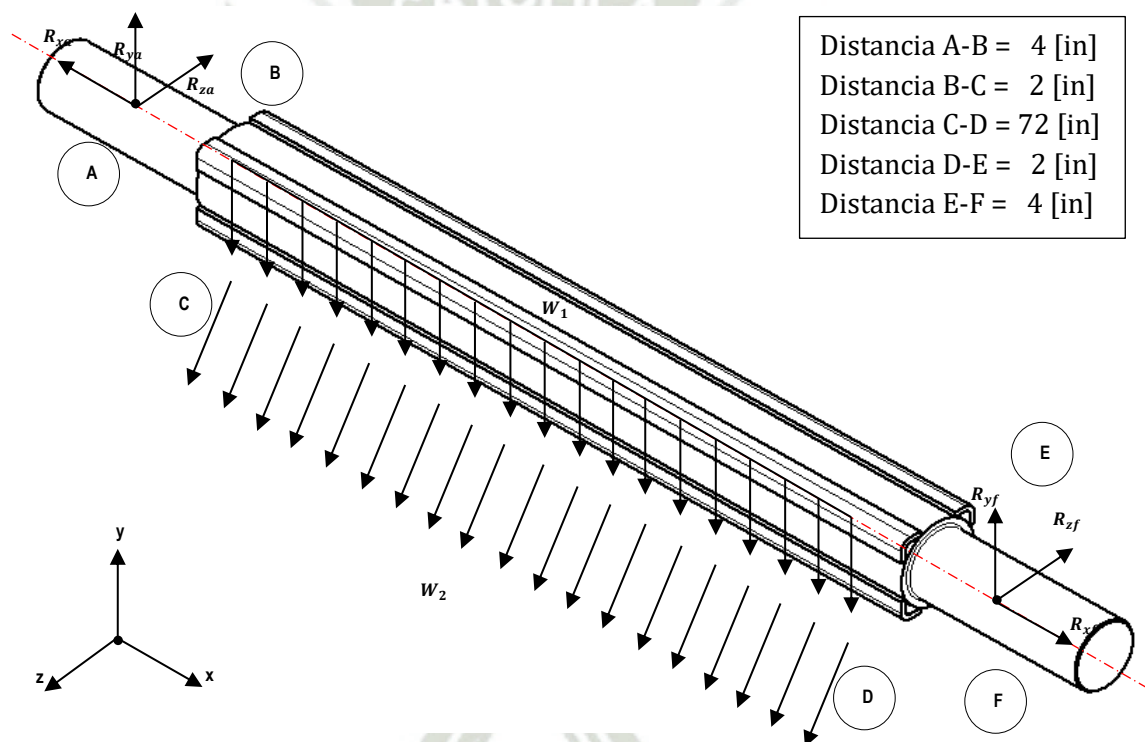


Figura 3.2. Diagrama del cuerpo libre del sistema

Se tienen cargas distribuidas tanto en el plano XY y plano XZ en la zona de apoyo de la faja de 72 [in], cuyos valores son:

Carga distribuida debido al peso de la faja (W_1)

$$W_1 = \frac{W}{L_{Apoyo}} = \frac{90.252 \text{ [kN]}}{72 \text{ [in]} \times \frac{0.0254 \text{ [m]}}{1 \text{ [in]}}}$$

$$W_1 = 49.35 \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right]$$

Carga distribuida debido a la tensión de la faja (W_2)

$$W_2 = \frac{F_x}{L_{Apoyo}} = \frac{54.15 [kN]}{72 [in] \times \frac{0.0254 [m]}{1 [in]}}$$

$$W_2 = 29.61 \left[\frac{kN}{m} \right]$$

Sin embargo, el ángulo ($\theta = 45^\circ$) formado por el eje TDS, distribuye la carga distribuida W_2 en el eje Y y Z:

$$W'_2 = W_2 \times \cos 45^\circ = 20.94 \left[\frac{kN}{m} \right]$$

Ecuaciones de equilibrio en el eje Y

$$+\downarrow \Sigma F_y = 0:$$

$$-R_{ay} + F_{cy} - R_{fy} = 0$$

$$+\Sigma M_C = 0:$$

$$-R_{ay} \times \frac{L_{Apoyo}}{2} + R_{fy} \times \frac{L_{Apoyo}}{2} = 0 \rightarrow R_{ay} = R_{fy}$$

$$F_{cy} = R_{ay} + R_{fy} = 2R_{ay} \rightarrow \frac{F_{cy}}{2} = R_{ay} = R_{fy}$$

Si F_{cy} es:

$$F_{cy} = (W_1 + W'_2) \times L_{Apoyo}$$

$$F_{cy} = 128.54 [kN] \rightarrow R_{ay} = R_{fy} = 64.27 [kN]$$

Ecuaciones de equilibrio en el eje Z

$$+\leftarrow \Sigma F_z = 0:$$

$$-R_{az} + F_{cz} - R_{fz} = 0$$

$$+\Sigma M_C = 0:$$

$$-R_{az} \times \frac{L_{Apoyo}}{2} + R_{fz} \times \frac{L_{Apoyo}}{2} = 0 \rightarrow R_{az} = R_{fz}$$

$$F_{cz} = R_{az} + R_{fz} = 2R_{az} \rightarrow \frac{F_{cz}}{2} = R_{az} = R_{fz}$$

$$F_{cz} = W'_2 \times L_{Apoyo}$$

$$F_{cz} = 38.29 [kN] \rightarrow R_{az} = R_{ez} = 19.145 [kN]$$

Tabla 3.4. Fuerza Cortante y Momento Flector en el Plano XY – Eje Principal

N°	Punto	X [in]	X [m]	V(x) [kN]	M(x) [kNm]
1	Punto A	0	0	-64,27	0,00
2	Punto B	4	0,1016	-64,27	-6,53
3	Punto C	6	0,1524	-64,27	-9,79
4		14	0,3556	-49,99	-21,40
5		22	0,5588	-35,71	-30,11
6		30	0,7620	-21,42	-35,91
7		38	0,9652	-7,14	-38,82
8		42	1,0668	0,00	-39,18
9		46	1,1684	7,14	-38,82
10		54	1,3716	21,42	-35,91
11		62	1,5748	35,71	-30,11
12		70	1,7780	49,99	-21,40
13	Punto D	78	1,9812	64,27	-9,79
14	Punto E	80	2,0320	64,27	-6,53
15	Punto F	84	2,1336	64,27	0,00

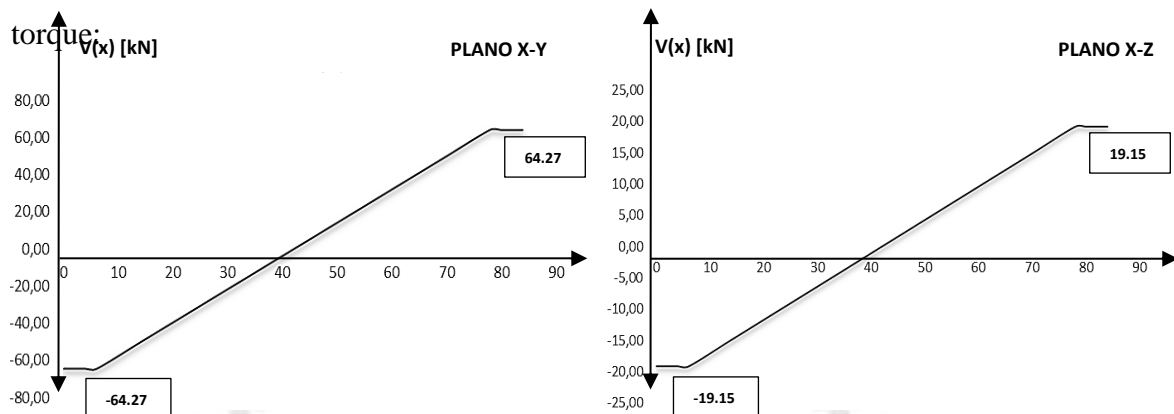
En la Tabla 3.5 el momento flector es máximo en el tramo C-D, a una distancia del apoyo en A de 42 [in] o 1.0668 [m], con un valor de 39.18 [kNm].

Tabla 3.5. Fuerza Cortante y Momento Flector en el Plano XZ – Eje Principal

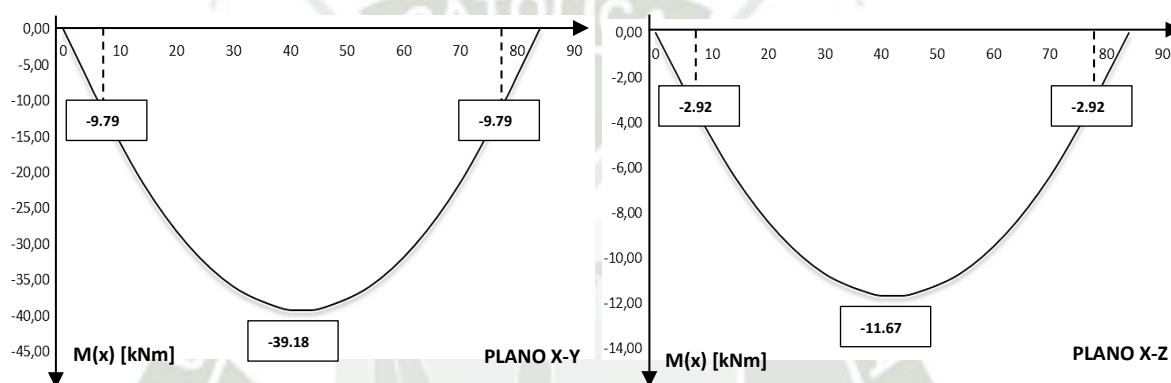
N°	Punto	X [in]	X [m]	V(x) [kN]	M(x) [kNm]
1	Punto A	0	0	-19,15	0,00
2	Punto B	4	0,1016	-19,15	-1,95
3	Punto C	6	0,1524	-19,15	-2,92
4		14	0,3556	-14,89	-6,38
5		22	0,5588	-10,64	-8,97
6		30	0,7620	-6,38	-10,70
7		38	0,9652	-2,13	-11,56
8		42	1,0668	0,00	-11,67
9		46	1,1684	2,13	-11,56
10		54	1,3716	6,38	-10,70
11		62	1,5748	10,64	-8,97
12		70	1,7780	14,89	-6,38
13	Punto D	78	1,9812	19,15	-2,92
14	Punto E	80	2,0320	19,15	-1,95
15	Punto F	84	2,1336	19,15	0,00

En la Tabla 3.6 el momento flector también es máximo en el tramo C, a una distancia del apoyo en A de 42 [in] o 1.0668 [m], con un valor de 11.67 [kNm].

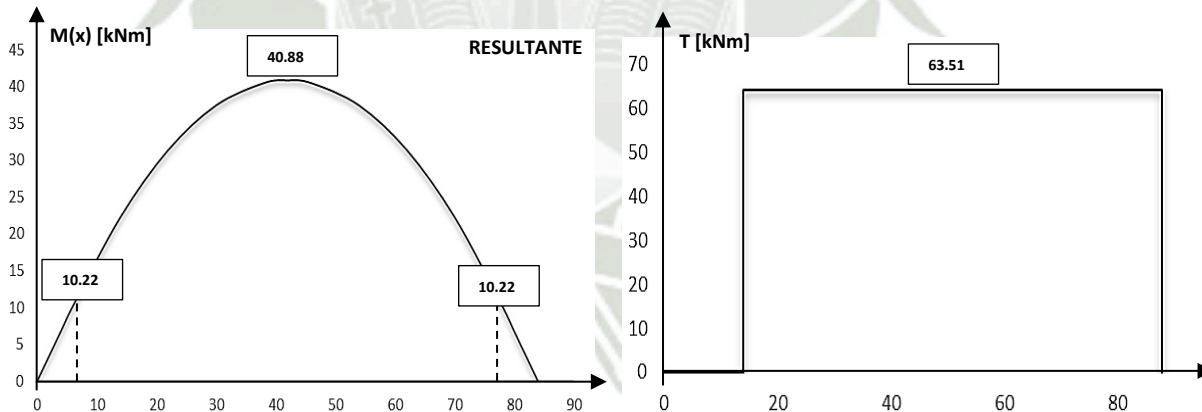
A continuación, se muestran los diagramas de fuerza cortante, momento flector y



(a) Diagramas de Fuerza Cortante en el plano X-Y (b) Diagrama de Fuerza cortante en el plano X-Z



(c) Diagrama de momento flector en el plano X-Y (d) Diagrama de momento flector en el plano X-Z



(e) Diagrama de momentos resultantes

(f) Diagrama de momentos torsores

Figura 3.3. Diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor del eje principal

3.1.3.2 Diseño por Resistencia – ASME

Para el diseño por resistencia en ejes macizos sin carga axial se emplea la expresión:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{[C_m \cdot M]^2 + [C_t \cdot T]^2} \quad (3.14)$$

donde:

- $\tau_{m\acute{a}x}$ (MPa): Esfuerzo cortante máximo
- T (kNm) : Momento torsor
- M (kNm) : Momento flector
- d (m) : Diámetro del eje
- C_m : Factor de choque y fatiga aplicado al momento flector
- C_t : Factor de choque y fatiga aplicado al momento torsor

Cabe resaltar que debe aplicarse un coeficiente de corrección de unidades, que en este caso es 1000, de modo que el esfuerzo cortante máximo debe dividirse por este número:

Los factores de choque y fatiga pueden determinarse a partir del tipo de carga, como se describe en la siguiente tabla.

Tabla 3.6. Coeficientes C_m y C_t según ASME para ejes giratorios

Tipo de Carga	C_m	C_t
Carga constante o gradualmente aplicada	1.5	1.0
Carga súbitamente aplicada/choques menores	1.5:2.0	1.0:1.5
Carga súbitamente aplicada/choques mayores	2.0:3.0	1.5:3.0

Nota: Libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

El esfuerzo máximo cortante debe ser menor que el esfuerzo permisible.

$$\tau_{m\acute{a}x} \leq S_{sd} \quad (3.15)$$

El valor de S_{sd} se calcula mediante el esfuerzo de fluencia S_y o el esfuerzo de rotura S_u , tomando siempre el menor.

$$S_{sd} = 0.3 S_y \quad (3.16)$$

$$S_{sd} = 0.18 S_u \quad (3.17)$$

Si el eje tiene canal chavetero o parte roscada en la zona crítica, el valor calculado de S_{sd} debe ser del 75% para un diseño adecuado.

En los diagramas de momento flector tanto para el plano X-Y como el plano X-Z, la zona crítica corresponde al tramo C, específicamente cuando $x = 42$ [in]

$$M_T = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = 40.88 \text{ [kNm]}$$

Por ello, considerando que el material a emplear es el SAE 1045, no existe carga axial, y que los factores C_m y C_t son 1.5 y 1, el diámetro mínimo del eje será:

Esfuerzo mínimo permisible:

$$S_{sd} = 0.3 S_y = 0.3 \times 530 \text{ [MPa]} = 159 \text{ [MPa]}$$

$$S_{sd} = 0.18 S_u = 0.18 \times 625 \text{ [MPa]} = 112.5 \text{ [MPa]}$$

Como:

$$0.18 S_u < 0.3 S_y$$

Para el cálculo por resistencia se tomará $0.18 S_u$:

$$0.18 S_u = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{[C_m \cdot M]^2 + [C_t \cdot T]^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 0.18 S_u} \sqrt{[C_m \cdot M]^2 + [C_t \cdot T]^2} = 0.00400049 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$d = 0.1588 \text{ [m]} = 158.8 \text{ [mm]}$$

3.1.3.3 Diseño por Fatiga

Con el diámetro seleccionado, se calculará el factor de seguridad a la fatiga mediante lo establecido en la Norma ANSI B106.1M-1985:

$$N = \frac{\pi \cdot d^3}{32 \times \sqrt{\left(k_T \cdot \frac{M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (3.18)$$

donde:

N : Factor de seguridad a la fatiga

T (kNm) : Momento torsor

M (kNm) : Momento flector

d (m) : Diámetro del eje

k_T : Concentración de esfuerzos

S_e [MPa] : Límite restringido a la fatiga

S_y [MPa]: Esfuerzo de fluencia del material

El material seleccionado es el acero SAE 1045 dado que este metal es de los más usados para elementos de maquinaria con un esfuerzo de fluencia de $S_y = 530$ [MPa] y un límite restringido a la fatiga de $S_e = 126.9$ [MPa] (*Ver Anexo L*).

Reemplazando valores del momento flector cuando $x = 42$ [in] y el torque, se determina que el factor de seguridad a la fatiga es:

$$N = \frac{\pi \cdot (0.1588 \text{ [m]})^3}{32 \times \sqrt{\left(1 \cdot \frac{(40.88 \text{ [kNm]})^2}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{(63.51 \text{ [kNm]})^2}{S_y}\right)^2}} = 1,1616$$

$$\mathbf{N = 1.16}$$

El factor de seguridad a la fatiga asciende a 1.16, aunque es superior a 1, asegurando un correcto funcionamiento durante su operación, Mott sugiere un valor de 2 a 2.5 para diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con confianza promedio en todos los datos de diseño. De esta forma, se determina que el diámetro del eje con un factor de seguridad a la fatiga de 2 es de:

$$d^3 = \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left(k_T \cdot \frac{M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} = 0,00689477 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\mathbf{d = 0,190 \text{ [m]}}$$

Realizando el mismo cálculo para determinar el diámetro del eje en los extremos, considerando el momento flector para $x = 4$ [in], se obtiene:

$$M_{(x=4)} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = 6.81 \text{ [kNm]}$$

$$d^3 = \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left(2 \cdot \frac{M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} = 0,00304255 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\mathbf{d = 0,145 \text{ [m]}}$$

Los extremos de los ejes deben tener una reducción de 145 [mm]. No obstante, realizando un cálculo adicional bajo el segundo criterio de Goodman (*Ver Anexo L*), se obtuvo que el diámetro del eje a un factor de seguridad de 2 es de 203 [mm] con una reducción a los extremos de 148.7 [mm].

3.1.3.4 Diseño por Rigidez Lateral

De la expresión mostrada a continuación podrá calcularse la flecha máxima en ejes de sección continua:

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \iint M \quad (3.19)$$

donde:

- y (m) : Flecha
- E (GPa) : Módulo de elasticidad
- M (kNm) : Momento flector
- I (m⁴) : Inercia

Reordenando la ecuación, la flecha en el plano vertical es:

$$EIy = \iint M(x) \quad (3.20)$$

A continuación, se desarrollará la ecuación en el plano horizontal y plano vertical:

a) Plano Vertical X – Y

$$M(x) = -R_{ay} \langle x \rangle + \frac{(W_1 + W_2')}{2} \langle x - 0.1524 \rangle^2 - \frac{(W_1 + W_2')}{2} \langle x - 1.9812 \rangle^2$$

$$\int M(x) dx = -\frac{R_{ay}}{2} \langle x \rangle^2 + \frac{(W_1 + W_2')}{6} \langle x - 0.1524 \rangle^3 - \frac{(W_1 + W_2')}{6} \langle x - 1.9812 \rangle^3 + C_1$$

$$\iint M(x) dx = -\frac{R_{ay}}{6} \langle x \rangle^3 + \frac{(W_1 + W_2')}{24} \langle x - 0.1524 \rangle^4 - \frac{(W_1 + W_2')}{24} \langle x - 1.9812 \rangle^4 + C_1 x + C_2$$

Debido a los apoyos, cuando $x = 0$ [m] entonces $y = 0$ [m]:

$$EI \times (0) = C_2 \rightarrow C_2 = 0$$

Cuando $x = 2.1336$ [m] entonces $y = 0$ [m]:

$$C_1 = 27.62$$

Así, la ecuación de la flecha en el plano vertical X-Y será:

$$EIy = -\frac{R_{ay}}{6} \langle x \rangle^3 + \frac{(W_1 + W_2')}{24} \langle x - 0.1524 \rangle^4 - \frac{(W_1 + W_2')}{24} \langle x - 1.9812 \rangle^4 + 27.62x$$

b) Plano Horizontal X - Z

$$M(x) = -R_{ay}\langle x \rangle + \frac{W'_2}{2}\langle x - 0.1524 \rangle^2 - \frac{W'_2}{2}\langle x - 1.9812 \rangle^2$$

$$\int M(x) dx = -\frac{R_{ay}}{2}\langle x \rangle^2 + \frac{W'_2}{6}\langle x - 0.1524 \rangle^3 - \frac{W'_2}{6}\langle x - 1.9812 \rangle^3 + C_1$$

$$\iint M(x) dx = -\frac{R_{ay}}{6}\langle x \rangle^3 + \frac{W'_2}{24}\langle x - 0.1524 \rangle^4 - \frac{W'_2}{24}\langle x - 1.9812 \rangle^4 + C_1x + C_2$$

Debido a los apoyos, cuando $x = 0$ [m] entonces $y = 0$ [m]:

$$EI \times (0) = C_2 \rightarrow C_2 = 0$$

Cuando $x = 2.1336$ [m] entonces $y = 0$ [m]:

$$C_1 = 8.23$$

Así, la ecuación de la flecha en el plano vertical X-Y será:

$$EIy = -\frac{R_{ay}}{6}\langle x \rangle^3 + \frac{W'_2}{24}\langle x - 0.1524 \rangle^4 - \frac{W'_2}{24}\langle x - 1.9812 \rangle^4 + 8.23x$$

Tabla 3.7. Valores EIy sobre los puntos de aplicación de las cargas en el eje

Nº	Punto	X [in]	X [m]	EIy [kNm ³]	EIz [kNm ³]
1	Punto A	0	0	0,0000	0,0000
2	Punto B	4	0,1016	2,7945	0,8324
3	Punto C	6	0,1524	4,1707	1,2424
4		14	0,3556	9,3435	2,7833
5		22	0,5588	13,6424	4,0638
6		30	0,7620	16,7081	4,9771
7		38	0,9652	18,3009	5,4515
8		42	1,0668	18,5028	5,5117
9		46	1,1684	18,3009	5,4515
10		54	1,3716	16,7081	4,9771
11		62	1,5748	13,6425	4,0639
12		70	1,7780	9,3435	2,7833
13	Punto D	78	1,9812	4,1707	1,2424
14	Punto E	80	2,0320	2,7945	0,8325
15	Punto F	84	2,1336	0,0000	0,0000

La flecha máxima se da cuando $x = 42$ [in]

$$EIy_{m\acute{a}x} = \sqrt{(18.5028)^2 + (5.5117)^2}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{19.3063 \text{ [kNm}^3\text{]}}{EI}$$

En general, se recomienda que la flecha permisible para ejes de transmisión sea:

$$y_{\text{permisible}} = 0.01 \frac{\text{in}}{\text{ft por longitud apoyada}} \quad (3.21)$$

Con una longitud entre apoyos de 84 [in]:

$$y_{\text{permisible}} = 0.01 \times 84 \text{ [in]} \times \frac{1 \text{ [ft]}}{12 \text{ [in]}}$$

$$y_{\text{permisible}} = 0.07 \text{ [in]} = 1.778 \text{ [mm]}$$

El momento de inercia se calcula:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (3.22)$$

Donde:

d (m) : Diámetro del eje

Si el módulo de elasticidad del acero SAE 1045 es 205 [GPa], la flecha máxima será:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{19.3063 \text{ [kNm}^3\text{]}}{E \times \frac{\pi \cdot d^4}{64}} = 0,00130 \text{ [m]} = 1,30 \text{ [mm]}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1.30 \text{ [mm]} < y_{\text{permisible}} = 1.79 \text{ [mm]}$$

De esta forma, se garantiza que el diámetro seleccionado cumple con los requerimientos en cuanto a resistencia, fatiga (dos criterios) y rigidez lateral, con un diámetro en la zona de carga de 203 [mm] y una reducción a los extremos de (redondeando) 150 [mm].

3.1.3.5 Análisis de Elementos de Elementos Finitos

La comprobación del eje por método de elementos finitos es un proceso que se utiliza para analizar la resistencia y la capacidad de carga de un eje bajo diferentes condiciones de carga. El método de elementos finitos es una técnica de análisis numérico que se utiliza para resolver problemas complejos en ingeniería mediante la descomposición del objeto en elementos más pequeños que se pueden analizar matemáticamente.

A) Modelado 3D

El primer paso en la comprobación del eje por método de elementos finitos es la creación de un modelo en 3D del eje utilizando software de diseño asistido por computadora (CAD).

B) Condiciones de Entorno

- Se incluye en el análisis la zona de apoyo del eje, donde serán colocados los cojinetes deslizantes.
- Se aplicarán cargas distribuidas correspondientes al peso de la faja $W = 90.25 [kN]$, a la fuerza de tensión $F_x = 54.15 [kN]$ y al torque $T = 63.51 [kNm]$.
- Una vez que se ha creado el modelo, se divide en elementos más pequeños y se aplican las condiciones de carga y restricciones de movimiento necesarias para simular las condiciones de funcionamiento del eje en la aplicación real.

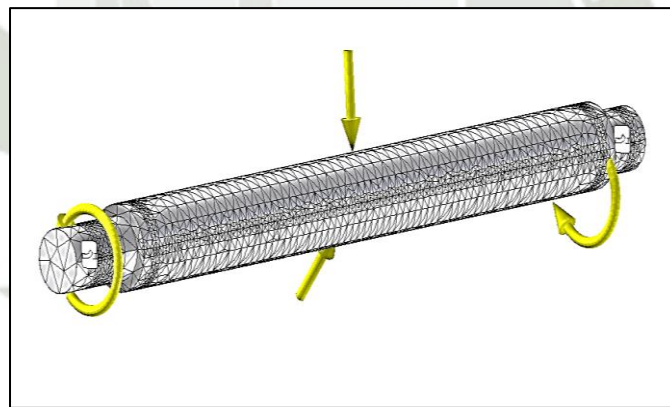


Figura 3.4. Condiciones de Contorno del eje principal

El torque se ha aplicado en la zona donde será acoplado al eje. Por otro lado, se ha excluido del análisis al segmento fuera de los apoyos (cojinetes deslizantes) que no está sometido a fuerzas de torsión.

C) Resultados de la simulación

Luego, se utilizan algoritmos matemáticos para resolver las ecuaciones que describen el comportamiento del eje bajo estas condiciones de carga. El resultado es una representación

visual de las tensiones y deformaciones que ocurren en el eje en diferentes puntos y en diferentes momentos.

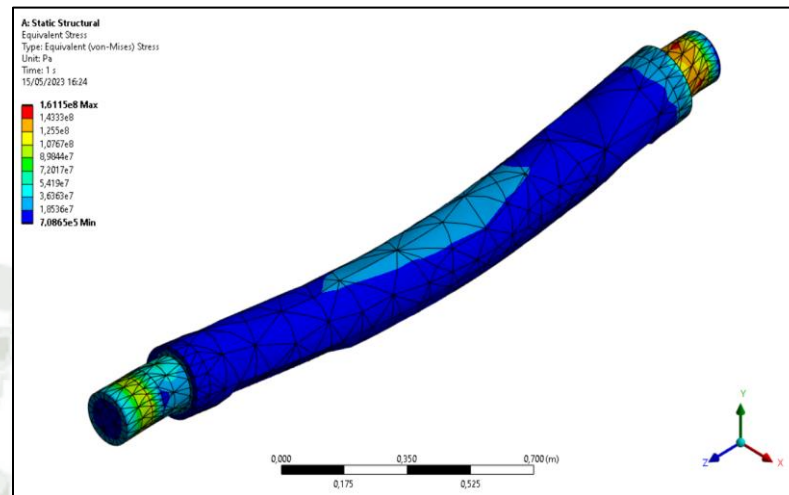


Figura 3.5. Análisis de tensiones del eje principal

En la figura se puede apreciar que el esfuerzo máximo sucede en las reducciones del eje donde se colocarán los rodamientos. El esfuerzo máximo en esa zona asciende a 161.16 [MPa].

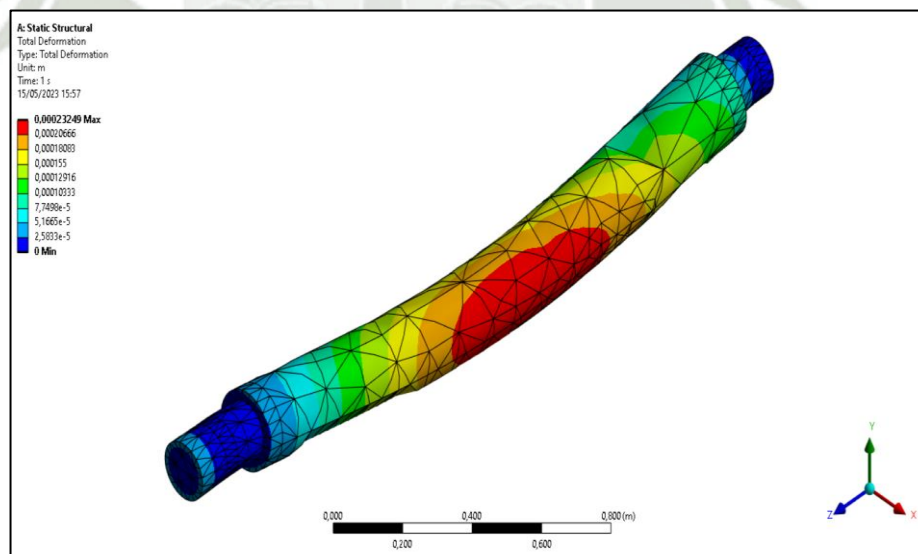


Figura 3.6. Análisis de desplazamiento del eje principal

Empleando en el diseño acero estructural SAE 1045 con un módulo de elasticidad de $E = 205 [GPa]$ la flecha máxima, cuya ubicación se encuentra en la zona intermedia del eje apoyado sobre los rodamientos (42 [in]), asciende a 0.232 [mm], valor inferior a la flecha máxima permitida de 1.776 [mm].

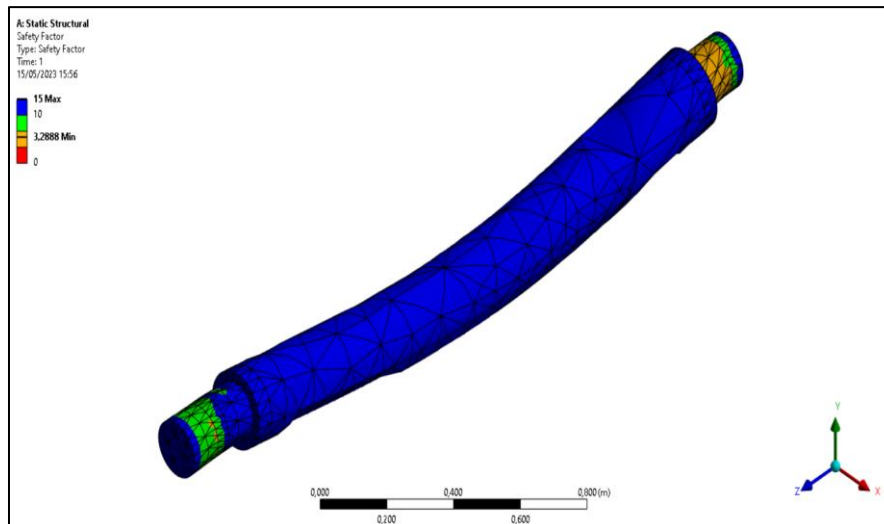


Figura 3.7. Coeficiente de seguridad del eje principal

En cuanto al coeficiente de seguridad, el límite de fluencia del acero SAE 1045 es de 530 [MPa], por tanto, el factor de seguridad a un esfuerzo máximo de 151.86 [MPa] será de 3.29, el cual, avala un buen diseño por resistencia del componente.

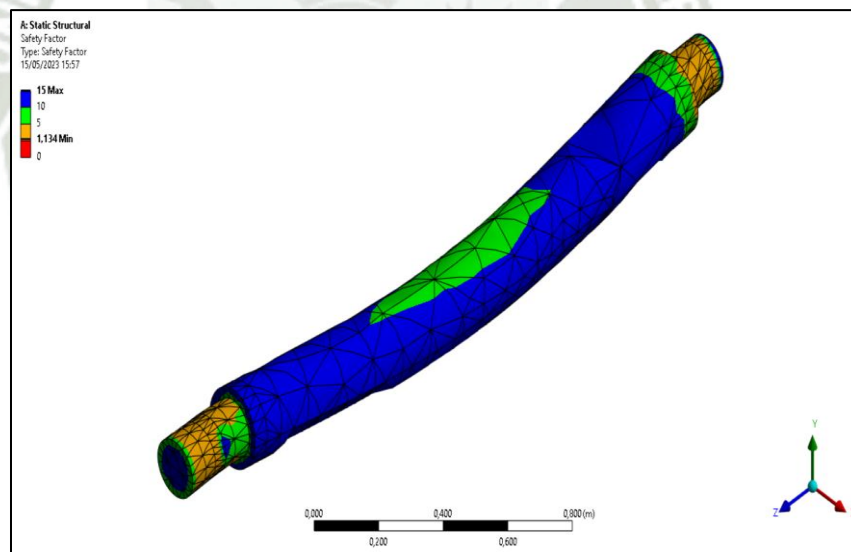


Figura 3.8. Coeficiente de seguridad a la fatiga del eje principal

Una de las herramientas que ofrece el software Ansys dentro del módulo Structural Analysis es el análisis de fatiga. Es importante realizar este análisis en ejes debido a que son componentes sometidos a cargas cíclicas repetidas a lo largo de su vida útil, inclusive las cargas relativamente pequeñas pueden causar daño acumulativo en el material del eje con el tiempo, lo que puede resultar en fallas prematuras.

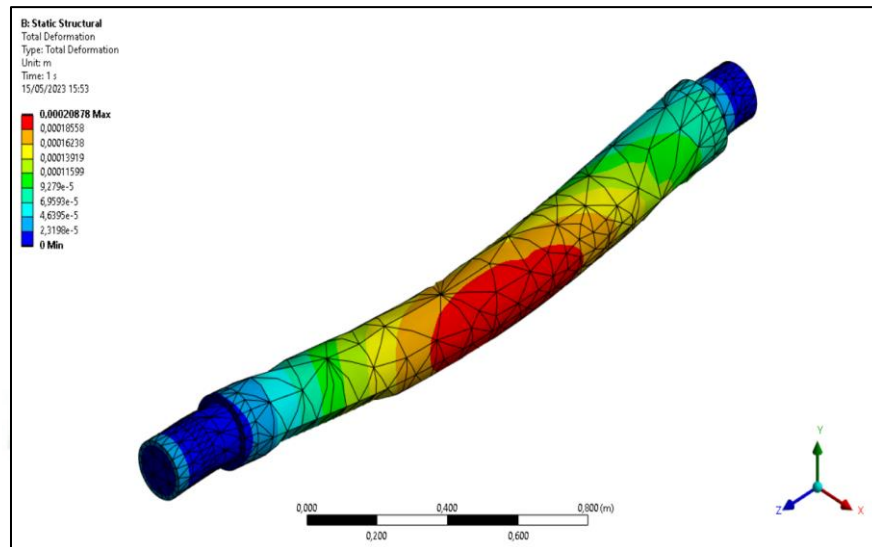


Figura 3.10. Análisis de desplazamiento del eje principal modificado

En cuanto a rigidez lateral, el eje se deflecta en 0.209 [mm].

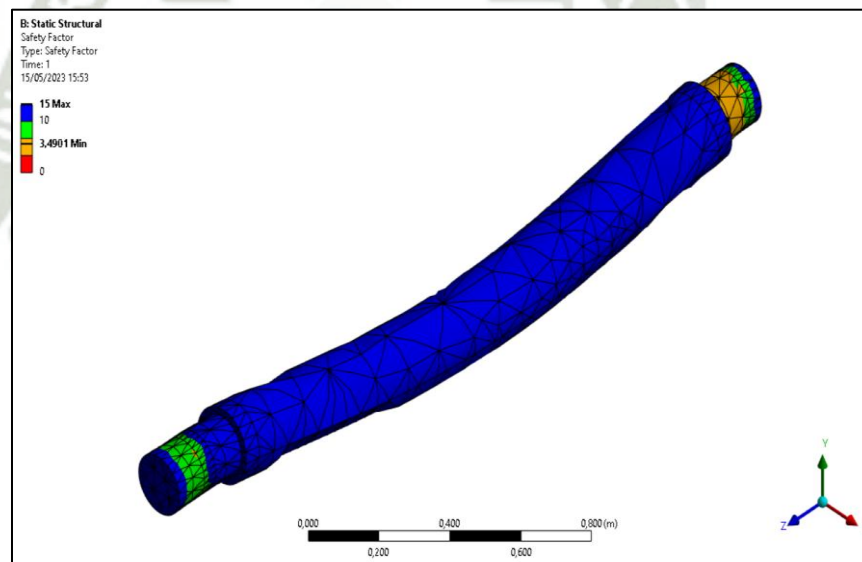


Figura 3.11. Coeficiente de seguridad del eje principal

Con un esfuerzo máximo de 151.86 [MPa], el factor de seguridad asciende a 3.49.

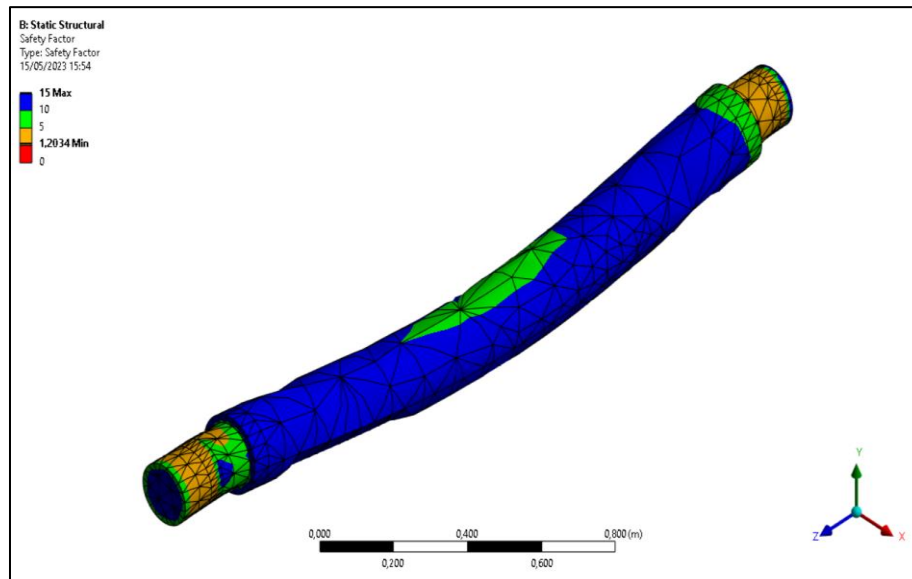


Figura 3.12. Coeficiente de seguridad a la fatiga del eje modificado

Con las modificaciones realizadas al eje principal, se ha podido determinar un factor de seguridad de 1.2, concluyendo así con el análisis del componente enrollador, con un diámetro de 200 [mm] y una reducción a los extremos de 160 [mm].

Recalculando el requerimiento de torque inicial con un diámetro de 200 [mm], se obtiene un valor de $T_1 = 5.41$ [kN.m]. Asimismo, el tiempo de enrollado aumenta a 37.3 [min] al dar 56 vueltas a 1.5 [rpm].

3.1.4 DISEÑO DEL EJE SECUNDARIO (TDS)

3.1.4.1 Requerimientos para el diseño

El torque se considerará nulo debido a que el eje tensor es el que se mantendrá girando sin ejercer ningún tipo de carga a excepción de las tensiones debido a la tracción de la faja y derivadas en el eje principal.

Se realizará el mismo procedimiento de cálculo empleado en el diseño del eje principal a diferencia que no se le aplicará la carga debido al peso de la faja enrollada, asimismo, las tensiones tanto en el eje “Y” y “Z” serán diferentes debido a la disposición de la faja para el enrollado, tal como se ilustra en la imagen a continuación:

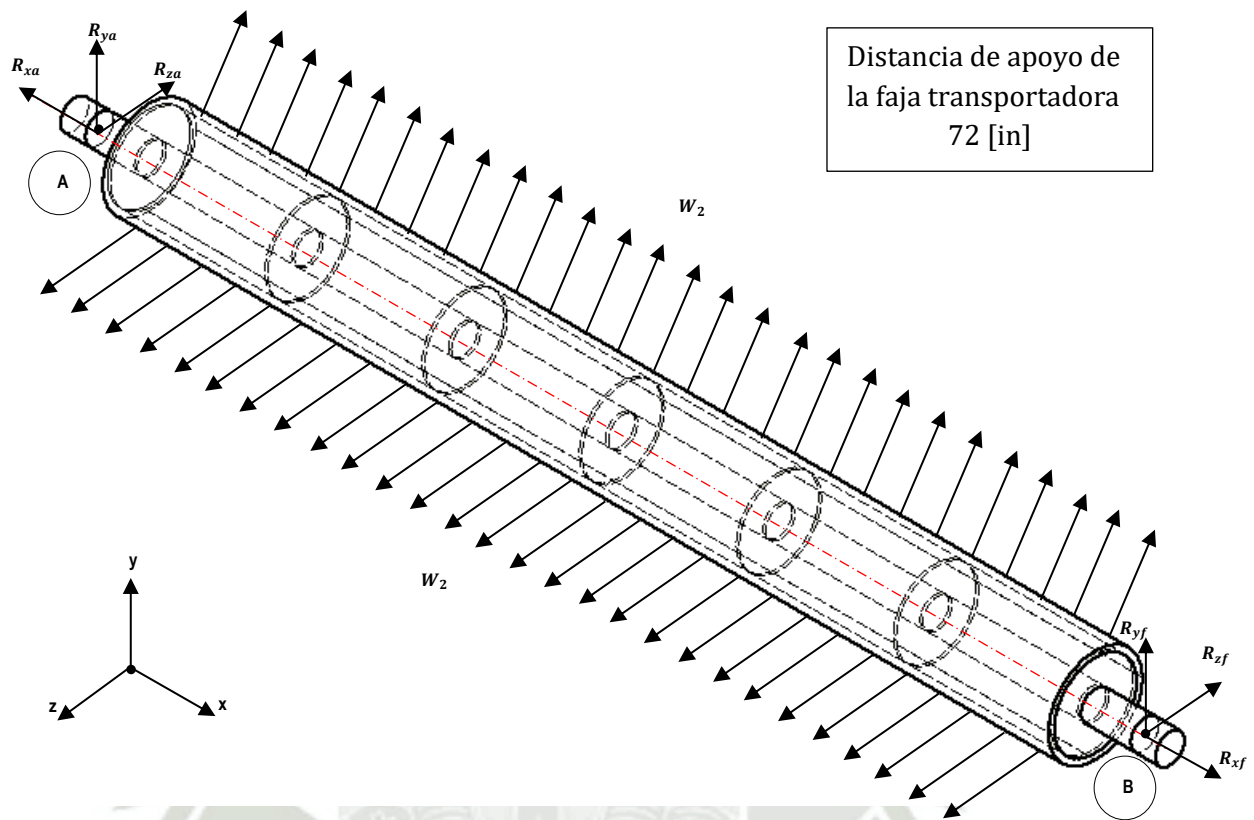


Figura 3.13. . Diagrama del cuerpo libre del sistema

A continuación, se determinará la incidencia de F_x en el plano X-Z y X-Y.

- La fuerza en el plano horizontal será:

$$F_H = F_x - F_x \cdot \cos 45^\circ = F_x \cdot (1 - \cos 45^\circ)$$

$$F_H = 0.2929 F_x = 15.86 [kN]$$

- La fuerza en el plano vertical será:

$$F_V = F_x \cdot \sin 45^\circ$$

$$F_V = 0.7071 F_x = 38.29 [kN]$$

Por cuestiones constructivas se ha decidido seleccionar para el eje tensor uno de los rodillos del catálogo CEMA de la serie pesada E, para fajas de anchos de 72 [in] (Ver anexos).

En el catálogo REVESOL se especifica 3 polines para los requerimientos de selección, cuya principal diferencia radica en el diámetro del eje, $\varnothing 40$ [mm], $\varnothing 50$ [mm] y $\varnothing 60$ [mm].

Considerando la carga de 38.3 [kN] en el eje Y hacia arriba y de 19.86 [kN] en el eje Z.

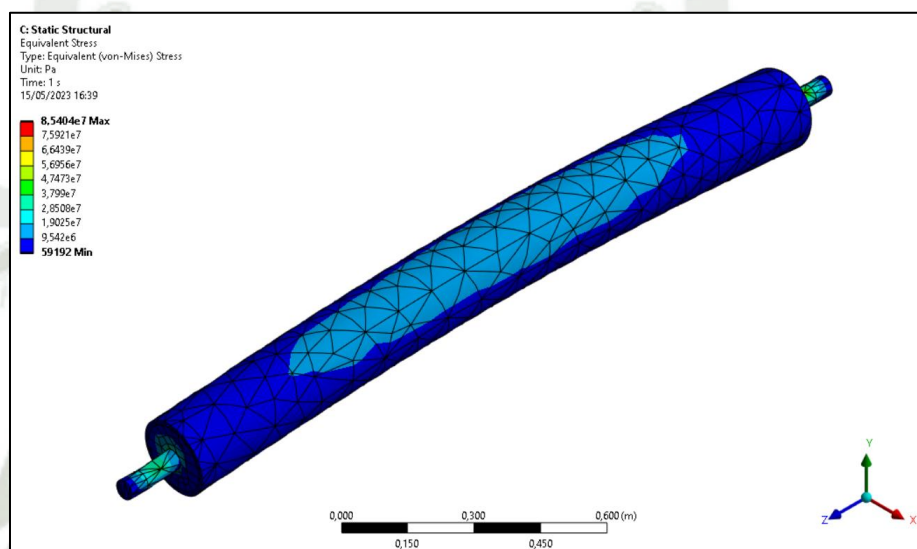


Figura 3.14. Análisis de tensiones del polín CEMA E - $\varnothing 50$ [mm]

Considerando que el eje será quien soporte las cargas sobre el tubo, el esfuerzo máximo será de 85.40 [MPa].

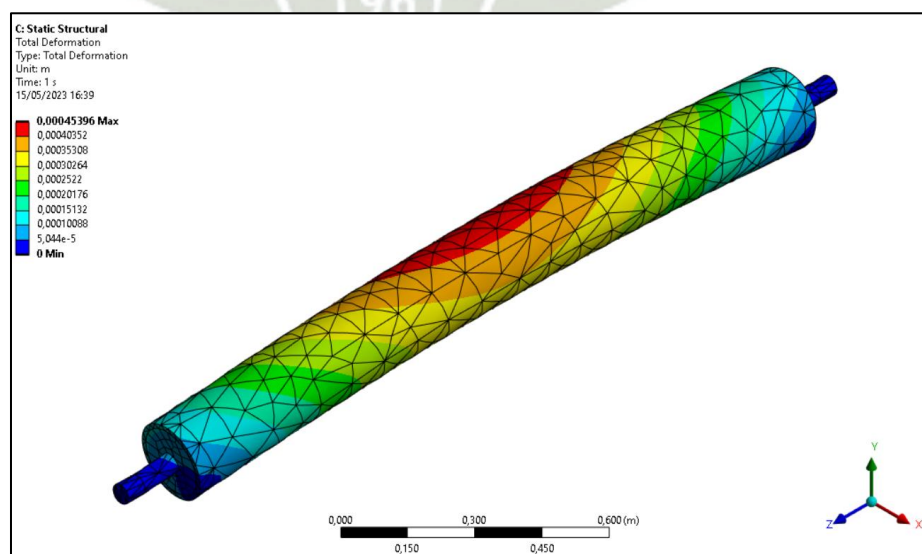


Figura 3.15. Análisis de desplazamiento del polín CEMA E - $\varnothing 50$ [mm]

Considerando que el material del eje es acero A36 con un módulo de elasticidad de $E = 200 \text{ [GPa]}$, la flecha máxima del eje es de 0.454 [mm] , valor inferior al límite permitido.

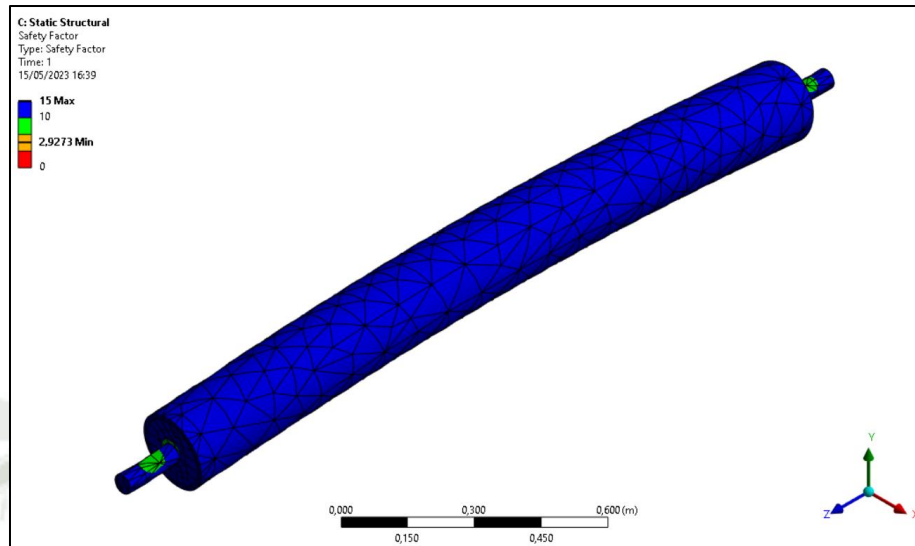


Figura 3.16. Coeficiente de seguridad del polín CEMA E - $\phi 50 \text{ [mm]}$

El límite de fluencia del acero estructural A36 es de 250 [MPa] , por lo que a un esfuerzo máximo de 85.40 [MPa] el coeficiente de seguridad es de 2.93.

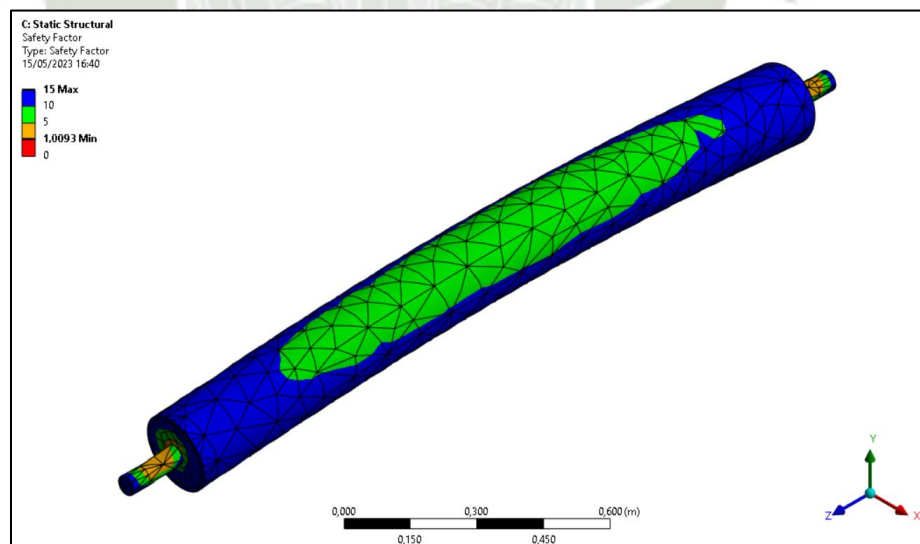


Figura 3.17. Coeficiente de seguridad a la fatiga del polín CEMA E - $\phi 50 \text{ [mm]}$

Utilizando un millón de ciclos, el eje presenta un factor de seguridad a la fatiga de 1.01, aunque es superior a 1, no se considera suficiente. Por lo tanto, se simulará el siguiente polín comercial, con un diámetro de 60 [mm] .

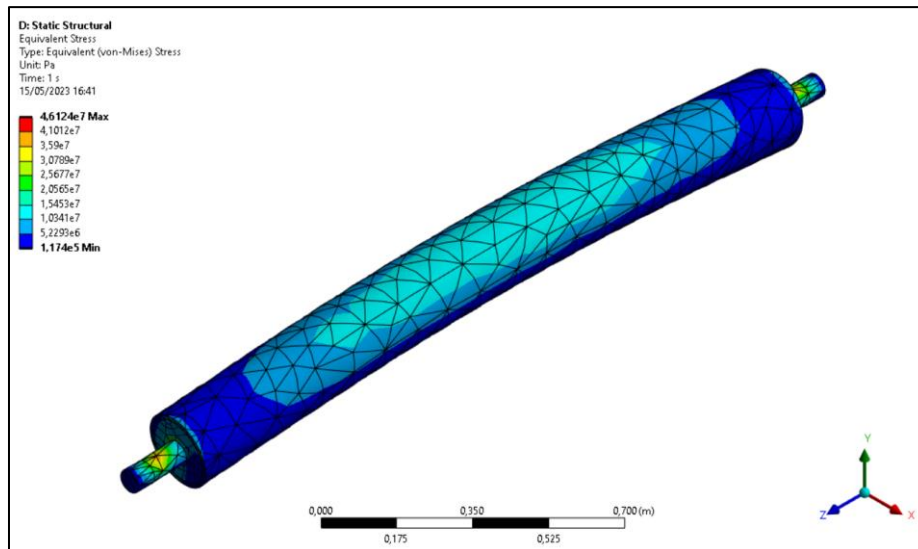


Figura 3.18. Análisis de tensión del polín CEMA E - $\phi 60$ [mm]

El polín presenta un esfuerzo máximo de 46.12 [MPa]

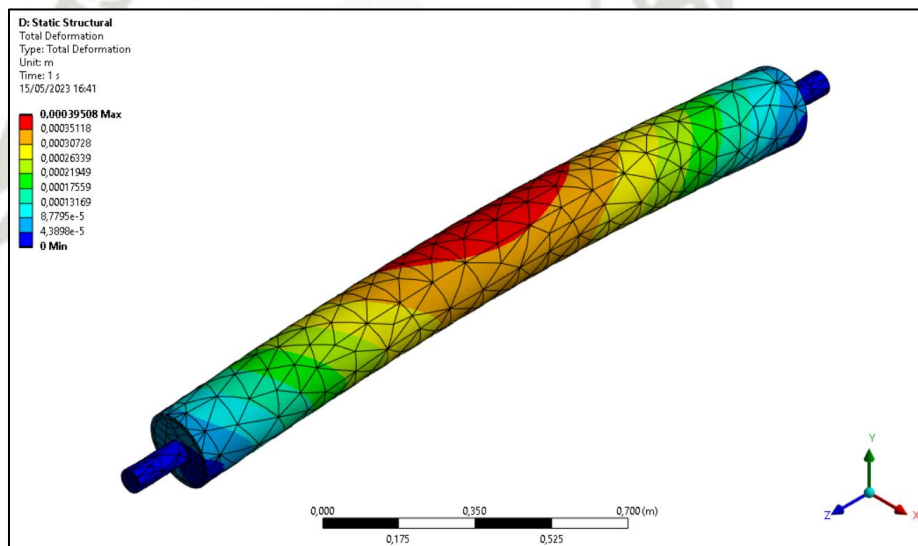


Figura 3.19. Análisis de deformación del polín CEMA E - $\phi 60$ [mm]

Considerando que el material es acero A36, la flecha máxima asciende a 0.395 [mm]

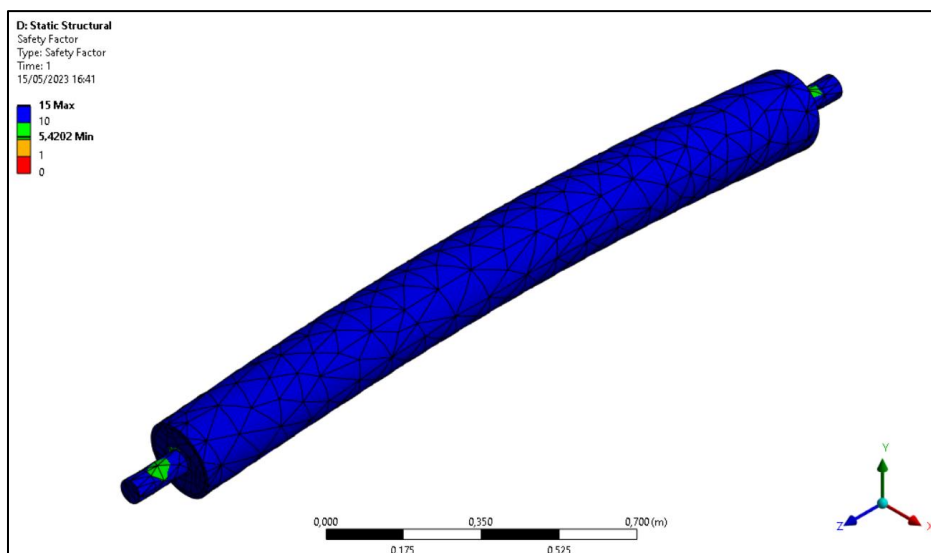


Figura 3.20. Factor de seguridad del polín CEMA E - $\phi 60$ [mm]

Con un límite de fluencia de 250 [MPa] a un esfuerzo máximo de 46.12 [MPa] el factor de seguridad será de 5.42.

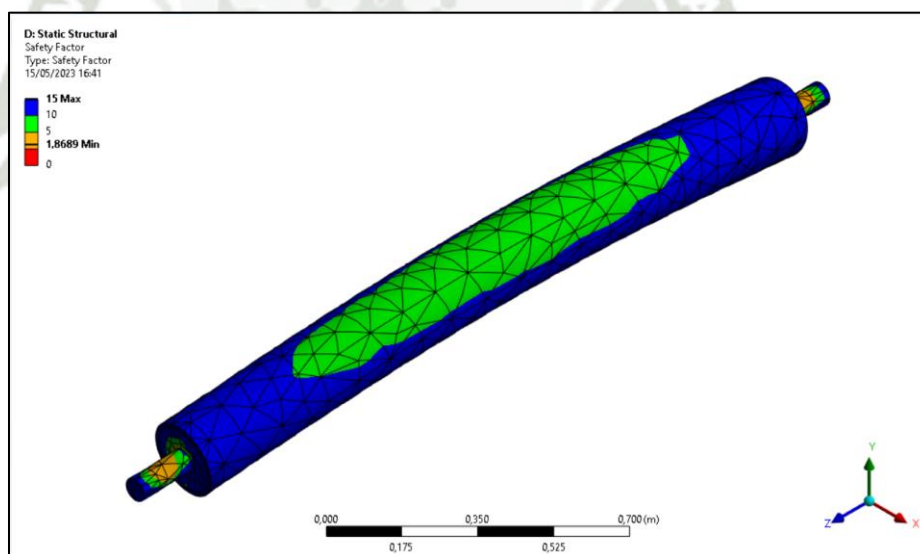


Figura 3.21. Coeficiente de seguridad a la fatiga del polín CEMA E - $\phi 60$ [mm]

El factor de seguridad para el polín con eje de diámetro de 60 [mm] asciende a 1.87. Por tanto, el último seleccionado cumple con los requerimientos de resistencia y fatiga.

3.1.5 SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

Se ha decidido emplear un acoplamiento flexible tipo PM del catálogo Renold. La selección de un motor eléctrico de 15 [kW] de 3.6 [rpm] rpm el cual actúa como elemento motriz de la máquina enrolladora de fajas transportadoras. El diámetro del eje es de:

$$d_m = 160 \text{ [mm]}$$

Se determina el factor de servicio para la máquina conductora (F_p) y máquina conducida (F_m)

Factor de servicio de la máquina conductora : 0
Factor de servicio de la máquina conducida : 1.5

El torque normal será:

$$T_{NORM} = \left(\frac{P}{n}\right) \times 9,549 \text{ [Nm]}$$

donde:

T_{NORM} (kNm) : Diámetro del rollo de la faja

P (kW) : Potencia del motor

n (rpm) : Velocidad de giro del motor

$$T_{NORM} = \left(\frac{15}{3.6}\right) \times 9,549 \text{ [Nm]}$$

$$T_{NORM} = 39.79 \text{ [kNm]}$$

El torque máximo será:

$$T_{MAX} = T_{NORM}(F_p + F_m)$$

donde:

T_{MAX} (kNm) : Diámetro del rollo de la faja

T_{NORM} (kNm): Espesor de la faja

F_p : Factor de servicio de la máquina conductora

F_m : Factor de servicio de la máquina conducida

$$T_{MAX} = 39.79 (0 + 1.5)$$

$$T_{MAX} = 59.69 \text{ [kNm]}$$

Seleccionado el acoplamiento tipo PM 60 con las siguientes características:

Par Máximo (T_{KMAX}) : 60 [kNm]

Lo cual cumple la condición, asimismo, la velocidad de operación del motor no sobrepasa la velocidad máxima del acople.

$$n_{motor} = 3.6 \text{ [rpm]} < n_{acople} = 1,460 \text{ [rpm]}$$

Diámetro mínimo y máximo

$$d_{MINX} = 120 \text{ [mm]} < d_m = 140 \text{ [mm]} < d_{MAXX} = 186 \text{ [mm]}$$

$$d_{MINY} = 110 \text{ [mm]} < d_m = 160 \text{ [mm]} < d_{MAXY} = 186 \text{ [mm]}$$

Por ende, el acoplamiento seleccionado cumple con las especificaciones:

3.1.6 DISEÑO DE LOS SOPORTES DEL EJE PRINCIPAL

En el diseño de máquinas priman dos tipos de soportes en ejes de transmisión y/o maquinaria, los rodamientos y los cojinetes deslizantes, cuya elección dependerá del tipo de aplicación. Mientras que los rodamientos son utilizados para maquinaria de precisión, altas velocidades y cargas combinadas, los cojinetes deslizantes son preferidos en aplicaciones que involucran cargas pesadas, bajas velocidades de rotación y condiciones extremas de trabajo, además de ser más económicos en comparación con los rodamientos, debido a una construcción más simple lo que reduce los costos de fabricación y mantenimiento. Por ello, en el diseño propuesto se ha decidido emplear cojinetes deslizantes de acuerdo a los requerimientos de carga y velocidad.

La operación de los cojinetes deslizantes se basa en el principio de crear una capa delgada de lubricante, como aceite o grasa, entre las superficies de fricción, la cual evita el contacto directo entre las superficies metálicas permitiendo un deslizamiento suave y un desgaste mínimo. Además de la lubricación, los cojinetes deslizantes también pueden utilizar materiales especiales que presentan propiedades autolubrificantes, como bronce sinterizado o polímeros de baja fricción.

Por facilidades en el montaje y actividades de mantenimiento se ha decidido diseñar el cojinete deslizante en dos partes, unidos por una bisagra en uno de sus extremos. Debido a que la carga está aplicada únicamente en el asiento base (inferior) del cojinete, se colocará bronce como material autolubrificante de 4 [mm] de espesor.

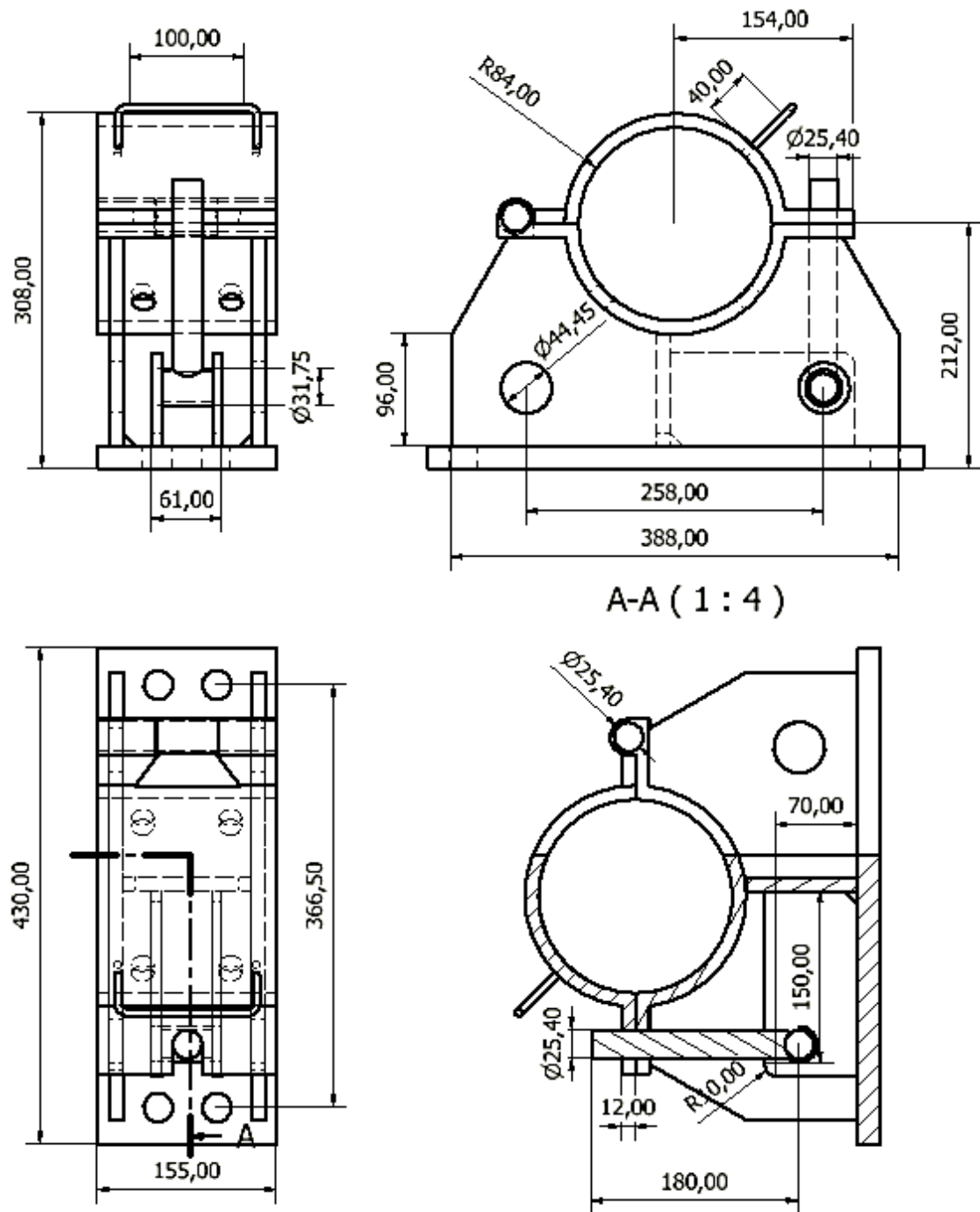


Figura 3.22. Dimensiones del cojinete deslizante

El espesor de las planchas empleadas en el diseño del cojinete es de 12 [mm].

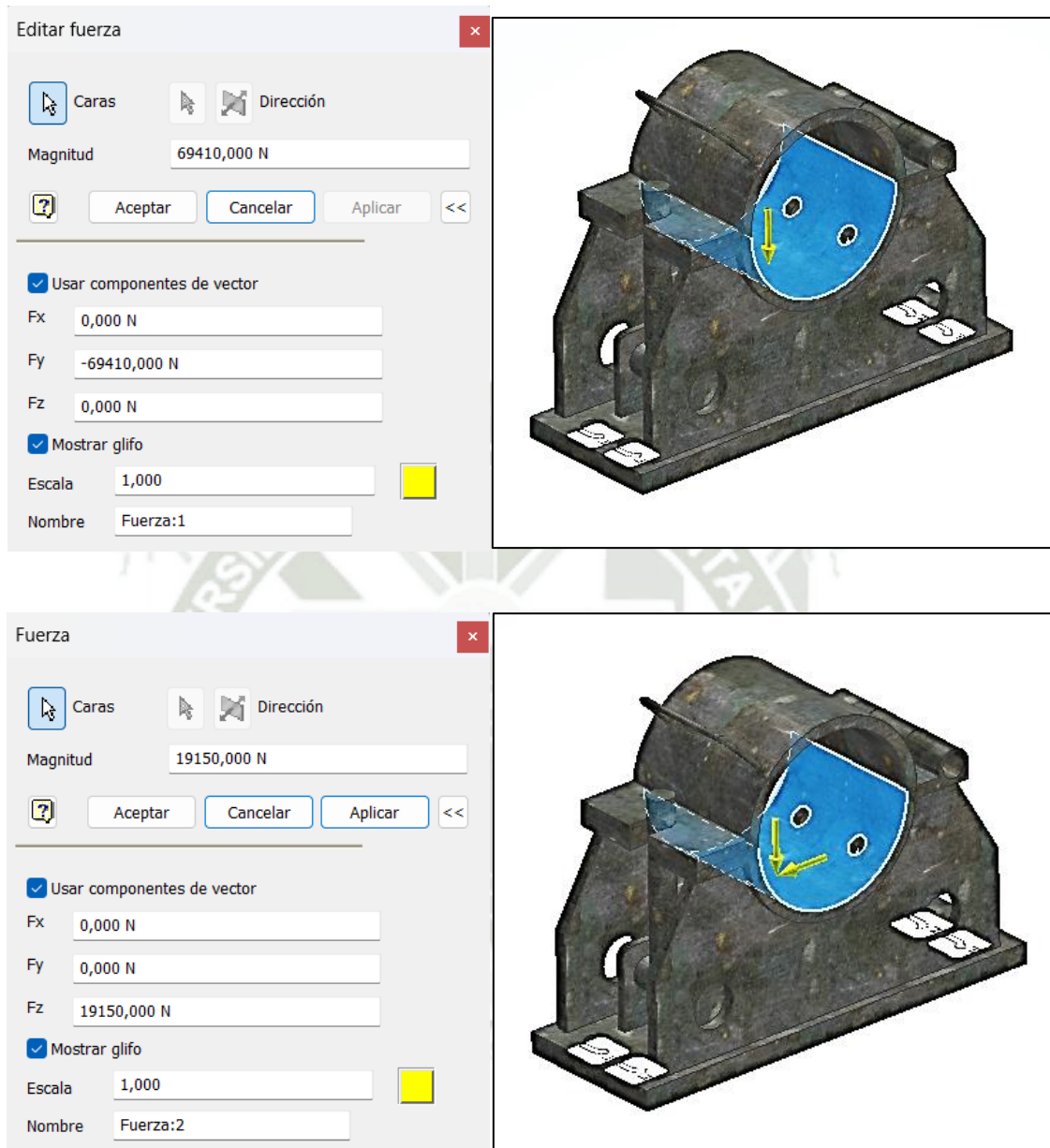


Figura 3.23. Asignación de cargas en el cojinete deslizante

Los valores de obtienen de las siguientes cargas:

Carga en el eje Y

- Peso del eje principal : 770 [kg]
- Peso de la faja enrollada : 9,200 [kg]
- Fuerza de tensión (en Y) : 38.30 [kN]

- Peso del acoplamiento : 272 [kg]

La carga se distribuye en dos cojinetes deslizantes (excepto el peso del acoplamiento que actúa sobre solo uno de los cojinetes), por ende, cada uno soportará una carga en el eje Y de:

$$2 \times F_Y = 38.30 [kN] + 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \times (9,200 + 770 + 272) [kg]$$

$$F_Y = 69.41 [kN]$$

Carga en el eje Z

- Fuerza de tensión (en Z) : 38.30 [kN]

La carga se distribuye en dos cojinetes deslizantes, por ende, cada uno soportará una carga en el eje Z de:

$$F_Z = 19.15 [kN]$$

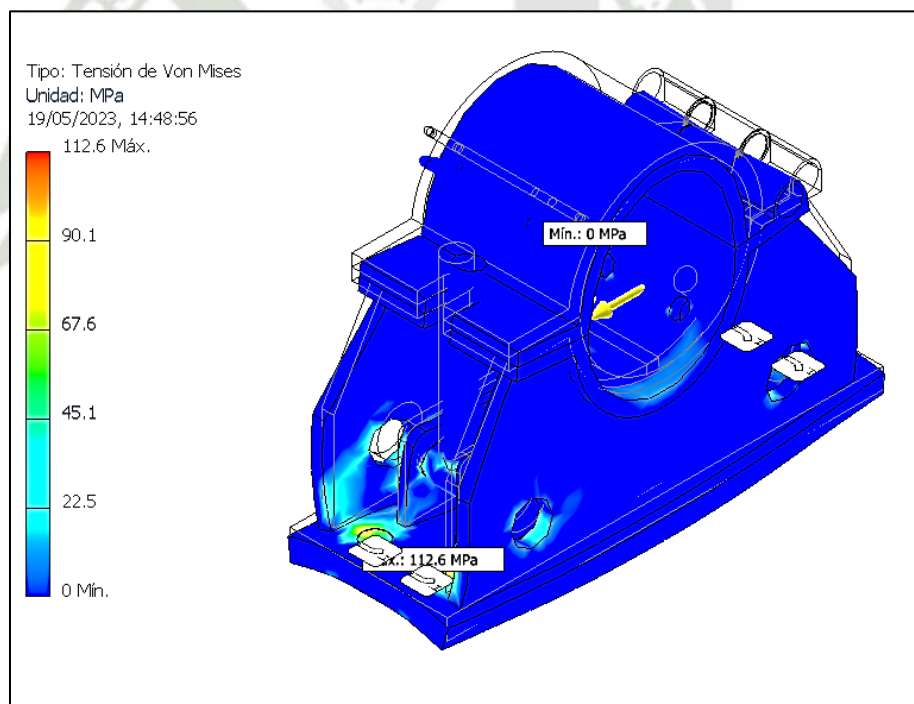


Figura 3.24. Análisis de tensión del cojinete deslizante

El esfuerzo máximo en el cojinete deslizante asciende a 112.6 [MPa], correspondiente a los agujeros pasantes donde serán colocados los pernos de fijación.

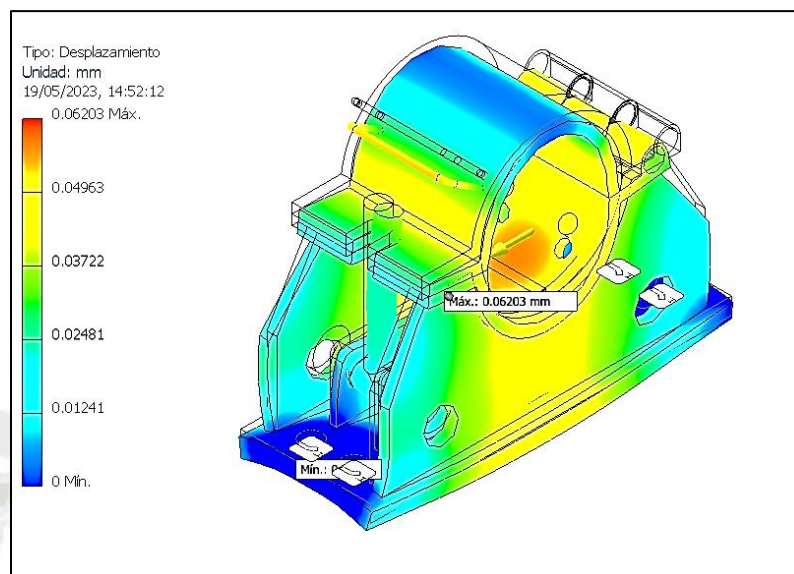


Figura 3.25. Análisis de desplazamiento del cojinete deslizante

El desplazamiento máximo en el cojinete deslizante asciende a 0.062 [mm], correspondiente a la superficie de contacto con el eje principal.

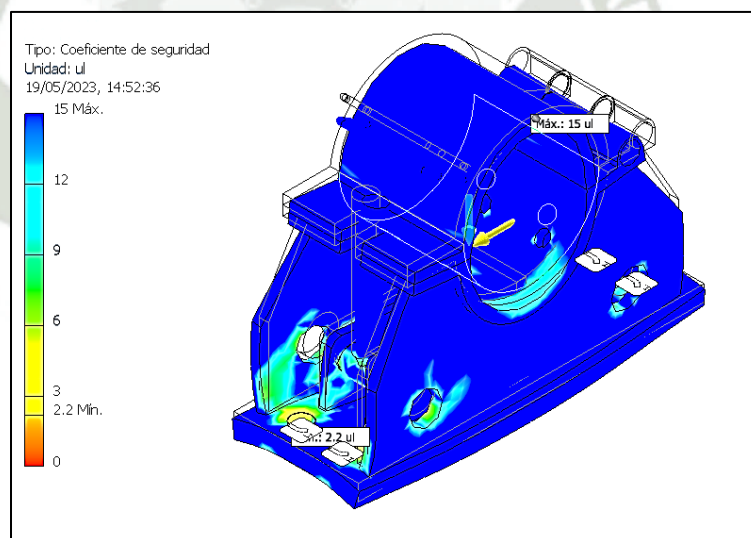


Figura 3.26. Coeficiente de seguridad del cojinete deslizante

El coeficiente de seguridad del cojinete deslizante asciende a 2.2, siendo suficiente para soportar las cargas del eje principal y demás componentes.

3.1.7 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE UNIONES ATORNILLADAS

Las uniones atornilladas constituyen un método comúnmente utilizado para unir componentes en una amplia variedad de aplicaciones industriales y estructurales. Consiste en el uso de tornillos y tuercas para crear una conexión segura y resistente entre las partes. Los tornillos son elementos de fijación que se enroscan en roscas previamente preparadas en los componentes a unir, mientras que las tuercas se utilizan para asegurar los tornillos en su lugar. La unión atornillada proporciona ventajas como facilidad de montaje, desmontaje y ajuste, además de permitir la sustitución o reparación de componentes individuales. Es crucial seleccionar los tornillos y tuercas adecuados según los requerimientos de carga, ambiente y materiales involucrados.

3.1.7.1 Uniones Atornilladas de los Cojinetes deslizantes

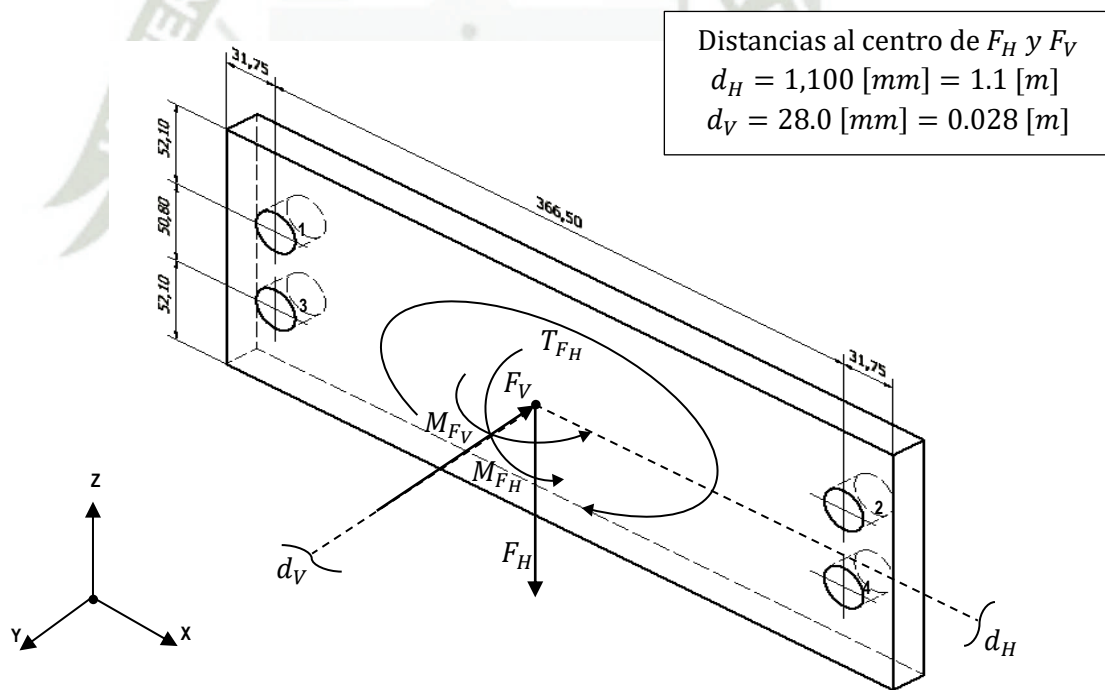


Figura 3.27. Dimensiones de la placa de unión a la estructura

Se definen a las fuerzas $F_V = 58.48 \text{ [kN]}$ y $F_H = 19.15 \text{ [kN]}$ correspondientes al peso de la faja en el eje, el peso del carrete (incluyendo al eje) y a la fuerza de tensión (al contar con dos cojinetes deslizantes, la carga aplicada a cada uno será considerada como el 50%).

Corte directo:

$$\downarrow_z f'_{so} = \frac{F_H}{n} \quad (3.23)$$

Donde:

F_H : Fuerza horizontal debido a la tensión de la faja

n : Número de pernos

$$\downarrow_z f'_{so} = 4.79 [kN]$$

Corte indirecto:

$$\text{En X : } f'_{sx} = \frac{T_{FH} \times C_i}{\Sigma C_j^2} \quad (3.24)$$

Donde:

T_{FH} : Torque debido a la fuerza de tensión en el eje horizontal

C_i : Distancia del centro de gravedad de los pernos al perno i

C_j : Distancia del centro de gravedad de los pernos a cada perno

$$T_{FH} = F_H \times d_H = 21.07 [kNm]$$

$$\Sigma C_j^2 = 4 \times \left(\left(\frac{0.3665}{2} \right)^2 + \left(\frac{0.0508}{2} \right)^2 \right) = 0.137 [m^2]$$

$$f'_{sx} = 28.18 [kN]$$

$$\text{En Z : } f'_{sz} = \frac{T_{FH} \times C_i}{\Sigma C_j^2} \quad (3.25)$$

Donde:

T_{FH} : Torque debido a la fuerza de tensión en el eje horizontal

C_i : Distancia del centro de gravedad de los pernos al perno i

C_j : Distancia del centro de gravedad de los pernos a un perno cualquiera

$$T_{FH} = F_H \times d_H = 21.07 [kNm]$$

$$\Sigma C_j^2 = 4 \times \left(\left(\frac{0.3665}{2} \right)^2 + \left(\frac{0.0508}{2} \right)^2 \right) = 0.137 [m^2]$$

$$f'_{sz} = 3.91 [kN]$$

Tracción indirecta:

Debido a la fuerza F_H

$$f'_{t1} = \frac{M_{FH} \times C_i}{\Sigma C_j^2} \quad (3.26)$$

Donde:

M_{FH} : Momento flector debido a la fuerza de tensión en el eje horizontal

C_i : Distancia del eje de pivote al perno i

C_j : Distancia del eje de pivote a un perno cualquiera

$$M_{FH} = F_H \times d_V = 0.536 \text{ [kNm]}$$

Como se trata de una unión rígida:

$$\Sigma C_j^2 = 2 \times (0.1029^2 + 0.0521^2) = 0.027 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$f'_{t1(1-2)} = 0.083 \text{ [kN]}$$

$$f'_{t1(3-4)} = 0.028 \text{ [kN]}$$

Debido a la fuerza F_V

$$f'_{t2} = \frac{M_{FV} \times C_i}{\Sigma C_j^2} \quad (3.27)$$

Donde:

M_{FV} : Momento flector debido al peso y fuerza de tensión en el plano vertical

C_i : Distancia del eje de pivote al perno i

C_j : Distancia del eje de pivote a un perno cualquiera

$$M_{FV} = F_V \times d_H = 64.33 \text{ [kNm]}$$

Como se trata de una unión rígida:

$$\Sigma C_j^2 = 2 \times (0.39825^2 + 0.03175^2) = 0.319 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$f'_{t2(1-3)} = 80.31 \text{ [kN]}$$

$$f'_{t2(2-4)} = 6.40 \text{ [kN]}$$

Fuerza debido al peso F_V (en sentido contrario a la tracción)

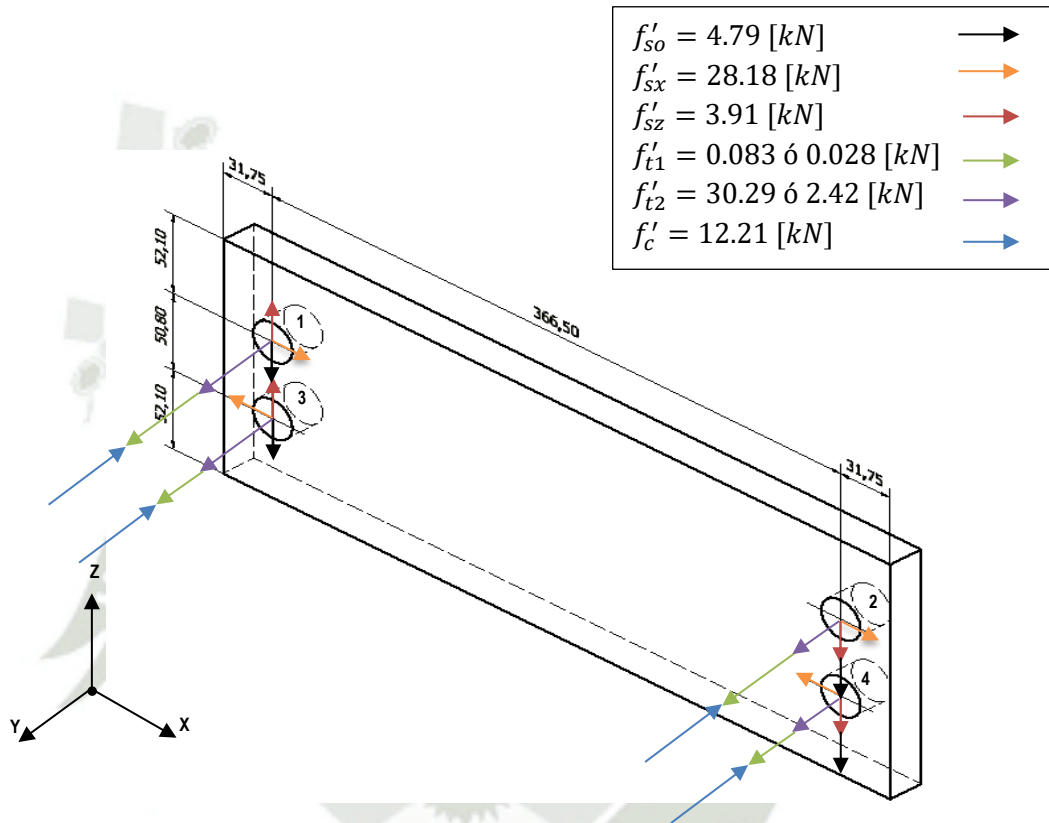
$$f'_c = \frac{F_V}{n} \quad (3.28)$$

Donde:

F_H : Fuerza horizontal debido a la tensión de la faja

n : Número de pernos

$$f'_c = 12.21 \text{ [kN]}$$



Análisis del perno 1:

$$F_T = f'_{t1} + f'_{t2} - f'_c = 70.243 \text{ [kN]}$$

$$F_S = \sqrt{(f'_{sz} - f'_{so})^2 + f'_{sx}{}^2} = 28.19 \text{ [kN]}$$

Análisis del perno 2:

$$F_T = f'_{t1} + f'_{t2} - f'_c = 3.767 \text{ [kN]} \text{ (compresión)}$$

$$F_S = \sqrt{(f'_{sz} + f'_{so})^2 + f'_{sx}{}^2} = 29.49 \text{ [kN]}$$

Análisis del perno 3:

$$F_T = f'_{t1} + f'_{t2} - f'_c = 69.134 \text{ [kN]}$$

$$F_S = \sqrt{(f'_{sz} - f'_{so})^2 + f'_{sx}{}^2} = 28.19 \text{ [kN]}$$

Análisis del perno 4:

$$F_T = f'_{t1} + f'_{t2} - f'_c = 4.776 \text{ [kN]} \text{ (compresión)}$$

$$F_S = \sqrt{(f'_{sz} + f'_{so})^2 + f'_{sx}{}^2} = 29.49 \text{ [kN]}$$

Se puede observar que los pernos críticos corresponden al 1 y 3.

Empleando el criterio de máximo esfuerzo cortante:

$$F_{e-1} = \sqrt{F_t^2 + 4F_s^2} = 89.99 [kN]$$

$$F_{e-3} = \sqrt{F_t^2 + 4F_s^2} = 89.21 [kN]$$

Acero SAE grado 5 ASTM A325

$$S_y = 64.8 \left[\frac{kg}{mm^2} \right] = 634 [MPa]$$

Para hallar el área de esfuerzo, se emplea la fórmula:

$$A_s = \frac{F_e}{0,4 \times S_y} = 0.0003549 [m^2] = 0.5501 [in^2]$$

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie gruesa UNC			Serie fina UNF		
		Roscas por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión Área A _t in ²	Área del diámetro menor Área A _r in ²	Roscas por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión Área A _t in ²	Área del diámetro menor Área A _r in ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
1/4	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
5/16	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
3/8	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
7/16	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
1/2	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
9/16	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
5/8	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
3/4	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
7/8	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
1 1/4	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
1 1/2	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Figura 3.28. Áreas de esfuerzo de rosca estándar americana
Nota: (Budynas & Nisbett, 2008)

Se elige la rosca americana estándar de 1 [in] de diámetro.

3.1.7.2 Uniones Atornilladas del soporte del motor

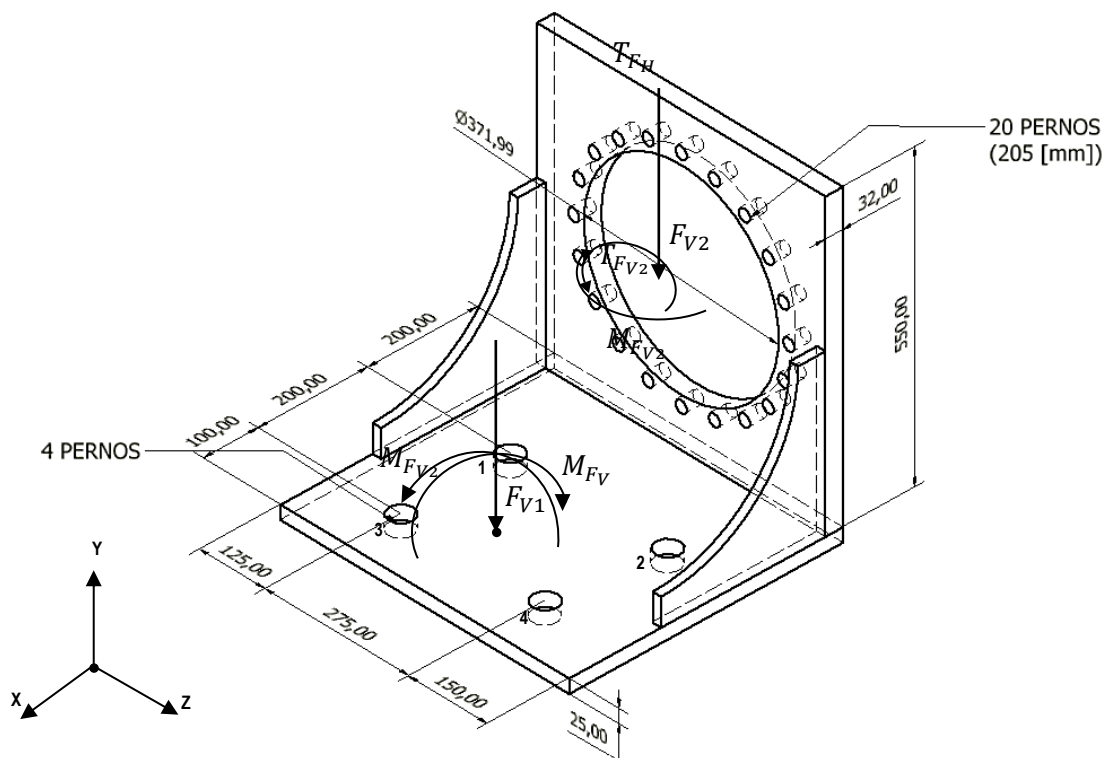


Figura 3.29. Dimensiones de la base del soporte del motor

A continuación, se presentan las distancias de las fuerzas, sus magnitudes y valores correspondientes a los momentos flectores y torsores.

Tabla 3.8. Magnitudes de los momentos flectores y los momentos torsores

Plano	Momento [kN]	Fuerza [kN]	Distancia [m]	
Y-Z	$M_{F_{V2}}$	1,53	F_{V2} 4,709	$d_{F_{V2}}$ 0,325
	$T_{F_{V2}}$	1,05	F_{V2} 4,709	$d_{F_{V2}}$ 0,224
X-Z	$M'_{F_{V1}}$	1,29	F_{V1} 2,158	$d_{F_{V1}}$ 0,598
	$M'_{F_{V2}}$	0,36	F_{V2} 4,709	$d_{F_{V2}}$ 0,076
	$M_{F_{V2}}$	1,53	F_{V2} 4,709	$d_{F_{V2}}$ 0,325

De la figura anterior se puede apreciar que el perno crítico será aquel más alejado al plano X – Y a un extremo del soporte. Las cargas de tracción y corte en este perno son:

Análisis del perno más crítico:

$$F_T = 0.747 [kN] = 167.94 [lbf]$$

$$F_S = 0.491 [kN] = 110.39 [lbf]$$

Empleando el criterio de máximo esfuerzo cortante:

$$F_e = \sqrt{F_t^2 + 4F_s^2} = 1.234 [kN] = 277.43 [lbf]$$

Acero SAE grado 5 ASTM A325

$$S_y = 64.8 \left[\frac{kg}{mm^2} \right] = 92,000 [psi]$$

Para hallar el área de esfuerzo, se emplea la fórmula:

$$A_s = \left(\frac{6 \times F_e}{S_y} \right)^{\frac{2}{3}} = 0.0689 [in^2]$$

Son necesarios 20 pernos de unión de al menos 3/8 [in] de diámetro. Como el diámetro de los agujeros pasantes del reductor de velocidad planetario es de 22 [mm], se cumple con este requerimiento.

Con respecto a las uniones entre el soporte del motor a la estructura general, se ha determinado que el área de esfuerzo mínimo que se requiere es de:

Tabla 3.9. Área de esfuerzo mínimo de los pernos de la base del motor

Perno	F _t [kN]	F _s [kN]	F _e [kN]	F _e [lbf]	S _y [psi]	A _s [in ²]
1	0,95	1,177	2,538	570,59	92000	0,111
2	2,569	1,177	3,484	783,27	92000	0,138
3	1,775	1,177	2,948	662,77	92000	0,123
4	3,394	1,177	4,13	928,51	92000	0,154

Se puede observar que el perno 4 es el más crítico, el cual requiere de un área de al menos 0,154 [in²]. Eligiendo al perno superior inmediato, se tiene que se necesita de al menos de un diámetro de 9/16 [in] o 14 [mm]. Debido a las vibraciones ocasionadas por el motorreductor, se ha decidido elegir 4 pernos de 1 3/4 [in].

3.1.8 CÁLCULO DE ESTRUCTURA SOPORTE

Para determinar los esfuerzos en la estructura soporte del Belt Winder, se aplicará las cargas correspondientes al peso de los componentes del Belt Winder y las reacciones que ocurren durante el tensado de la faja, los cuales son:

Material de la estructura	: ASTM A992
Peso del cojinete deslizante	: 34 [kg] = 0.334 [kN]
Reacciones sobre un cojinete	: $R_y = 64.27 [kN]$ y $R_z = 19.15 [kN]$
Peso del eje enrollador	: 940 [kg] = 9.221 [kN]
Peso del eje tensor (TDS)	: 160 [kg] = 1.57 [kN]
Peso de la faja enrollada	: 9,200 [kg] = 90.252 [kN]
Peso neto del motor	: 480 [kg] = 4.709 [kN]
Peso del acoplamiento	: 220 [kg] = 2.158 [kN]

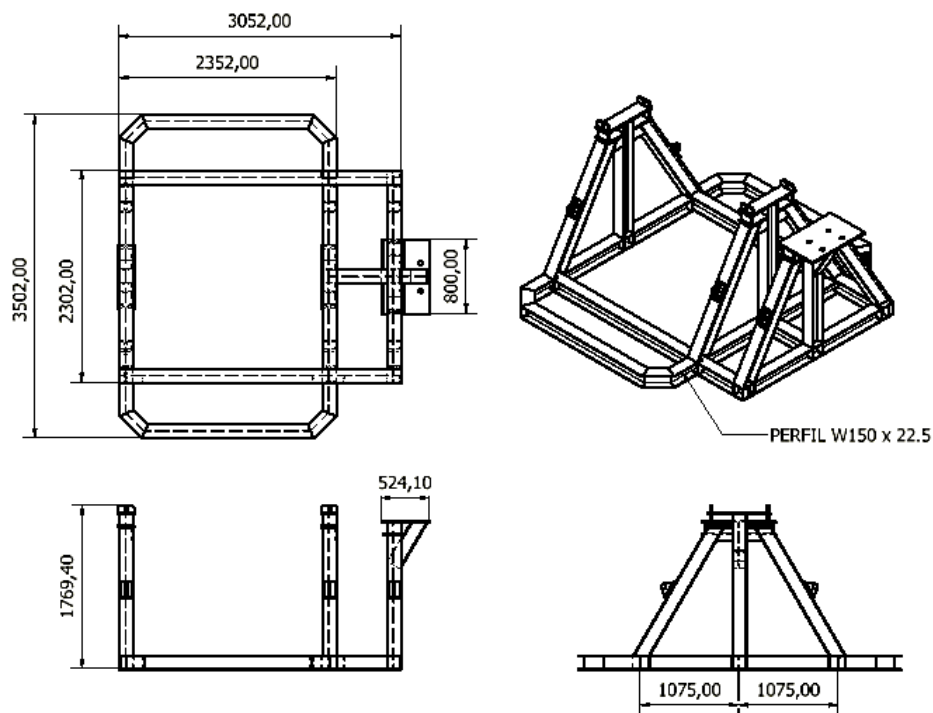


Figura 3.30. Dimensiones de la estructura

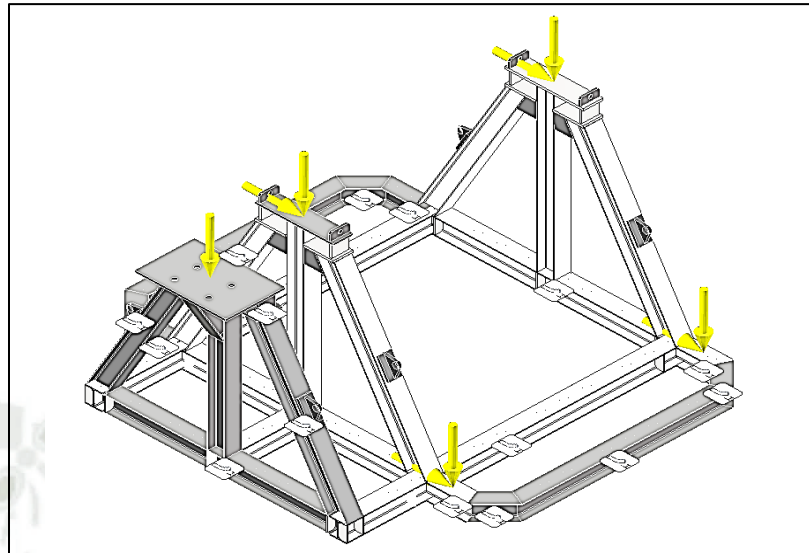


Figura 3.31. Asignación de cargas y restricciones de la estructura

Para realizar adecuadamente el análisis, se ha decidido sobredimensionar las cargas en un 20%, esto incluye el peso de componentes despreciados debido a su baja influencia en la determinación de la estructura.

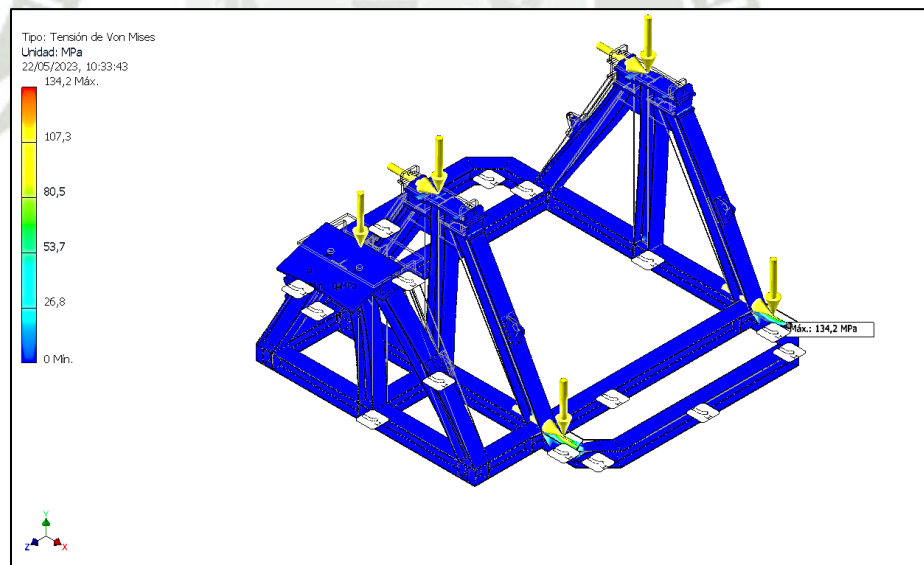


Figura 3.32. Esfuerzos en la estructura

Aplicando las cargas en los apoyos previstos, con ayuda del método de los elementos finitos se obtendrá un esfuerzo máximo de 134.2 [MPa]

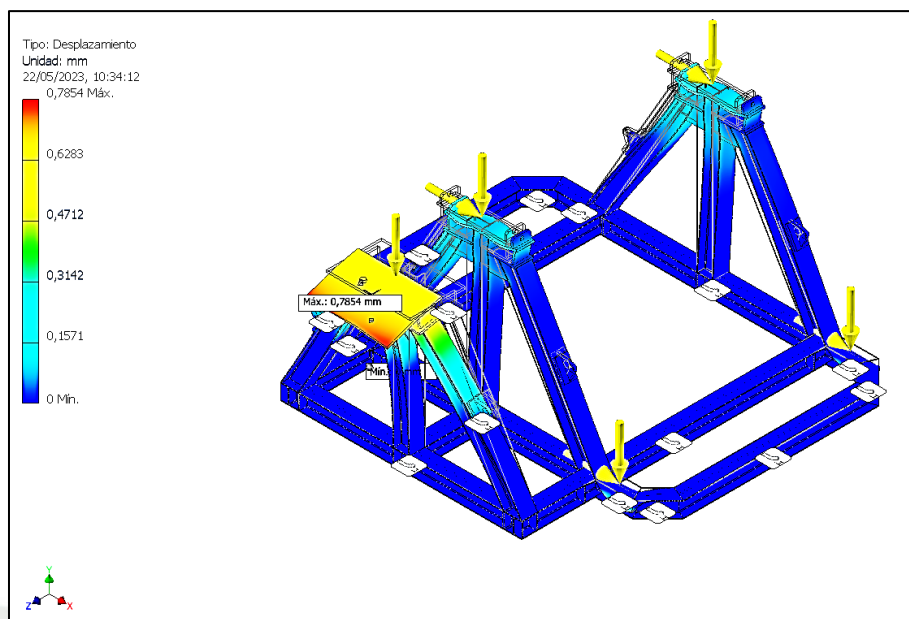


Figura 3.33. : Desplazamientos en la estructura

El análisis de deformaciones arroja un valor máximo de 0.7854 [mm] en las zonas donde se ubica el motor.

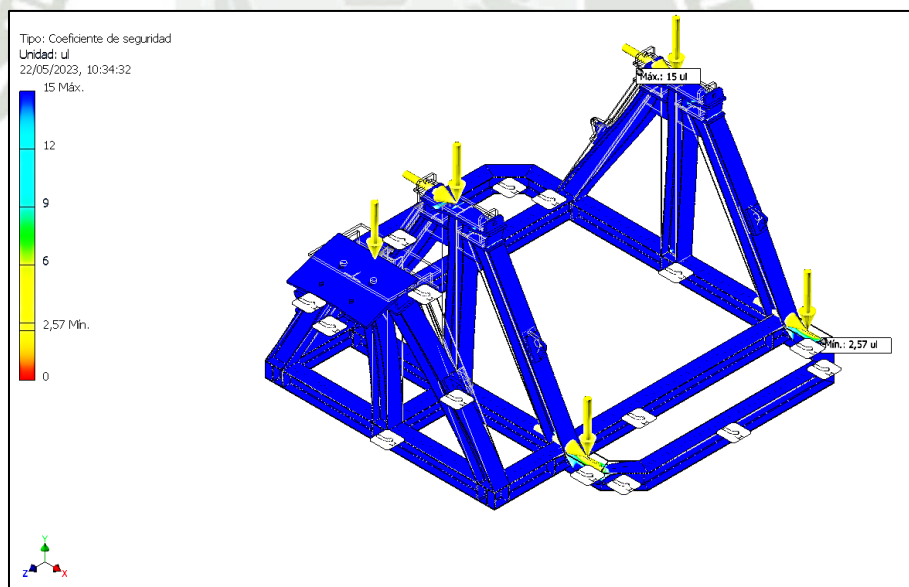


Figura 3.34. Factor de seguridad

Considerando que el material empleado en la fabricación del perfil W150 x 22.5, correspondiente a acero estructural A 992, cuyo esfuerzo de fluencia es de 345 [MPa], además, teniendo en cuenta que la estructura está reforzada con planchas de acero estructural A992 con un límite de fluencia de 345 [MPa], el factor de seguridad asciende a 2.57, superior

a 1, lo que asegura el correcto funcionamiento de la estructura, dotándola de robustez para evitar vibraciones que provocarían el cizallamiento de los pernos de fijación.

3.1.9 DISEÑO DE OREJAS DE IZAJE

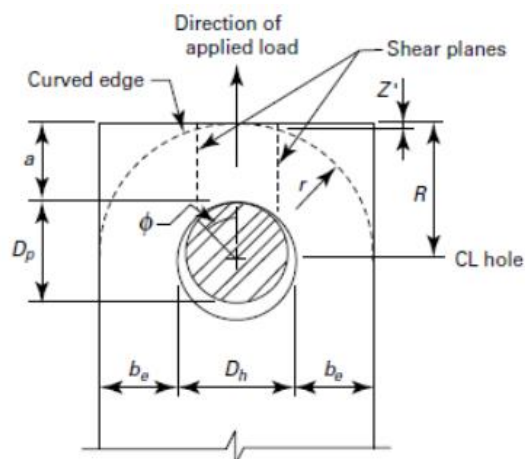
El diseño de las orejas de izaje, también conocidas como anillas de elevación, se basa en los requisitos específicos de cada aplicación y las cargas que se espera que soporten. Estas orejas de izaje se utilizan para conectar equipos de elevación, como grúas o polipastos, a la carga que se va a levantar.

- **Normas Aplicadas:**

- ASME BTH-1-2014, Design of Below the Hook Lifting Devices.
- American Society for Testing Materials, A36.

Material de la estructura	: ASTM A36
Peso del cojinete deslizante	: 34 [kg] = 0.334 [kN]
Peso del eje enrollador	: 940 [kg] = 9.221 [kN]
Peso del eje tensor (TDS)	: 160 [kg] = 1.57 [kN]
Peso de la faja enrollada	: 9,200 [kg] = 90.252 [kN]
Peso neto del motor	: 480 [kg] = 4.709 [kN]
Peso del acoplamiento	: 220 [kg] = 2.158 [kN]
Peso de la estructura	: 1,014 [kg] = 9.950 [kN]
Pesto total a un factor (25%)	: 148.16 [kN]
Carga a izar por oreja	: 2469 Kg = 24.69 KN

Tabla 3.10. Parámetros de diseño de la oreja de izaje



Parámetro de diseño			
Factor de diseño	Nd	5	ad
Espesor de plancha	t	25.4	mm
Ancho en dirección paralela a la carga	a	12	mm
Diámetro del pin	Dp	50	mm
Ancho en dirección perpendicular a la carga	be	12	mm
Diámetro de agujero en la plancha	Dh	52.5	mm
Material de la plancha		A-36	
Esfuerzo de fluencia	Fy	250	Mpa
Esfuerzo último	Fu	400	Mpa

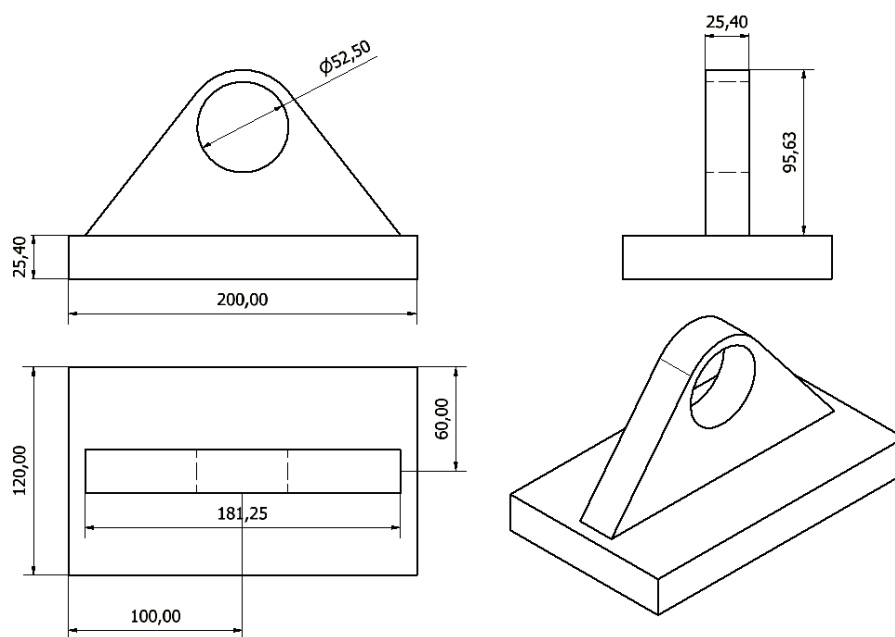


Figura 3.35. Dimensiones de la oreja de izaje

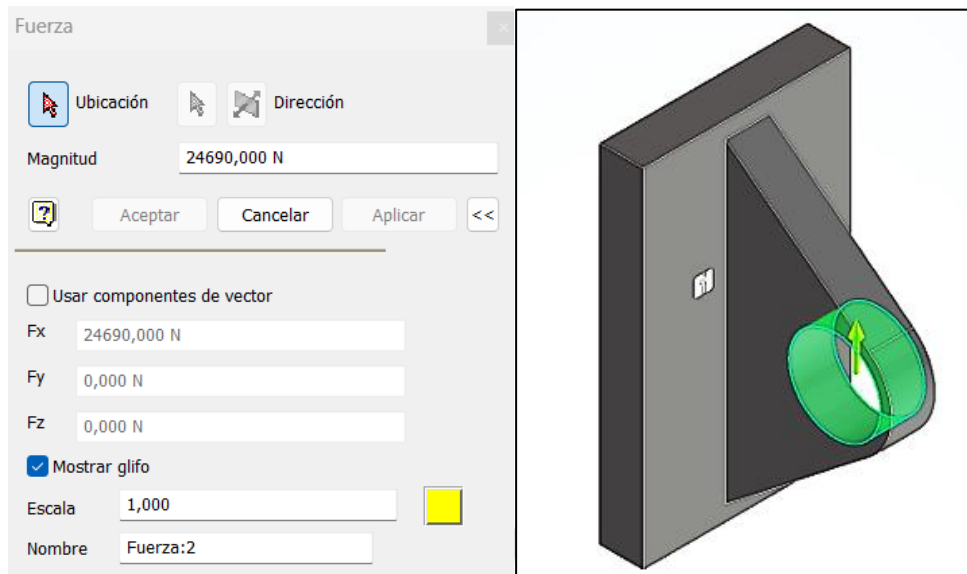


Figura 3.36. Asignación de carga y restricciones de la oreja de izaje

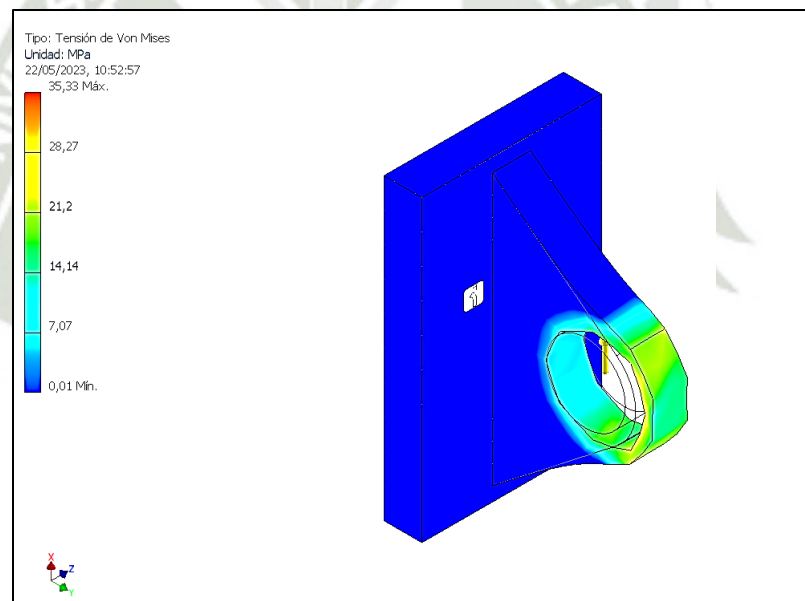


Figura 3.37. Análisis de tensiones de la oreja de izaje

El esfuerzo máximo en la oreja es de 35.33 [MPa].

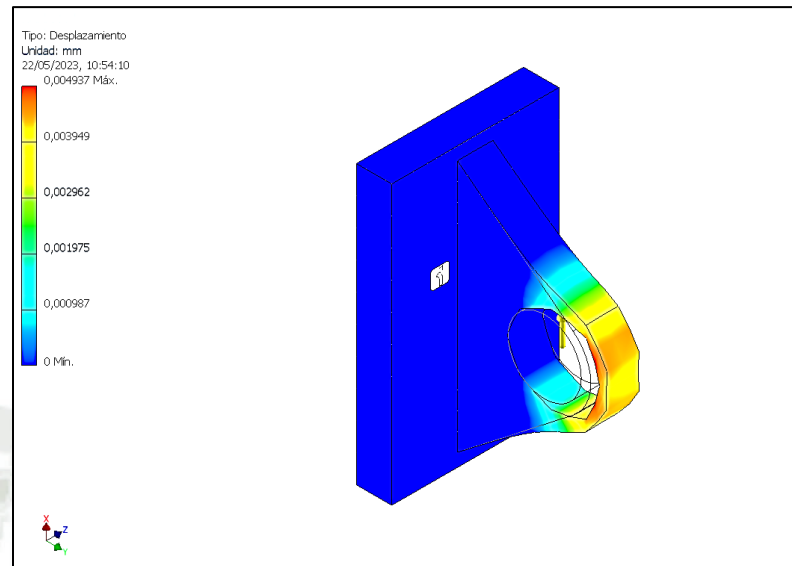


Figura 3.38. Análisis de desplazamiento de la oreja de izaje

El desplazamiento máximo en la oreja es de 0.005 [mm].

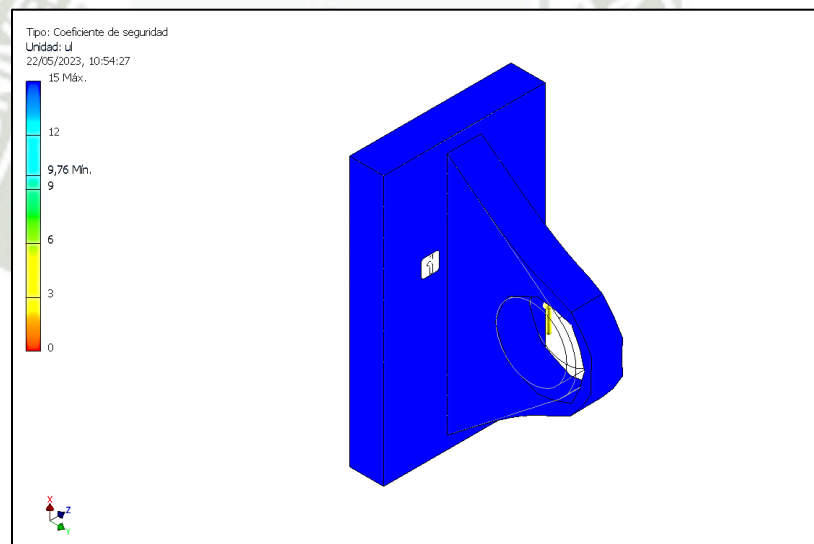


Figura 3.39. Coeficiente de seguridad de la oreja de izaje

El coeficiente de seguridad de la oreja de izaje con un esfuerzo máximo de 35.33 [MPa] asciende a 9.76.

CAPÍTULO IV.

4.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO

4.1.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL SISTEMA DE ENROLLAMIENTO

Analizado el proyecto, este se analizará desde los siguientes componentes:

- Sistema estructural.
- Sistema motriz (motor y sistema de accionamiento).
- Sistema de transmisión (Ejes principales)

Estos costos, serán analizados a la fecha de realización del presente proyecto, diciembre 2022 y no incluyen el IGV. Para su análisis se realizará por separado.

4.1.1.1 Evaluación económica de la estructura.

De los planos de diseño, se obtendrá el peso total de la parte estructural, el cual indica un peso de 1,014 [kg]. con apoyo del análisis realizado con el software Inventor.

$$\text{Peso} = 1,014 \text{ [kg]}$$

Para determinar el costo, realizaremos un análisis de costo unitario para la parte estructural.

Tabla 4.1. Análisis de Precios unitarios de Estructura Enrollador

Rendimiento Kg/Día	1512.00	Costo Unitario por Kg.	12.599
--------------------	----------------	------------------------	---------------

Descripción	Unidad	Cuadrilla	Cantidad	Precio Unitario USD	Parcial USD
Mano de Obra.					
Capataz mecánico	HH	1	0.0053	19.00	0.101
Operario Mec.	HH	4	0.0212	17.00	0.360
Peón Mecánico	HH	4	0.0212	12.00	0.254
Soldador 3G	HH	4	0.0212	16.00	0.339
Oficial mecánico	HH	8	0.0423	15.00	0.635
					1.689

Materiales.	Unidad	Cantidad	Precio Unitario USD	Parcial USD
Transporte.	Kg	1.460	0.250	0.365
Acero A36	Kg	1.460	5.750	8.395
Oxigeno Industrial	Bln	0.0002	200.0	0.040
Acetileno 10 Kg	Bln	0.0007	150.0	0.105
Soldadura E6011	Kg	0.0150	17.50	0.263
Soldadura E7018	Kg	0.0150	15.00	0.225
Disco de corte 7"	Unid	0.0033	7.50	0.025
Disco de desbaste	Unid	0.0033	9.50	0.031
				9.449

Equipos.	Unidad	Hombres	Cantidad	Precio Unitario USD	Parcial USD
Herramientas.	%MO		5.00	1.689	0.084
Taladro mag.	Hm	1.00	0.0053	6.50	0.034
Puente grúa	Hm	0.50	0.0026	45.0	0.117
Maq. Soldar	Hm	4.00	0.0212	3.50	0.074
Esmeril 7"	Hm	6.0	0.0317	2.50	0.079
Eq. Oxicorte	Hm	2.0	0.0106	2.00	0.021
					0.409

Subpartidas.	Unidad	cantidad	Precio Unitario USD	Parcial USD
Pintado 6 mils	m2	0.027	27.630	0.746
Granallado SP6	m2	0.027	11.326	0.306
				1.052

Analizando el costo para la parte estructural.

Peso = 528 Kg

Costos = $528 \times 12.599 = 6652.272$ Dólares americanos

4.1.1.2 Evaluación económica de equipos mecánicos.

Para los equipos mecánicos se apoyó los costos con cotizaciones referenciales que permitan tener un costo del equipo diseñado.

4.1.1.3 Resumen evaluación económica

Del resumen del costo tendremos.

a) Estructura soporte		6652.27	Dólares americanos
b) Motor y sistema de accionamiento		4500.00	Dólares americanos
c) Eje enrollador (inc. Cojinetes)		1500.00	Dólares americanos
d) Eje TDS		1800.00	Dólares americanos
Total		14452.27	Dólares americanos

Este costo NO incluye el IGV y está referenciado al mes de Diciembre 2022.

CONCLUSIONES

De lo investigado, se logró realizar el diseño de un mecanismo para cambio de faja de 72" de ancho y un desarrollo de 230 [m], empleando para ello los conocimientos de la ingeniería aplicado a resolver problemas del entorno de las fajas transportadoras y su mantenimiento, donde se obtuvo las siguientes conclusiones:

1.-Se estableció como requerimientos para el diseño de un sistema enrollador de fajas transportadoras de 72 [in] de ancho y una longitud de 230 [m], una fuerza de tensado de 54.15 [kN], con un diámetro inicial de bobinado (correspondiente a las dimensiones del carrete) de 16 [in] y un diámetro final de 2.35 [m], lo que se traduce en un torque inicial y máximo de 11.00 [kN] y 63.51 [kN], respectivamente, y finalmente una velocidad de rotación de 1.5 [rpm], por buenas prácticas de diseño, evitando alcanzar velocidades que puedan comprometer las condiciones de seguridad.

2.-Se pudo dimensionar adecuadamente el sistema de enrollado se lograron los siguientes resultados:

Con respecto al eje principal, cuya función es primordial para transmitir el torque necesario a fin de permitir el enrollado de la faja sobre el carrete y a su vez soportar el peso de la bobina, se determinó que contando con un factor de seguridad a la fatiga superior a 1 el diámetro del eje debe ser de 200 [mm] permitiendo una reducción a los extremos de 160 [mm].

A fin de facilitar el montaje del eje sobre la estructura, se dimensionaron cojinetes deslizantes con una capa de 4 [mm] de espesor de material autolubrificante, necesario para permitir la rotación del eje a bajas revoluciones.

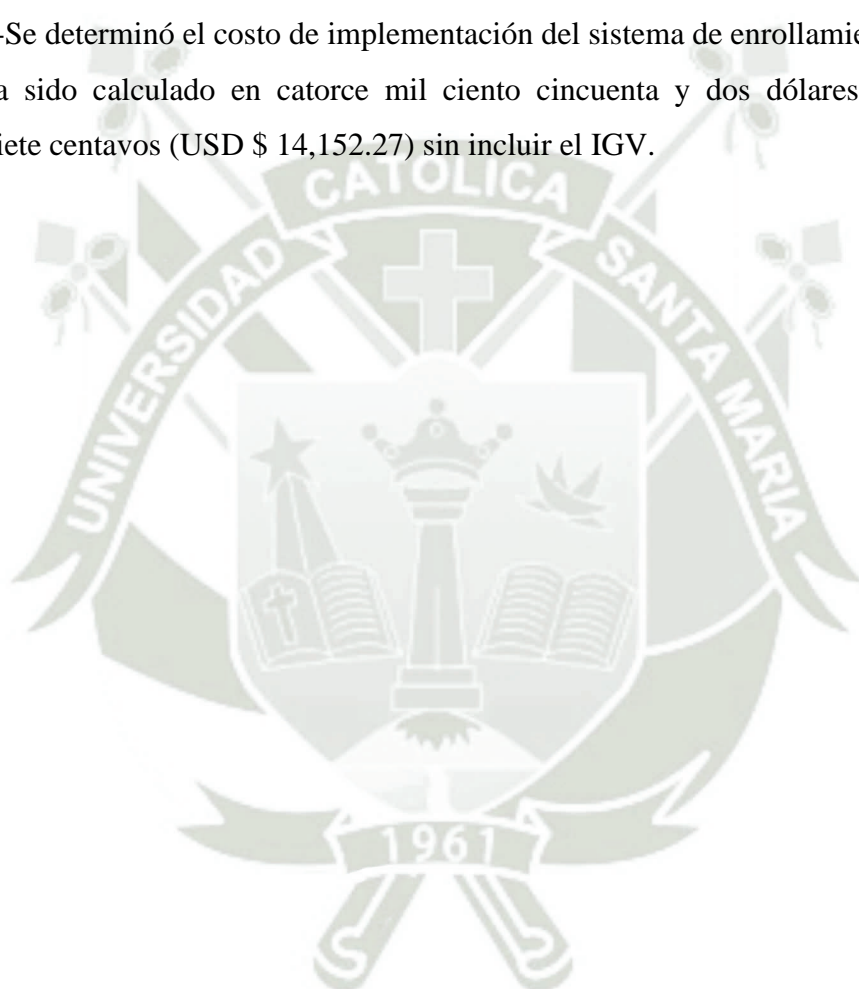
El sistema será accionado mediante un motorreductor de 15 [kW] del fabricante SEW EURODRIVE con una reducción de $i = 493$, lo que hizo necesario seleccionar un variador de frecuencia para alcanzar la velocidad de rotación definida en los requerimientos de diseño.

Fue necesario seleccionar un acoplamiento flexible PM60 del fabricante Renold para la transmisión de potencia del motorreductor al eje principal.

Por cuestiones constructivas, se decidió seleccionar el polín de retorno de la serie pesada CEMA E con un diámetro de 60 [mm], el cuál servirá para dirigir y tensionar la faja deteriorada a bobinar.

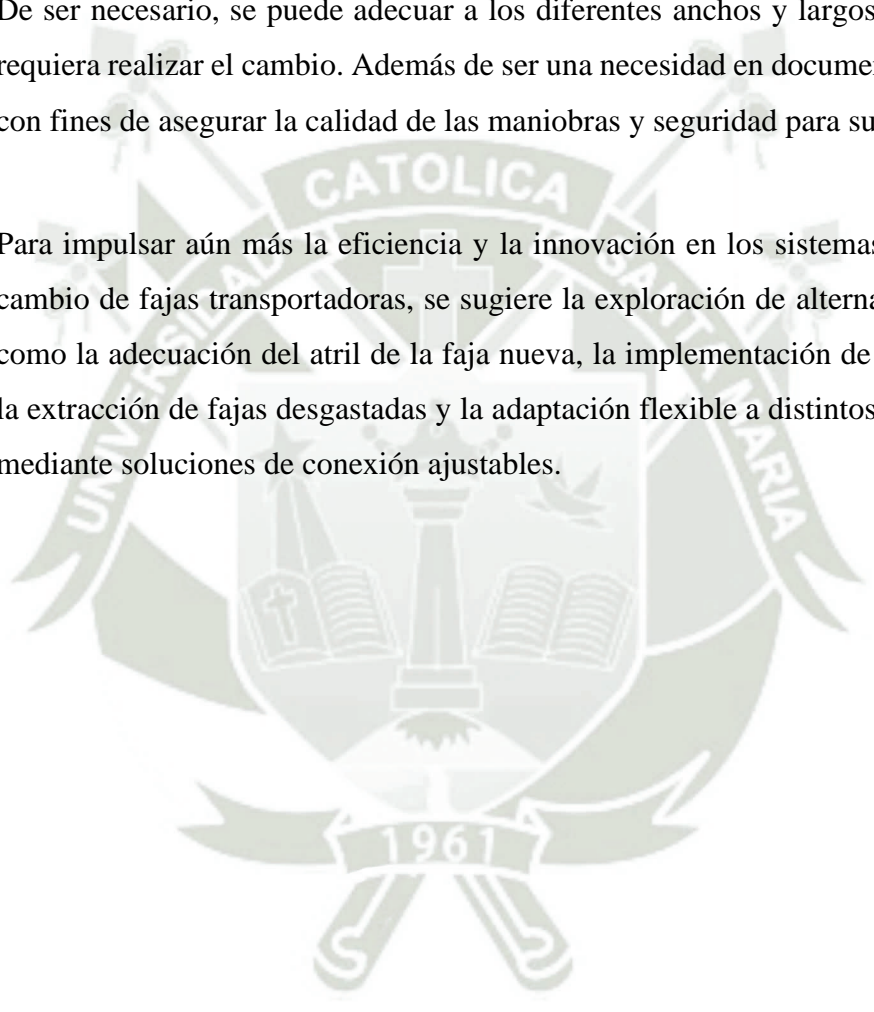
Por último, se diseñó la estructura del sistema enrollador de fajas con perfiles W150 x 22.5 en acero estructural ASTM A992 con planchas de refuerzo en acero estructural ASTM A36 donde se terminó un factor de seguridad de 2.57.

3.-Se determinó el costo de implementación del sistema de enrollamiento propuesto, el cual ha sido calculado en catorce mil ciento cincuenta y dos dólares americanos con veintisiete centavos (USD \$ 14,152.27) sin incluir el IGV.



RECOMENDACIONES

1. Dada que las características de uso del equipo enrollador, esta metodología de cálculo se puede aplicar a diversas necesidades de cambio de fajas transportadoras en la industria, con diferentes sistemas de transmisión de potencia (cadenas de transmisión) y disposiciones de la estructura.
2. De ser necesario, se puede adecuar a los diferentes anchos y largos de fajas que se requiera realizar el cambio. Además de ser una necesidad en documentar la maniobra con fines de asegurar la calidad de las maniobras y seguridad para su ejecución.
3. Para impulsar aún más la eficiencia y la innovación en los sistemas de enrollado y cambio de fajas transportadoras, se sugiere la exploración de alternativas de mejora como la adecuación del atril de la faja nueva, la implementación de un sistema para la extracción de fajas desgastadas y la adaptación flexible a distintos anchos de fajas mediante soluciones de conexión ajustables.



REFERENCIAS

- Acorsa Perú. (2022). Fajas transportadoras. Obtenido de <https://acorsaperu.com/linea-industrial/fajas-transportadoras>
- Beltec. (2014). Detector de rotura de banda. Obtenido de <https://www.google.com/search?q=sensor+de+rotura+de+fajas+transportadoras&tbm=isch&ved=2ahUKEwjmn53FtuP7AhUnM7kGHRy0ALoQ2-cCegQIABAA&oq=sensor>
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley* (8va ed.). México: McGraw-Hill Interamericana.
- Cámara de Comercio Canadá-Perú. (2021). FAM: Sistemas móviles de apilamiento. Obtenido de <https://www.canadaperu.org/noticia/fam-sistemas-moviles-de-apilamiento>
- capas o pliegues de fajas transportadoras. (2022). Obtenido de https://www.google.com/search?q=capas+o+pliegues+de+fajas+transportadoras&tbm=isch&ved=2ahUKEwizqo_NsOP7AhUaNBkGHQ9wC80Q2-cCegQIABAA&oq=capas+o+pliegues
- Castro, F. (2020). Metso ofrece amplia gama de cintas transportadoras de alto rendimiento, y seguridad. Rumbo Minero Internacional. Obtenido de Metso ofrece amplia gama de cintas transportadoras de alto rendimiento, y seguridad (rumbominero.com)
- CEMA. (2002). *Belt conveyors for bulk Materials*.
- CHINT. (s.f.). *Catalogue NVF2G Inverter*.
- Dunlop Conveyor Belting. (2016). *Manual Técnico*. Ámsterdam - Netherlands .
- Hajnal, R. (2020). Faja Móvil Radial Telescópica 2000 t/h x 42 m (Doc.Telestack, Irlanda). Obtenido de <https://www.horizonteminero.com/wp-content/uploads/2019/07/HM26f.bmp>
- Huisa Ccori, T. b. (2019). *Transporte de mineral por medio de fajas transportadoras en una mina a tajo abierto*. Ciencia & Desarrollo.
- Interruptores de desalineamiento. (2023). *Corporacionfcr Soluciones Integrales*. Obtenido de <https://corporacionfcr.com.pe/categoria-producto/equipos-fajas/desalineamiento/ft0104/>
- Lopez. (2008). *Bandas transportadoras*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.
- Made in China. (2023). La Hoja de poliuretano de la correa de rodillo de transporte más limpio de la trailla. Obtenido de https://es.made-in-china.com/co_debontech/product_Polyurethane-Blade-Conveyor-Roller-Belt-Scraper-Cleaner_eirgoighy.html
- Manual de Operaciones de Plantas concentradoras SMCV. (2020).
- Márton, S. D. (2020). *Design of a Fabric Winding Up Unit*. Műszaki Tudományok Közlemények. doi:10.33894/mtk-2020.13.23.

- Medeiros, S. (2021). *Dimensionamento de componentes para um enrolador de correias transportadoras visando a melhoria das operações de uma mineradora de bauxita*. Brazilian Journal of Development. doi:10.34117/bjdv7n6-468
- Protección para Fajas Transportadoras. (s.f.). *Corporación FCR Bulk Pro*. Obtenido de <http://corporacionfcr.com.pe/files/Equipos%20de%20Proteccion%20para%20Fajas%20Transportadoras/Proteccion%20para%20FT%20-%20Brochure.pdf>
- RENOFLEX al servicio de la Minería Peruana. (2022). Fajas Transportadoras. Obtenido de https://www.renoflexperu.com/faja_transportadora.html
- Renold. (2008). *RB and PM. Hi-Tec Industrial Couplings*. Obtenido de www.renold.com
- Riquelme Castillo, R. A. (2018). DISEÑO MECÁNICO Y ESTRUCTURAL DE UN BELT WINDER PARA ENROLLADO DE FAJAS DE CAUCHO DE 72/84” DE ANCHO Y 2” DE ESPESOR PARA FAJAS TRANSPORTADORAS DE UN MÁXIMO DE 90 M DE DESARROLLO. Arequipa, Perú.
- Rumbo minero. (2023). Movitécnica implementa nuevo servicio de calibración de pesaje dinámico para fajas transportadoras. Obtenido de <https://www.rumbominero.com/peru/noticias/actualidad-empresarial/movitecnica-implementa-nuevo-servicio-de-calibracion-de-pesaje-dinamico-para-fajas-transportadoras/>
- Sew EuroDrive. (2017). *Industrial Gear Units. P.002 - P.102 Series Planetary Gearmotors (60Hz)*. Sew EuroDrive. doi:23488859/EN
- Transco Industries Inc. (04 de 02 de 2013). *Transco Industries. Inc.* Obtenido de Transco Industries. Inc: <https://transco-ind.com/belt-winder/>
- TriStar Design & Manufacturing INC. (2023). *TriStar Design & Manufacturing INC;*. Obtenido de TriStar Design & Manufacturing INC;: <https://tristardesign.com/product/belt-winder/>
- Vanegas Useche, L. V. (2018). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pereira - Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira. Obtenido de <https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/535e3631-313d-4967-9c8c-7c18d4feab0e/content>
- Wong, J. Y. (2001). *Theory of Ground Vehicles* (3rd ed.). Ottawa, Canada: John Wiley & Sons.

ANEXOS

Anexo A: Valores promedios del coeficiente de adhesión

1.3 TRACTIVE (BRAKING) EFFORT AND LONGITUDINAL SLIP (SKID) 29

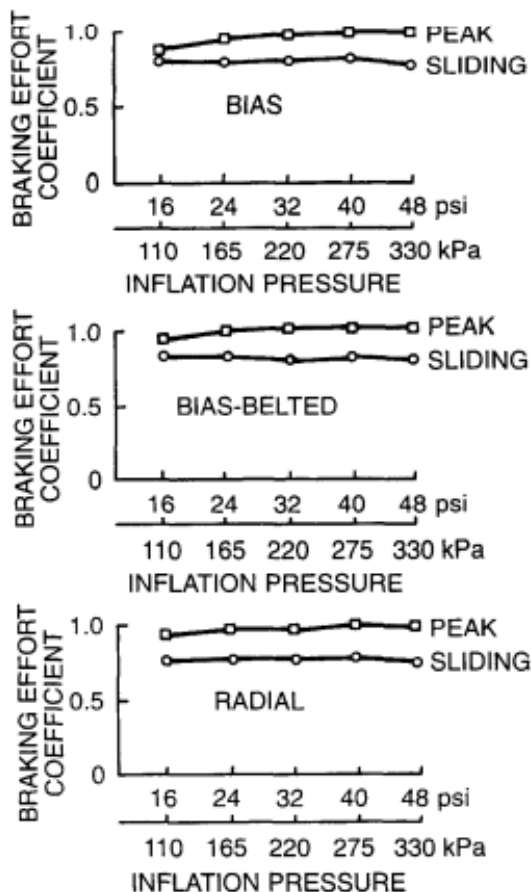


Fig. 1.19 Variation of peak and sliding values of braking effort coefficient with inflation pressure for bias-ply, bias-belted, and radial-ply car tires on dry pavement. (Reproduced with permission of the Society of Automotive Engineers from reference 1.11.)

TABLE 1.2 Average Values of Coefficient of Road Adhesion

Surface	Peak Value μ_p	Sliding Value μ_s
Asphalt and concrete (dry)	0.8–0.9	0.75
Asphalt (wet)	0.5–0.7	0.45–0.6
Concrete (wet)	0.8	0.7
Gravel	0.6	0.55
Earth road (dry)	0.68	0.65
Earth road (wet)	0.55	0.4–0.5
Snow (hard-packed)	0.2	0.15
Ice	0.1	0.07

Source: Reference 1.12.

Nota: Obtenido del libro Theory of Ground Vehicles de (Wong, 2001)

Anexo B:
Catálogo de Fajas Transportadoras

ECORSA S.A.C.

AL SERVICIO DE LA MINERÍA PERUANA EN GENERAL



ECORSA S.A.C

CALLE 12 Mz. A LOTE 28
A.H. SECTOR 20 DE OCTUBRE
LIMA-LIMA-VILLA EL SALVADOR
TELF. : 293-2258
CELULAR: 954-133-818 / 999-580-562
982-354-071 / 962-086-408
ventas@ecorsa.com.pe
www.ecorsa.com.pe

R.U.C 20557147200

COTIZACION

Nº 001 - 2031876

CLIENTE : LOGISTICA	FECHA REGISTRO : 19/04/2023
Nº DE R.U.C. : 20000000000	MONEDA : DOLARES AMERICANOS
DIRECCION : LIMA	FORMA DE PAGO : CONTADO
TELEFONO : 111111111	CREADO POR : JOHAN MONTENEGRO VALENCIA
VALIDEZ : Cotización válida por 7 días hábiles	ATENCION A : SRES. INGENIEROS
TIEMPO DE ENTREGA : INMEDIATA	

Agradecemos su invitación, ponemos a su disposición nuestra mejor oferta :

ITEM	CODIGO	DESCRIPCION	U/M	CANTIDAD	P.UNIT	P.TOTAL
1	25212121	FAJA PLANA TRANSPORTADORA DE COLOR NEGRO MATERIAL DE CAUCHO ANTICORTE Y ANTIABRASIVO CALIDAD RMA-1. PARA TRANSPORTAR PRODUCTOS ABRASIVOS Y MINERALES. MARCA DUNLOP PROC. INGLATERRA REF. EP-800 DE 72" DE ANCHO X 4 PLYS X 8MM CUBIERTA SUPERIOR X 3MM CUBIERTA INFERIOR X 15.8MM DE ESPESOR TOTAL. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS. PRODUCTO: FAJA PLANA TRANSPORTADORA. MARCA: DUNLOP ANCHO: 72" Nº DE LONAS: 4 PLYS. MATERIAL CUBIERTA SUPERIOR: 8MM MATERIAL CUBIERTA INFERIOR: 3MM MATERIAL CUBIERTA TOTAL: CAUCHO ANTICORTE Y ABRASIVOS EN AMBOS LADOS CALIDAD RMA-1 ESPESOR TOTAL: 15.8MM ADHESIÓN ENTRE LONA: 200LBS/PULGADA CARGA DE TRABAJO: 800LBS/PULGADA CARGA DE ROTURA: 8,000LBS/PULGADA TEMPERATURA DE USO: 90°C Y AMBIENTE TOLERANCIA DIMENSIONALES: ANCHO Y ESPESOR +/- 1% LARGO -2 Y 4 %	MTR	230.00	173.00	39,790.00

Anexo C:
Eficiencias típicas para transmisión de potencia

Machine	Typical Efficiency
V-belt drives	95%
Timing belt drives	98%
Poly-V or ribbed belt drives	97%
Flat belt drives, leather or rubber	98%
Nylon core	98% to 99%
Variable speed, spring loaded, wide range	
V-belt drives	80% to 90%
Compound drive	75% to 90%
Cam-reaction drive	95%
Helical gear reducer	
Single-stage	98%
Two-stage	96%
Worm gear reducer	
10:1 ratio	86%
25:1 ratio	82%
60:1 ratio	66%
Roller chain	98%
Leadscrew, 60 deg helix angle	65% to 85%
Flexible coupling, shear-type	99%+

Nota: Mechanical Engineering Blog (2011) citado en (Riquelme Castillo, 2018)

Anexo D:
Catálogo motorreductores planetarios SEW EURODRIVE

11 P..KF.. bevel planetary gearmotors

Selection tables K.. (60 Hz)

P _m = 15.0 kW											
n ₂	M _L	I _{sc}	F _{sc} ⁰	M _{sc}						m	
min ⁻¹	Nm		N	f _{LC} <= 7.5	f _{LC} > 107.5					kg	
0.72	194000	2456	432200	209100	185660						
0.84	167500	2121	451700	209100	185660	P	062KF127	DRN	160L4	2040	272
0.95	148200	1876	464200	209100	185660	PF	062KF127	DRN	160L4	1670	273
1.1	124500	1577	473000	209100	185660	PH	062KF127	DRN	160L4	2030	272
1.2	112300	1422	473000	209100	185660	PHF	062KF127	DRN	160L4	1660	273
1.4	97200	1231	473000	209100	185660						
1.1	131100	1661	473000	-	185660	P	062KF107	DRN	160L4	1840	270
1.2	114600	1452	473000	-	185660	PF	062KF107	DRN	160L4	1480	271
1.4	96900	1227	473000	209100	185660	PH	062KF107	DRN	160L4	1830	270
1.6	89800	1138	473000	209100	185660	PHF	062KF107	DRN	160L4	1470	271
1.7	81500	1033	473000	209100	185660						
1.2	114600	1452	363700	140600	124060	P	052KF107	DRN	160L4	1360	266
1.4	96900	1227	364000	140600	124060	PF	052KF107	DRN	160L4	1160	267
1.7	81500	1033	364000	140600	124060	PH	052KF107	DRN	160L4	1350	266
2.0	70000	887	364000	140600	124060	PHF	052KF107	DRN	160L4	1150	267
2.3	61100	774	364000	140600	124060						
2.0	69300	878	364000	140600	124060	P	052KF97	DRN	160L4	1240	264
2.4	58700	744	364000	140600	124060	PF	052KF97	DRN	160L4	1040	265
						PH	052KF97	DRN	160L4	1240	264
						PHF	052KF97	DRN	160L4	1040	265
1.6	89800	1138	305600	111000	100170	P	042KF107	DRN	160L4	1210	260
						PF	042KF107	DRN	160L4	1020	261
						PH	042KF107	DRN	160L4	1220	260
						PHF	042KF107	DRN	160L4	1030	261
1.8	76600	971	316800	111000	100170	P	042KF97	DRN	160L4	1100	258
2.0	69300	878	322300	111000	100170	PF	042KF97	DRN	160L4	910	259
2.4	58700	744	323000	111000	100170	PH	042KF97	DRN	160L4	1100	258
2.7	51300	650	323000	111000	100170	PHF	042KF97	DRN	160L4	910	259
3.3	42900	543	323000	111000	100170						
1.6	86400	1095	197900	86800	69620	P	032KF97	DRN	160L4	850	252
1.8	76600	971	213500	86800	69620	PF	032KF97	DRN	160L4	730	253
2.4	58700	744	236300	86800	69620	PH	032KF97	DRN	160L4	870	252
2.7	51300	650	243900	86800	69620	PHF	032KF97	DRN	160L4	750	253
3.3	42900	543	251500	86800	69620						
3.8	37100	470	252000	86800	69620						
4.3	32200	408	249400	-	69620						
3.3	42900	543	197000	64200	51190	P	022KF97	DRN	160L4	770	246
3.8	37100	470	197000	64200	51190	PF	022KF97	DRN	160L4	670	247
4.3	32200	408	197000	64200	51190	PH	022KF97	DRN	160L4	790	246
5.2	26900	342	197000	64200	51190	PHF	022KF97	DRN	160L4	690	247
5.3	26300	333	197000	64200	51190						
6.4	22000	279	197000	64200	51190						
7.4	19000	241	197000	64200	51190						
2.3	60200	763	175800	64200	51190	P	022KF87	DRN	160L4	700	244
2.6	53900	683	186500	64200	51190	PF	022KF87	DRN	160L4	600	245
						PH	022KF87	DRN	160L4	710	244
						PHF	022KF87	DRN	160L4	610	245
4.3	32200	408	156000	46200	36810	P	012KF97	DRN	160L4	620	240
5.2	26900	342	156000	46200	36810	PF	012KF97	DRN	160L4	550	241
6.4	22000	279	150000	46200	36810	PH	012KF97	DRN	160L4	640	240
7.4	19000	241	143600	46200	36810	PHF	012KF97	DRN	160L4	570	241
8.5	16500	209	137600	46200	36810						
10	13800	175	130500	46200	36810						
3.1	44700	567	156000	46200	36810	P	012KF87	DRN	160L4	550	238
3.6	38900	493	156000	46200	36810	PF	012KF87	DRN	160L4	480	239
						PH	012KF87	DRN	160L4	560	238
						PHF	012KF87	DRN	160L4	495	239
3.4	41900	530	156000	46200	36810	P	012KF77	DRN	160L4	510	236
						PF	012KF77	DRN	160L4	440	237
						PH	012KF77	DRN	160L4	530	236
						PHF	012KF77	DRN	160L4	455	237

Nota: Catálogo – P.002 – P.102 Series Planetary Gearmotors - 60 Hz (Sew EuroDrive, 2017)

Anexo E:
Data Sheet – Motor PF012KF87DRN160L4

11 P..KF.. bevel planetary gearmotors

11.1 Guide to the dimension sheets

11.1.1 P.. foot-mounted gear units

Size	Dimension sheet/page number								
	KF67	KF77	KF87	KF97	KF107	KF127	KF157	K167	K187
P002	228	230	232	234	-	-	-	-	-
P012	-	236	238	240	242	-	-	-	-
P022	-	-	244	246	248	-	-	-	-
P032	-	-	250	252	254	256	-	-	-
P042	-	-	-	258	260	262	-	-	-
P052	-	-	-	264	266	268	-	-	-
P062	-	-	-	-	270	272	-	-	-
P072	-	-	-	-	-	274	276	-	-
P082	-	-	-	-	-	-	278	-	-
P092	-	-	-	-	-	-	280	282	284
P102	-	-	-	-	-	-	-	286	288

11.1.2 PF.. flange-mounted gear units

Size	Dimension sheet/page number								
	KF67	KF77	KF87	KF97	KF107	KF127	KF157	K167	K187
PF002	229	231	233	235	-	-	-	-	-
PF012	-	237	239	241	243	-	-	-	-
PF022	-	-	245	247	249	-	-	-	-
PF032	-	-	251	253	255	257	-	-	-
PF042	-	-	-	259	261	263	-	-	-
PF052	-	-	-	265	267	269	-	-	-
PF062	-	-	-	-	271	273	-	-	-
PF072	-	-	-	-	-	275	277	-	-
PF082	-	-	-	-	-	-	279	-	-
PF092	-	-	-	-	-	-	281	283	285
PF102	-	-	-	-	-	-	-	287	289

11.1.3 Motor adapter

	Dimension sheet/page number								
	KF77	KF87	KF97	KF107	KF127	KF157	K167	K187	
Adapter for mounting IEC motors P..KF..AM..	292	292	292	293	293	293	293	294	
Adapter for mounting NEMA motors P..KF..AM..	295	295	296	296	296	296	296	296	
Input shaft assembly P..KF..AD..	297	297	297	297	297	297	297	297	
AQA motor adapter	298	298	299	299	-	-	-	-	

Nota: Catálogo – P.002 – P.102 Series Planetary Gearmotors - 60 Hz (Sew EuroDrive, 2017)

Anexo F: Catálogo variadores de frecuencia CHINT

4. Main parameter and technical performance

4.1 NVF2G Inverter specifications

4.1.1 General type (T), fan and water pump type (P)

Input voltage class	380V				
Inverter power (kW)	1.5/PS4,1.5/TS4	2.2/PS4,2.2/TS4	3.7/PS4,3.7/TS4	5.5/PS4	5.5/TS4
Applicable motor power (kW)	1.5	2.2	3.7	5.5	5.5
Rated output current (A)	3.7	5	9	11	13

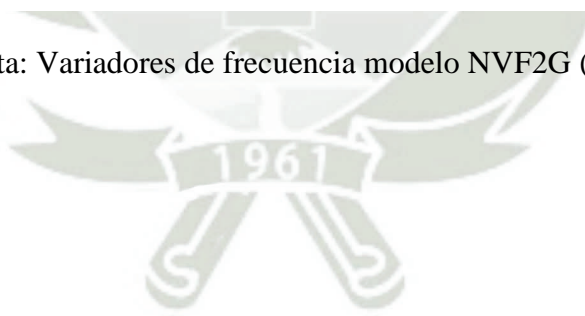
Input voltage class	3-phase	380V				
Inverter power (kW)	7.5/PS4,7.5/TS4	11/PS4	11/TS4	15/PS4,15/TS4	18.5/PS4,18.5/TS4	22/PS4,22/TS4
Applicable motor power (kW)	7.5	11	11	15	18.5	22
Rated output current (A)	17	22	25	32	37	45

Input voltage class	3-phase	380V				
Inverter power (kW)	30/PS4,30/TS4	37/PS4,37/TS4	45/PS4,45/TS4	55/PS4,55/TS4	75/PS4	75/TS4
Applicable motor power (kW)	30	37	45	55	75	75
Rated output current (A)	60	75	90	110	140	150

Input voltage class	3-phase	380V				
Inverter power (kW)	90/PS4,90/TS4	110/PS4,110/TS4	132/PS4,132/TS4	160/PS4,160/TS4	185/PS4,185/TS4	200/PS4,200/TS4
Applicable motor power (kW)	90	110	132	160	185	200
Rated output current (A)	176	210	253	300	340	380

Input voltage class	3-phase	380V				
Inverter power (kW)	220/PS4,220/TS4	245/PS4,245/TS4	280/PS4,280/TS4	315/PS4,315/TS4	355/PS4,355/TS4	400/PS4,400/TS4
Applicable motor power (kW)	220	245	280	315	355	400
Rated output current (A)	420	470	520	600	640	690

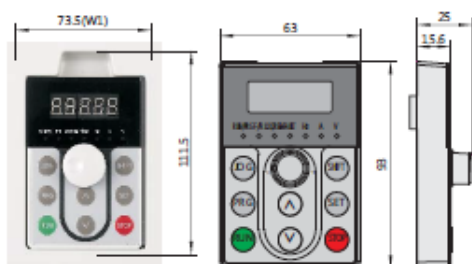
Nota: Variadores de frecuencia modelo NVF2G (CHINT)



6. Mounting dimensions (mm)

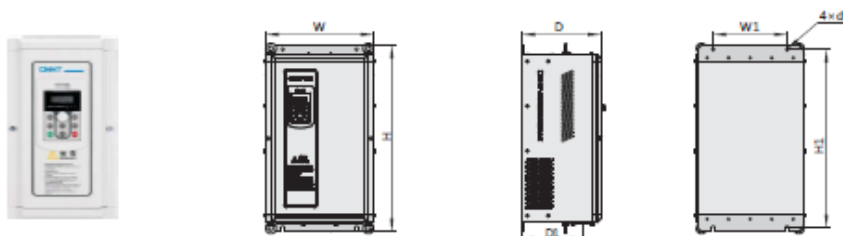
6.1 Product appearance diagram

Dimension of the hole on NVF2G display box



Dimensions of panel hole

NVF2G-11/TS4-37/PS4



6.2 Product mounting dimensions

Product specifications	W	H	D	W1	H1	Mounting holed	Weight (kg)
NVF3-1.5/PS4 (1.5/TS4) (2.2/PS4)	118	187	173	107	175	Φ5	2.4
NVF3-2.2/TS4 (3.7/PS4)							
NVF3-3.7/TS4 (5.5/PS4)							
NVF3-5.5/TS4 (7.5/PS4)	155	247	189	140	232	Φ6	3.6
NVF3-7.5/TS4 (11/PS4)							
NVF3-11/TS4 (15/PS4)							
NVF3-15/TS4 (18.5/PS4)	191	378	183	90	362	Φ9	10.5
NVF3-18.5/TS4 (22/PS4)							
NVF3-22/TS4 (30/PS4)							
NVF3-30/TS4 (37/PS4)	300	527	230	166.6	506	Φ10	26
NVF3-37/TS4 (45/PS4)							
NVF3-45/TS4 (55/PS4)							
NVF3-55/TS4 (75/PS4)	352	603	257	240	577	Φ10	34
NVF3-75/TS4 (90/PS4)							
NVF3-90/TS4 (110/PS4)							
NVF3-110/TS4 (132/PS4)	470	807	352	150	769	Φ12	108
NVF3-132/TS4 (160/PS4)							
NVF3-160/TS4 (185/PS4)							
NVF3-185/TS4 (200/PS4)	540	892	390	180	848	Φ12	121
NVF3-200/TS4 (220/PS4)							
NVF3-220/TS4 (245/PS4)							
NVF3-245/TS4 (280/PS4)	710	1020	386	250	978	Φ13	171
NVF300-280/TS4 (315/PS4)							
NVF3-315/TS4 (355/PS4)							
NVF3-355/TS4 (400/PS4)	734	1213	428	250	1152	Φ16.5	280
NVF3-400/TS4							

Nota: Variadores de frecuencia modelo NVF2G (CHINT)

Anexo G: Catálogo acoples flexibles Renold PM

22 | RB and PM Catalogue

PM Technical Data

1.1 Prediction of the System Torsional Vibration Characteristics.

An adequate prediction of the system torsional vibration characteristics can be made by the following method.

- 1.1.1 Use the torsional stiffness as shown in the technical data, which is based upon data measured at a 30°C ambient temperature (C_{tdyn}).
- 1.1.2 Repeat the calculation made as 1.1.1 but using the maximum temperature correction factor S_{t100} , and dynamic magnifier correction factor, M_{100} , for the corrected rubber. Use tables below to adjust values for both torsional stiffness and dynamic magnifier, ie. $C_{tdyn} = C_{tdyn} \times S_{t100}$

Rubber Grade	Temp _{max} °C	S_t
SM 60	100	$S_{t100} = 0.60$
SM 70	100	$S_{t100} = 0.44$
SM 80	100	$S_{t100} = 0.37$
SM 60 is considered "standard"		

Rubber Grade	Dynamic Magnifier at 30°C (M_{30})	Dynamic Magnifier at 100°C (M_{100})
SM 60	8	13.1
SM 70	6	13.6
SM 80	4	10.8
SM 60 is considered "standard"		

- 1.1.3 Review calculations 1.1.1 and 1.1.2 and if the speed range is clear of criticals which do not exceed the allowable heat dissipation value as published in the catalogue, then the coupling is considered suitable for the application with respect to the torsional vibration characteristics. If there is a critical in the speed range then actual temperature of the coupling will need to be calculated.

1.2 Prediction of the Actual Coupling Temperature and Torsional Stiffness

- 1.2.1 Use the torsional stiffness as published in the catalogue, this is based upon data measured at 30°C and the dynamic magnifier at 30°C (M_{30}).

- 2.2.2 Compare the synthesis value of the calculated heat load in the coupling (P_c) at the speed of interest to the "Allowable Heat Dissipation" (P_{KW}).

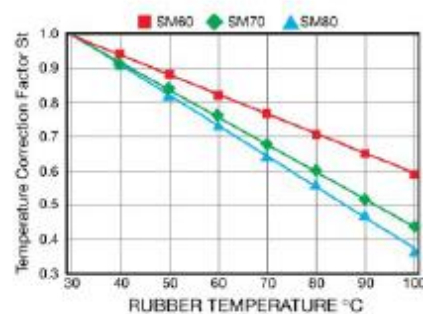
$$\%C = \text{Temp}_{\text{COUP}} = \left(\frac{P_c}{P_{KW}} \right) \times 70$$

The coupling temperature = ψ

$$\psi = \text{Temp}_{\text{COUP}} + \text{Ambient Temp.}$$

- 1.2.3 Calculate the temperature correction factor S_t from 1.3 (if the coupling temperature > 100°C, then use S_{t100}). Calculate the dynamic Magnifier as per 1.4. Repeat the calculation with the new value of coupling stiffness and dynamic magnifier.
- 1.2.4 Calculate the coupling temperature as per 1.2. Repeat calculation until the coupling temperature agrees with the correction factors for torsional stiffness and dynamic magnifier used in the calculation.

1.3 Temperature Correction Factor



1.4 Dynamic Magnifier Correction Factor

The Dynamic Magnifier of the rubber is subject to temperature variation in the same way as the torsional stiffness.

$$M_r = \frac{M_{30}}{S_t}$$

$$\psi_T = \psi_{30} \times S_t$$

Rubber Grade	Dynamic Magnifier (M_{30})	Relative Damping (ψ_{30})
SM 60	8	0.78
SM 70	6	1.05
SM 80	4	1.57
SM 60 is considered "standard"		

www.renold.com

Nota: RB and PM Hi – Tec Industrial Couplings (Renold, 2008)

PM Technical Data - Standard Blocks

PM 0.4 - PM 130

COUPLING SIZE		0.4	0.7	1.3	3	6	8	12	18	27	40	60	90	130
kW / rpm		0.045	0.07	0.14	0.32	0.63	0.84	1.25	1.89	2.83	4.19	6.28	9.43	13.62
MAXIMUM TORQUE T_{max} (kNm)		0.43	0.67	1.3	3.0	6.0	8.0	12.0	18.0	27.0	40.0	60.0	90.0	130.0
VIBRATORY TORQUE T_{vib} (kNm) (2)		0.054	0.084	0.163	0.375	0.75	1.0	1.5	2.25	3.375	5.0	7.5	11.25	16.25
ALLOWABLE DISSIPATED HEAT AT AMB. TEMP. 30°C P_{rw} (W)		266	322	365	458	564	562	670	798	870	1018	1159	1209	1369
MAXIMUM SPEED (rpm)		7200	6300	5400	4500	4480	3860	3450	2975	2650	2380	2050	1830	1600
DYNAMIC TORSIONAL (3)														
STIFFNESS c_{tdyn} (MNm/rad)														
@ 0.25 T_{max}	SM 60	0.003	0.005	0.012	0.029	0.073	0.097	0.146	0.218	0.328	0.485	0.728	1.092	1.577
	SM 70	0.005	0.008	0.018	0.043	0.104	0.138	0.207	0.311	0.466	0.691	1.036	1.554	2.245
	SM 80	0.009	0.013	0.030	0.072	0.134	0.179	0.269	0.403	0.605	0.896	1.344	2.016	2.912
@ 0.50 T_{max}	SM 60	0.005	0.008	0.019	0.046	0.104	0.138	0.207	0.311	0.466	0.691	1.036	1.554	2.245
	SM 70	0.007	0.010	0.025	0.058	0.139	0.185	0.277	0.416	0.624	0.924	1.386	2.079	3.003
	SM 80	0.010	0.015	0.036	0.086	0.181	0.241	0.361	0.542	0.813	1.204	1.806	2.709	3.913
@ 0.75 T_{max}	SM 60	0.008	0.012	0.029	0.069	0.154	0.205	0.308	0.462	0.693	1.027	1.540	2.310	3.337
	SM 70	0.009	0.014	0.033	0.078	0.199	0.265	0.398	0.596	0.895	1.325	1.988	2.982	4.307
	SM 80	0.012	0.018	0.043	0.102	0.265	0.353	0.529	0.794	1.191	1.764	2.646	3.969	5.733
@ 1.0 T_{max}	SM 60	0.011	0.018	0.043	0.102	0.224	0.299	0.448	0.672	1.008	1.493	2.240	3.360	4.853
	SM 70	0.012	0.018	0.044	0.105	0.277	0.370	0.554	0.832	1.247	1.848	2.772	4.158	6.006
	SM 80	0.014	0.021	0.051	0.122	0.382	0.510	0.764	1.147	1.720	2.548	3.822	5.733	8.281
RADIAL STIFFNESS (N/mm) @ NO LOAD	SM 60	685	723	1240	2050	6276	6966	7980	9140	10460	11069	12680	14500	16400
	SM 70	1070	1130	1950	3240	8400	9320	10680	12230	14000	15960	18280	20916	23646
	SM 80	1740	1820	3210	5190	11400	12650	14500	16600	19000	21660	24810	28200	32100
RADIAL STIFFNESS (N/mm) @ 50% T_{max}	SM 60	1430	1510	2600	4300	13180	14630	16780	19200	21970	25050	28700	32820	37110
	SM 70	1760	1860	3200	5240	13800	15320	17550	20100	23000	26220	30040	34360	38850
	SM 80	2510	2650	4480	7450	16500	18320	20980	24000	27500	31350	35910	41100	46450
AXIAL STIFFNESS (N/mm) @ NO LOAD	SM 60	458	502	714	970	1060	1176	1347	1543	1766	2010	2306	2638	2980
	SM 70	753	828	1180	1610	2748	3050	3495	4000	4580	5220	5980	6840	7740
	SM 80	1040	1160	1670	2230	4120	4573	5240	6000	6867	7828	8968	10260	11600
AXIAL STIFFNESS (N/mm) @ 50% T_{max}	SM 60	920	1050	1540	2020	2300	2500	2920	3310	3830	4360	4980	5720	6460
	SM 70	1100	1360	1920	2610	2750	3050	3500	4000	4580	5220	5980	6840	7740
	SM 80	1250	1450	2060	2750	4120	4570	5240	6000	6870	7830	8970	10260	11600
MAX. AXIAL FORCE (N) @ 50% T_{max} (1)	SM 60	66	72	102	128	1501	1668	1913	2178	2502	2845	3267	3728	4218
	SM 70	78	80	112	140	1648	1825	2099	2374	2747	3139	3581	4101	4640
	SM 80	85	106	148	185	2237	2482	2845	3257	3728	4265	4866	5572	6298

(1) The couplings will 'slip' axially when the maximum axial force is reached.

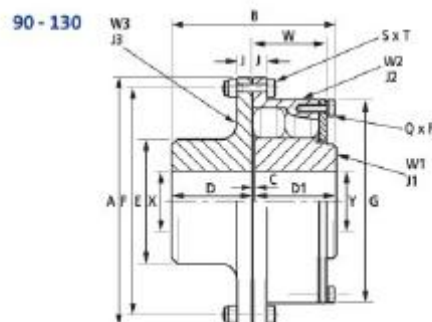
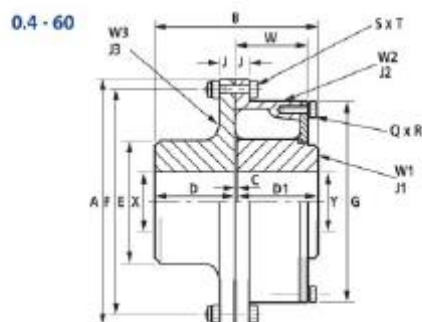
(2) At 10Hz only, allowable vibratory torque at higher or lower frequencies $f_e = T_{vib} \sqrt{\frac{10\text{Hz}}{f_e}}$

$$\sqrt{\frac{10\text{Hz}}{f_e}}$$

(3) These values should be corrected for rubber temperature as shown in the design information section.

$$T_{vib} = \frac{T_{max}}{3}$$

PM Shaft to Shaft PM 0.4 to PM 130



Dimensions, Weight, Inertia and Alignment

COUPLING SIZE		0.4	0.7	1.3	3	6	8	12	18	27	40	60	90	130	
DIMENSIONS (mm)	A	161.9	187.3	215.9	260.3	260	302	338	392	440	490	568	638	728	
	B	103	110	130	143	175	193	221.5	254	290.5	329	377.5	432.5	487	
	C	1	2	2	3	3	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6.5	7	
	D	51	54	64	70	86	95	109	125	143	162	186	213	240	
	D1	51	54	64	70	86	95	109	125	143	162	186	213	240	
	E	76	92	108	122	135	148	168	195	220	252	288	330	373	
	F	146	171.4	196.8	235	240	276	312	360	407	458	528	598	680	
	G	133	157	181	214.3	222	245	280	320	367	418	479	548	620	
	J	9.5	11	12	14.5	11	13.5	14	16	18.5	21	24	26.5	31	
	Q	5	5	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8	8	
	R	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M10	M12	M16	M16	M16	M20	M20	M24
	S	8	8	8	8	12	12	12	12	12	16	12	16	16	
	T	M8	M8	M8	M8	M8	M12	M12	M16	M16	M16	M20	M20	M24	
	W	36	39	46	60	81	89	102	118	134	152.7	175	200	226	
MAX. X & Y (4)	41	51	64	73	85	95	109	125	143	162	186	213	240		
MIN. X (5)	27	27	35	37	50	62	68	80	90	105	120	140	160		
MIN. Y	27	27	37	40	50	55	65	70	85	105	110	140	160		
RUBBER ELEMENTS	Per Cavity	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	
	Per Coupling	10	10	12	12	16	16	16	16	16	16	16	32	32	
MAXIMUM SPEED (rpm) (1)		7200	6300	5400	4500	4480	3860	3450	2975	2650	2380	2050	1830	1600	
WEIGHT (3) (kg)	W1	1.9	2.8	4.5	6.9	8.9	11.62	17.74	27.0	40.18	59.5	89.45	132.0	191.11	
	W2	2.0	2.9	4.6	6.0	6.55	10.92	15.86	24.59	35.34	50.47	77.80	111.96	165.24	
	W3	2.8	4.3	6.6	10.0	10.84	15.14	21.24	33.03	47.80	69.32	104.63	151.78	222.39	
	TOTAL	6.7	10.0	15.7	22.9	26.3	37.7	54.8	84.6	123.3	179.3	271.9	395.7	578.7	
INERTIA (3) (kg m ²)	J1	0.002	0.004	0.008	0.018	0.026	0.050	0.101	0.203	0.392	0.756	1.491	2.872	5.330	
	J2	0.006	0.014	0.019	0.049	0.072	0.149	0.273	0.560	1.041	1.898	3.867	7.188	13.680	
	J3	0.005	0.013	0.025	0.05	0.058	0.116	0.194	0.406	0.748	1.345	2.719	4.955	9.565	
ALLOWABLE MISALIGNMENT (2)															
RADIAL (mm)		0.8	0.8	0.8	1.2	1.5	1.6	1.6	1.6	1.9	2.1	2.4	2.8	3.3	
AXIAL (mm)		0.8	1.2	1.2	1.2	1.25	1.5	1.75	2.0	2.25	2.5	2.75	3.25	3.5	
CONICAL (degree)		0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	

- (1) For operation above 80% of the declared maximum coupling speed, it is recommended that the coupling is dynamically balanced.
- (2) Installations should be initially aligned as accurately as possible. In order to allow for deterioration in alignment over time, it is recommended that initial alignment should not exceed 25% of the above noted data. The forces on the driving and driven machinery should be calculated to ensure that these do not exceed the manufacturers allowables.
- (3) Weights and inertias are calculated with mean bore for couplings up to and including PM600, and with maximum bore for PM900 and above.
- (4) Oversize shafts can be accommodated in large boss driving flanges, manufactured to customer's requirements.
- (5) PM0.4 - PM3 driving flanges are available with solid bores on request.

www.renold.com

Nota: RB and PM Hi – Tec Industrial Couplings (Renold, 2008)

Anexo H:

Cálculos de los diagramas de corte y momento flector para el eje principal

Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano X-Y

Tramo A-B : $0 \leq x \leq 0.1016$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = -R_{AY}$$

$$V(0) = -64.27 = -64.27 \text{ [kN]}$$

$$V(0.1016) = -64.27 = -64.27 \text{ [kN]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = -R_{AY} * \langle x \rangle$$

$$M(0) = -64.27 * \langle 0 \rangle = 0 \text{ [kNm]}$$

$$M(0.1016) = -64.27 * \langle 0.1016 \rangle = -6.53 \text{ [kNm]}$$

Tramo B-C : $0.1016 \leq x \leq 0.1524$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = -R_{AY}$$

$$V(0.1016) = -64.27 = -64.27 \text{ [kN]}$$

$$V(0.1524) = -64.27 = -64.27 \text{ [kN]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = -R_{AY} * \langle x \rangle$$

$$M(0.1016) = -64.27 * \langle 0.1016 \rangle = -6.53 \text{ [kNm]}$$

$$M(0.1524) = -64.27 * \langle 0.1524 \rangle = -9.79 \text{ [kNm]}$$

Tramo C-D : $0.1524 \leq x \leq 1.9812$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = -R_{AY} + (W_1 + W_2) * \langle x - 0.1524 \rangle$$

$$V(0.1524) = -64.27 + (70.287) * \langle 0.1524 - 0.1524 \rangle = -64.27 \text{ [kN]}$$

$$V(0.3556) = -64.27 + (70.287) * \langle 0.3556 - 0.1524 \rangle = -49.99 \text{ [kN]}$$

$$V(0.5588) = -64.27 + (70.287) * \langle 0.5588 - 0.1524 \rangle = -35.71 \text{ [kN]}$$

$$V(0.7620) = -64.27 + (70.287) * \langle 0.7620 - 0.1524 \rangle = -21.42 \text{ [kN]}$$

$$V(0.9652) = -64.27 + (70.287) * \langle 0.9652 - 0.1524 \rangle = -7.14 \text{ [kN]}$$

$$V(1.0668) = -64.27 + (70.287) * \langle 1.0668 - 0.1524 \rangle = 0 \text{ [kN]}$$

$$V(1.1684) = -64.27 + (70.287) * \langle 1.1684 - 0.1524 \rangle = 7.14 \text{ [kN]}$$

$$V(1.3716) = -64.27 + (70.287) * \langle 1.3716 - 0.1524 \rangle = 21.42 \text{ [kN]}$$

$$V(1.5748) = -64.27 + (70.287) * \langle 1.5748 - 0.1524 \rangle = 35.71 \text{ [kN]}$$

$$V(1.7780) = -64.27 + (70.287) * \langle 1.7780 - 0.1524 \rangle = 49.99 \text{ [kN]}$$

$$V(1.9812) = -64.27 + (70.287) * \langle 1.9812 - 0.1524 \rangle = 64.27 \text{ [kN]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = -R_{AY} * \langle x \rangle + (W_1 + W_2) / 2 * \langle x - 0.1524 \rangle^2$$

$$\begin{aligned}
 M(0.1524) &= -64.27 * \langle 0.1524 \rangle + (70.287)/2 * \langle 0.1524 - 0.1524 \rangle^2 = -9.79 \text{ [kNm]} \\
 M(0.3556) &= -64.27 * \langle 0.3556 \rangle + (70.287)/2 * \langle 0.3556 - 0.1524 \rangle^2 = -21.40 \text{ [kNm]} \\
 M(0.5588) &= -64.27 * \langle 0.5588 \rangle + (70.287)/2 * \langle 0.5588 - 0.1524 \rangle^2 = -30.11 \text{ [kNm]} \\
 M(0.7620) &= -64.27 * \langle 0.7620 \rangle + (70.287)/2 * \langle 0.7620 - 0.1524 \rangle^2 = -35.91 \text{ [kNm]} \\
 M(0.9652) &= -64.27 * \langle 0.9652 \rangle + (70.287)/2 * \langle 0.9652 - 0.1524 \rangle^2 = -38.82 \text{ [kNm]} \\
 M(1.0668) &= -64.27 * \langle 1.0668 \rangle + (70.287)/2 * \langle 1.0668 - 0.1524 \rangle^2 = -39.18 \text{ [kNm]} \\
 M(1.1684) &= -64.27 * \langle 1.1684 \rangle + (70.287)/2 * \langle 1.1684 - 0.1524 \rangle^2 = -38.82 \text{ [kNm]} \\
 M(1.3716) &= -64.27 * \langle 1.3716 \rangle + (70.287)/2 * \langle 1.3716 - 0.1524 \rangle^2 = -35.91 \text{ [kNm]} \\
 M(1.5748) &= -64.27 * \langle 1.5748 \rangle + (70.287)/2 * \langle 1.5748 - 0.1524 \rangle^2 = -30.11 \text{ [kNm]} \\
 M(1.7780) &= -64.27 * \langle 1.7780 \rangle + (70.287)/2 * \langle 1.7780 - 0.1524 \rangle^2 = -21.40 \text{ [kNm]} \\
 M(1.9812) &= -64.27 * \langle 1.9812 \rangle + (70.287)/2 * \langle 1.9812 - 0.1524 \rangle^2 = -9.79 \text{ [kNm]}
 \end{aligned}$$

Tramo D-E : 1.9812 ≤ x ≤ 2.0320

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$\begin{aligned}
 V(x) &= -R_{AY} + (W_1 + W_2) * \langle x - 0.1524 \rangle - (W_1 + W_2) * \langle x - 1.9812 \rangle \\
 V(1.9812) &= -64.27 + (70.287) * \langle 1.9812 - 0.1524 \rangle - (70.287) * \langle 1.9812 - 1.9812 \rangle = 64.27 \text{ [kN]} \\
 V(2.0320) &= -64.27 + (70.287) * \langle 2.0320 - 0.1524 \rangle - (70.287) * \langle 2.0320 - 1.9812 \rangle = 64.27 \text{ [kN]}
 \end{aligned}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$\begin{aligned}
 M(x) &= -R_{AY} * \langle x \rangle + (W_1 + W_2)/2 * \langle x - 0.1524 \rangle^2 - (W_1 + W_2)/2 * \langle x - 1.9812 \rangle^2 \\
 M(1.9812) &= -64.27 * \langle 1.9812 \rangle + (70.287)/2 * \langle 1.9812 - 0.1524 \rangle^2 - (70.287)/2 * \langle 1.9812 - 1.9812 \rangle^2 = -9.79 \text{ [kNm]} \\
 M(2.0320) &= -64.27 * \langle 2.0320 \rangle + (70.287)/2 * \langle 2.0320 - 0.1524 \rangle^2 - (70.287)/2 * \langle 2.0320 - 1.9812 \rangle^2 = -6.53 \text{ [kNm]}
 \end{aligned}$$

Tramo E-F : 2.0320 ≤ x ≤ 2.1336

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$\begin{aligned}
 V(x) &= -R_{AY} + (W_1 + W_2) * \langle x - 0.1524 \rangle - (W_1 + W_2) * \langle x - 1.9812 \rangle \\
 V(2.0320) &= -64.27 + (70.287) * \langle 2.0320 - 0.1524 \rangle - (70.287) * \langle 2.0320 - 1.9812 \rangle = 64.27 \text{ [kN]} \\
 V(2.1336) &= -64.27 + (70.287) * \langle 2.1336 - 0.1524 \rangle - (70.287) * \langle 2.1336 - 1.9812 \rangle = 64.27 \text{ [kN]}
 \end{aligned}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$\begin{aligned}
 M(x) &= -R_{AY} * \langle x \rangle + (W_1 + W_2)/2 * \langle x - 0.1524 \rangle^2 - (W_1 + W_2)/2 * \langle x - 1.9812 \rangle^2 \\
 M(2.0320) &= -64.27 * \langle 2.0320 \rangle + (70.287)/2 * \langle 2.0320 - 0.1524 \rangle^2 - (70.287)/2 * \langle 2.0320 - 1.9812 \rangle^2 = -6.53 \text{ [kNm]} \\
 M(2.1336) &= -64.27 * \langle 2.1336 \rangle + (70.287)/2 * \langle 2.1336 - 0.1524 \rangle^2 - (70.287)/2 * \langle 2.1336 - 1.9812 \rangle^2 = 0 \text{ [kNm]}
 \end{aligned}$$

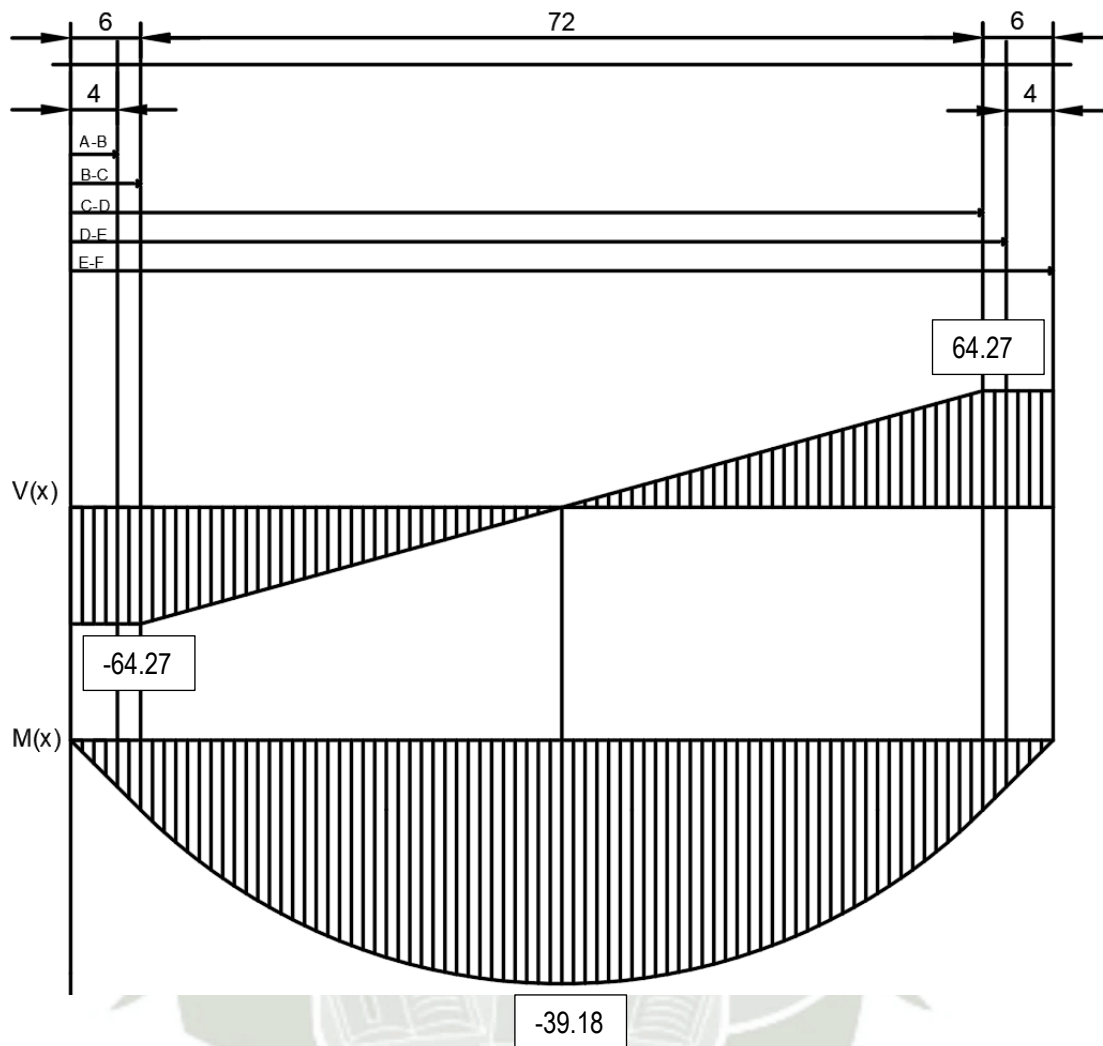


Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano X-Z

Tramo A-B : $0 \leq x \leq 0.1016$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = -R_{AY}$$

$$V(0) = -19.15 = -19.15 \text{ [kN]}$$

$$V(0.1016) = -19.15 = -19.15 \text{ [kN]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = -R_{AY} \cdot \langle x \rangle$$

$$M(0) = -19.15 \cdot \langle 0 \rangle = 0 \text{ [kNm]}$$

$$M(0.1016) = -19.15 \cdot \langle 0.1016 \rangle = -1.95 \text{ [kNm]}$$

Tramo B-C : $0.1016 \leq x \leq 0.1524$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = -R_{AY}$$

$$V(0.1016) = -19.15 = -19.15 \text{ [kN]}$$

$$V(0.1524) = -19.15 = -19.15 \text{ [kN]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = -R_{AY} * \langle x \rangle$$

$$M(0.1016) = -19.15 * \langle 0.1016 \rangle = -1.95 \text{ [kNm]}$$

$$M(0.1524) = -19.15 * \langle 0.1524 \rangle = -2.92 \text{ [kNm]}$$

Tramo C-D : 0.1524 ≤ x ≤ 1.9812

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = -R_{AY} + (W_2) * \langle x - 0.1524 \rangle$$

$$V(0.1524) = -19.15 + (20.94) * \langle 0.1524 - 0.1524 \rangle = -19.15 \text{ [kN]}$$

$$V(0.3556) = -19.15 + (20.94) * \langle 0.3556 - 0.1524 \rangle = -14.89 \text{ [kN]}$$

$$V(0.5588) = -19.15 + (20.94) * \langle 0.5588 - 0.1524 \rangle = -10.64 \text{ [kN]}$$

$$V(0.7620) = -19.15 + (20.94) * \langle 0.7620 - 0.1524 \rangle = -6.38 \text{ [kN]}$$

$$V(0.9652) = -19.15 + (20.94) * \langle 0.9652 - 0.1524 \rangle = -2.13 \text{ [kN]}$$

$$V(1.0668) = -19.15 + (20.94) * \langle 1.0668 - 0.1524 \rangle = 0 \text{ [kN]}$$

$$V(1.1684) = -19.15 + (20.94) * \langle 1.1684 - 0.1524 \rangle = 2.13 \text{ [kN]}$$

$$V(1.3716) = -19.15 + (20.94) * \langle 1.3716 - 0.1524 \rangle = 6.38 \text{ [kN]}$$

$$V(1.5748) = -19.15 + (20.94) * \langle 1.5748 - 0.1524 \rangle = 10.64 \text{ [kN]}$$

$$V(1.7780) = -19.15 + (20.94) * \langle 1.7780 - 0.1524 \rangle = 14.89 \text{ [kN]}$$

$$V(1.9812) = -19.15 + (20.94) * \langle 1.9812 - 0.1524 \rangle = 19.15 \text{ [kN]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = -R_{AY} * \langle x \rangle + (W_2)/2 * \langle x - 0.1524 \rangle^2$$

$$M(0.1524) = -19.15 * \langle 0.1524 \rangle + (20.94)/2 * \langle 0.1524 - 0.1524 \rangle^2 = -2.92 \text{ [kNm]}$$

$$M(0.3556) = -19.15 * \langle 0.3556 \rangle + (20.94)/2 * \langle 0.3556 - 0.1524 \rangle^2 = -6.38 \text{ [kNm]}$$

$$M(0.5588) = -19.15 * \langle 0.5588 \rangle + (20.94)/2 * \langle 0.5588 - 0.1524 \rangle^2 = -8.97 \text{ [kNm]}$$

$$M(0.7620) = -19.15 * \langle 0.7620 \rangle + (20.94)/2 * \langle 0.7620 - 0.1524 \rangle^2 = -10.70 \text{ [kNm]}$$

$$M(0.9652) = -19.15 * \langle 0.9652 \rangle + (20.94)/2 * \langle 0.9652 - 0.1524 \rangle^2 = -11.56 \text{ [kNm]}$$

$$M(1.0668) = -19.15 * \langle 1.0668 \rangle + (20.94)/2 * \langle 1.0668 - 0.1524 \rangle^2 = -11.67 \text{ [kNm]}$$

$$M(1.1684) = -19.15 * \langle 1.1684 \rangle + (20.94)/2 * \langle 1.1684 - 0.1524 \rangle^2 = -11.56 \text{ [kNm]}$$

$$M(1.3716) = -19.15 * \langle 1.3716 \rangle + (20.94)/2 * \langle 1.3716 - 0.1524 \rangle^2 = -10.70 \text{ [kNm]}$$

$$M(1.5748) = -19.15 * \langle 1.5748 \rangle + (20.94)/2 * \langle 1.5748 - 0.1524 \rangle^2 = -8.97 \text{ [kNm]}$$

$$M(1.7780) = -19.15 * \langle 1.7780 \rangle + (20.94)/2 * \langle 1.7780 - 0.1524 \rangle^2 = -6.38 \text{ [kNm]}$$

$$M(1.9812) = -19.15 * \langle 1.9812 \rangle + (20.94)/2 * \langle 1.9812 - 0.1524 \rangle^2 = -2.92 \text{ [kNm]}$$

Tramo D-E : 1.9812 ≤ x ≤ 2.0320

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = -R_{AY} + (W_2) * \langle x - 0.1524 \rangle - (W_1 + W_2) * \langle x - 1.9812 \rangle$$

$$V(1.9812) = -19.15 + (20.94) * \langle 1.9812 - 0.1524 \rangle - (20.94) * \langle 1.9812 - 1.9812 \rangle = 19.15 \text{ [kN]}$$

$$V(2.0320) = -19.15 + (20.94) * \langle 2.0320 - 0.1524 \rangle - (20.94) * \langle 2.0320 - 1.9812 \rangle = 19.15 \text{ [kN]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = -R_{AY} * \langle x \rangle + (W_2)/2 * \langle x - 0.1524 \rangle^2 - (W_1 + W_2)/2 * \langle x - 1.9812 \rangle^2$$

$$M(1.9812) = -19.15 * \langle 1.9812 \rangle + (20.94)/2 * \langle 1.9812 - 0.1524 \rangle^2 - (20.94)/2 * \langle 1.9812 - 1.9812 \rangle^2 = -2.92 \text{ [kNm]}$$

$$M(2.0320) = -19.15 * \langle 2.0320 \rangle + (20.94)/2 * \langle 2.0320 - 0.1524 \rangle^2 - (20.94)/2 * \langle 2.0320 - 1.9812 \rangle^2 = -1.95 \text{ [kNm]}$$

Tramo E-F : $2.0320 \leq x \leq 2.1336$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = -R_{AY} + (W_2) * \langle x - 0.1524 \rangle - (W_1 + W_2) * \langle x - 1.9812 \rangle$$

$$V(2.0320) = -19.15 + (20.94) * \langle 2.0320 - 0.1524 \rangle - (20.94) * \langle 2.0320 - 1.9812 \rangle = 19.15 \text{ [kN]}$$

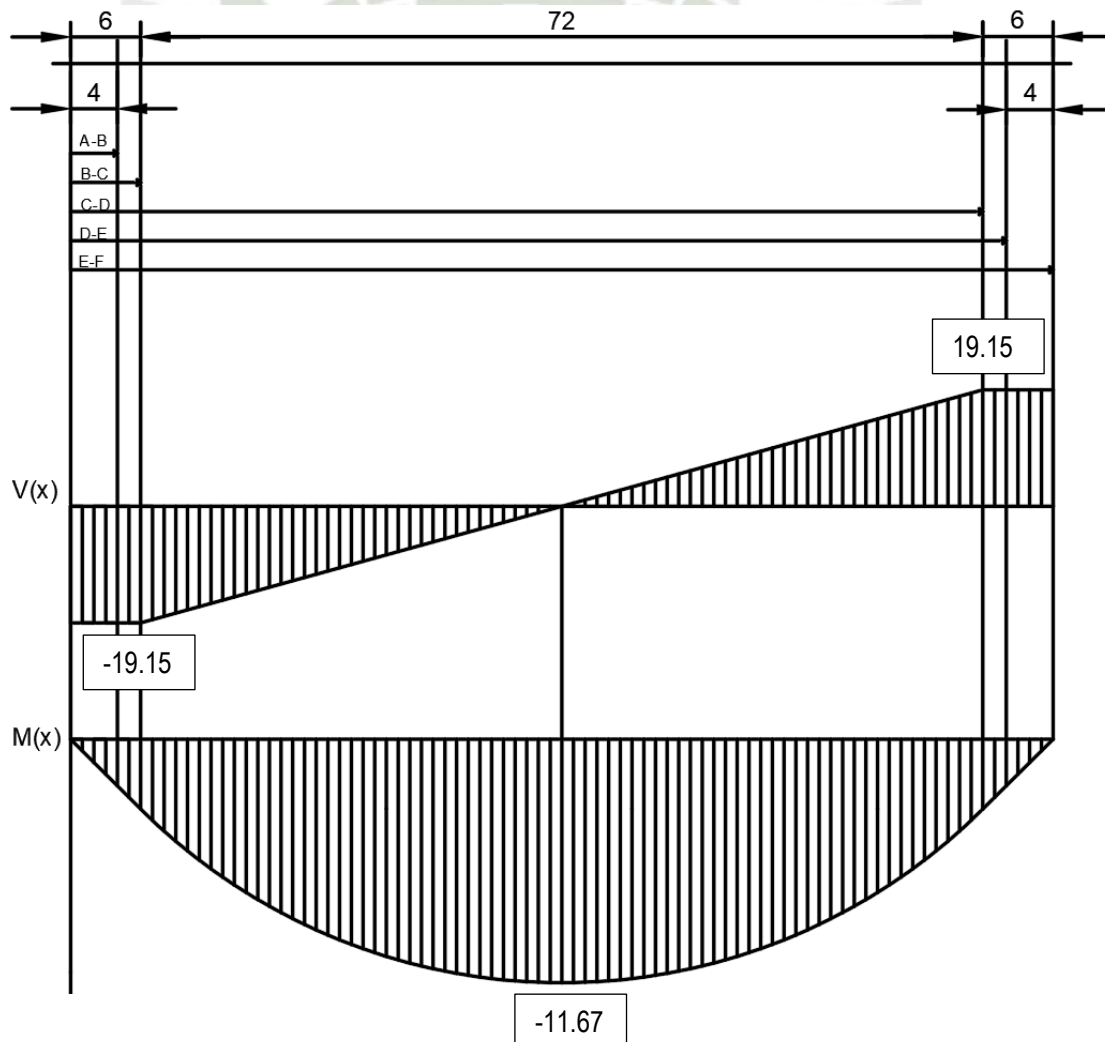
$$V(2.1336) = -19.15 + (20.94) * \langle 2.1336 - 0.1524 \rangle - (20.94) * \langle 2.1336 - 1.9812 \rangle = 19.15 \text{ [kN]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = -R_{AY} * \langle x \rangle + (W_1 + W_2) / 2 * \langle x - 0.1524 \rangle^2 - (W_1 + W_2) / 2 * \langle x - 1.9812 \rangle^2$$

$$M(2.0320) = -19.15 * \langle 2.0320 \rangle + (20.94) / 2 * \langle 2.0320 - 0.1524 \rangle^2 - (20.94) / 2 * \langle 2.0320 - 1.9812 \rangle^2 = -1.95 \text{ [kNm]}$$

$$M(2.1336) = -19.15 * \langle 2.1336 \rangle + (20.94) / 2 * \langle 2.1336 - 0.1524 \rangle^2 - (20.94) / 2 * \langle 2.1336 - 1.9812 \rangle^2 = 0 \text{ [kNm]}$$



**Anexo I:
Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono**

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia		Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
			a la tensión, MPa (kpsi)	la fluencia, MPa (kpsi)			
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Figura I-1. Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)

Nota: Obtenido del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica (Budynas & Nisbett, 2008)

Material	Condición	BHN*	Resistencia	Resistencia	RA*	Ciclos de esfuerzo hasta la falla							
			a la	a la fluencia,		10 ⁴	4(10 ⁴)	10 ⁵	4(10 ⁵)	10 ⁶	4(10 ⁶)	10 ⁷	10 ⁸
			tensión, kpsi	kpsi									
1020	Enfriado en horno		58	30	0.63			37	34	30	28	25	
1030	Enfriado por aire	135	80	45	0.62		51	47	42	38	38	38	
1035	TyR	132	72	35	0.54			44	40	37	34	33	33
	agua	209	103	87	0.65		80	72	65	60	57	57	57
1040	Forjado	195	92	53	0.23				40	47	33	33	
1045	HR, N		107	63	0.49	80	70	56	47	47	47	47	
1050	N, AC	164	92	47	0.40	50	48	46	40	38	34	34	
.56 MN	TyR agua												
	1200	196	97	70	0.58		60	57	52	50	50	50	50
	N	193	98	47	0.42	61	55	51	47	43	41	41	41
	TyR agua	277	111	84	0.57	94	81	73	62	57	55	55	55
	1200												
1060	Según se requiera	67 Rb	134	65	0.20	65	60	55	50	48	48	48	
1095		162	84	33	0.37	50	43	40	34	31	30	30	30
	OQT 1200	227	115	65	0.40	77	68	64	57	56	56	56	56
10120		224	117	59	0.12		60	56	51	50	50	50	
	OQT 860	369	180	130	0.15		102	95	91	91	91	91	

*BHN = Número de dureza Brinell, RA = reducción fraccional en área.

Figura I-2. Resistencias a la fatiga de vida finita de aceros al carbono simple seleccionados

Nota: Obtenido del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica (Budynas & Nisbett, 2008)

Anexo J: Factores que afectan la resistencia a la fatiga

Nota: Obtenido del libro Diseño de Elementos de Máquinas de (Vanegas Useche, 2018)

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

- (a) Estado superficial
- (b) Tamaño de la pieza
- (c) Variabilidad en los procesos de manufactura
- (d) Temperatura
- (e) Efectos varios (corrosión, esfuerzos residuales y otros)
- (f) Tipo de carga
- (g) Concentradores de esfuerzos

Los efectos de los aspectos (a) hasta (f) sobre la resistencia a la fatiga se cuantifican mediante los factores K_a , K_b , K_c , K_d , K_e y K_{car} , cuyo producto se designa con el término K :

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car}$$

Factor de superficie (K_a)

El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeñísimos concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana.

La manera de introducir el efecto del acabado superficial, así como el de otros aspectos que se estudian en las secciones 5.8.2 a 5.8.6, es definiendo factores **multiplicadores** de la resistencia a la fatiga.

El factor de superficie, K_a , es el coeficiente que tiene en cuenta el efecto del acabado superficial sobre la resistencia del material a las cargas variables y está en el intervalo $[0, 1]$. Para el caso de elementos pulidos a espejo $K_a = 1$, ya que este tipo de superficie es el que tienen las probetas para determinar el límite de fatiga; por lo tanto, no habría necesidad de hacer corrección por

estado superficial. Un valor menor que uno implica que el estado superficial reduce en cierto grado la resistencia. Si, por ejemplo, $K_a = 0.35$, la resistencia a la fatiga corregida para vida infinita sería el 35% del límite de fatiga, si se considerara sólo el efecto de la rugosidad.

La figura presenta los resultados de ensayos experimentales efectuados sobre probetas de **acero** con diferentes acabados superficiales. Las curvas de los acabados más pulidos están por encima (los valores de K_a son mayores) de curvas de procesos que producen mayores rugosidades o que generan descarbonación de la superficie, como ocurre con el laminado en caliente y el forjado; una superficie descarbonada contiene menor porcentaje de carbono, lo cual reduce la resistencia del acero.

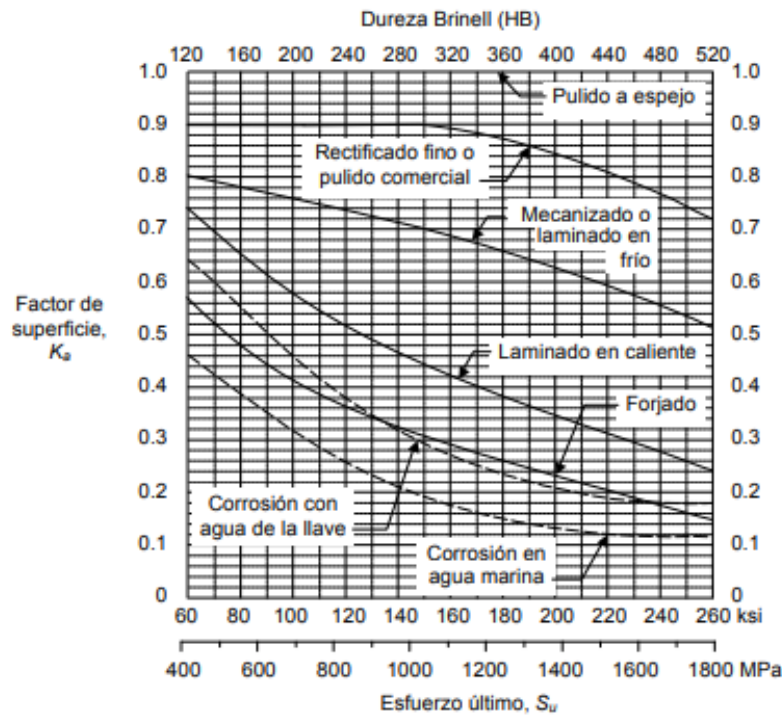


Figura J-1. Factores de superficie para el acero.

Nota: Pueden aplicarse a otros metales dúctiles, pero como valores aproximados

Factor de tamaño (K_b)

Debe tenerse en cuenta que las piezas de gran tamaño tienden a ser menos resistentes a todas las solicitaciones y tipos de carga; se recomienda ser precavidos al trabajar con piezas de gran tamaño.

La curva ABC de la figura muestra la forma en que varía el factor de tamaño, de acuerdo con la ecuación 5.21. Por ejemplo, $K_b = 0.64$ para $d_e = 250$ mm, es decir, una probeta de 250 mm de diámetro sometida a flexión giratoria podría soportar un esfuerzo máximo de $\sim 0.64S_e$ sin que ocurra falla. Para diámetros menores a 8 mm (que es aproximadamente el tamaño usual de las probetas de ensayo para fatiga), la resistencia a la fatiga de la pieza se toma (conservadoramente) igual al límite de fatiga, es decir, se toma $K_b = 1$ (línea AB).

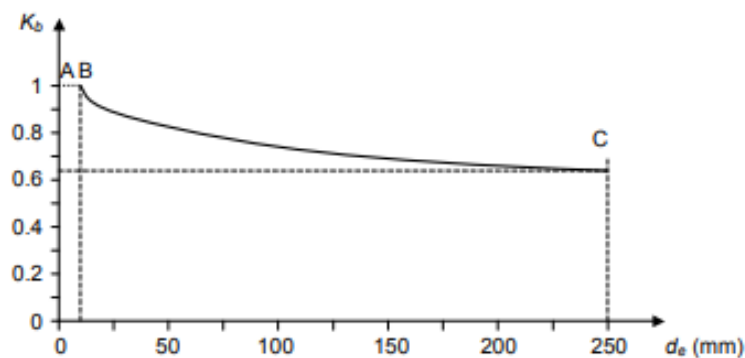


Figura J-2. Variación del factor de tamaño con respecto al diámetro equivalente
Factor de confiabilidad (K_c)

El factor de confiabilidad, K_c , corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad (y confiabilidad) de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8%. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la siguiente tabla:

Confiabilidad (%)	K_c
50	1
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Figura J-3. Factor de confiabilidad K_c

Para propósitos prácticos, una confiabilidad teórica del 99.9% sería suficiente en muchos casos.

Factor de temperatura (K_d)

Para determinar el factor de temperatura de los **aceros**, puede utilizarse una de las siguientes ecuaciones empíricas. La ecuación 5.26.a es sugerida por Shigley y Mitchell^[10, citado en 1] y la 5.26.b por Budynas y Nisbett^[4]:

$$K_d = 1, \quad \text{si } T_{emp} \leq 450 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$K_d = 1 - (0.0058/^\circ\text{C})(T_{emp} - 450 \text{ }^\circ\text{C}), \quad \text{si } 450 \text{ }^\circ\text{C} < T_{emp} \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (5.26.a)$$

$$K_d \approx 0.988 + (0.651 \times 10^{-3})T_{emp} - (3.41 \times 10^{-6})T_{emp}^2 + (5.62 \times 10^{-9})T_{emp}^3$$

$$- (6.25 \times 10^{-12})T_{emp}^4, \quad \text{si } 20 \text{ }^\circ\text{C} < T_{emp} \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (5.26.b)$$

De acuerdo con la ecuación 5.26.a, a 450 °C la resistencia a la fatiga de los aceros no se ha alterado con la temperatura, y a 550 °C ésta se ha reducido en un 58% ($K_d = 0.42$). Contradictoriamente, la aplicación de la ecuación 5.26.b indica que $K_d \approx 1$ para $20 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{emp} \leq 250 \text{ }^\circ\text{C}$; a partir de 250 °C K_d se reduce hasta un valor de 0.68 para 550 °C. Teniendo en cuenta esto, en este texto se usará:

$$K_d = 1, \quad \text{si } 20 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{emp} \leq 250 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (5.26.c)$$

La ecuación 5.26 **sólo** debe utilizarse para **aceros**.

Factor de efectos varios (K_e)

Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor K_e . Sin embargo, es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos. En general, $0 \leq K_e \leq 1$; en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar $K_e = 1$. Algunos de los fenómenos a tener en cuenta en un diseño por fatiga incluyen:

Factor de carga (K_{car})



La relación entre la resistencia a la fatiga para cada tipo de carga y el límite de fatiga se denomina **factor de carga**, K_{car} . Entonces, de acuerdo con lo dicho en el párrafo anterior, en este texto se asumirá que:

$$K_{car} = 1, \text{ para flexión.} \quad (5.28.a)$$

$$K_{car} \approx 0.7, \text{ para carga axial.} \quad (5.28.b)$$

$$K_{car} \approx 0.577, \text{ para torsión.} \quad (5.28.c)$$

El caso de torsión se puede tratar calculando los esfuerzos de von Mises equivalentes a los esfuerzos aplicados^[1]. Entonces, se obtienen esfuerzos medios y alternativos normales y no es necesario usar el factor 0.577, indicado arriba para torsión. Entonces:

$$K_{car} = 1, \text{ para torsión, calculando los esfuerzos equivalentes de von Mises.} \quad (5.28.d)$$



Anexo K: Concentradores de esfuerzos

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga, K_f , es un valor que multiplica al esfuerzo nominal, con el fin de obtener un valor “corregido” del esfuerzo, que tenga en cuenta el efecto de la discontinuidad. Este factor se aplica al **esfuerzo alternativo**^[1] cuando se diseña para vida infinita. De acuerdo con estudios experimentales, K_f depende de: (a) el factor de concentración de esfuerzos, K_t , (b) el material y (c) el radio, r , de la discontinuidad.

Para tener en cuenta estos dos últimos, se define el **índice de sensibilidad a la entalla**, q , que es un coeficiente cuyo valor representa qué tan sensible es el material a la discontinuidad de radio r (qué tanto se afecta su resistencia a la fatiga). El coeficiente q varía desde 0, cuando el material no tiene sensibilidad a la discontinuidad, hasta 1, cuando el material es totalmente sensible a ésta.

El índice de sensibilidad a la entalla se ha definido matemáticamente como:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}, \quad (5.29)$$

de donde:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1). \quad (5.30)$$

Como q varía entre 0 y 1, de acuerdo con la ecuación 5.30, el valor de K_f varía entre 1 (cuando el material no tiene sensibilidad a la entalla) y K_t (cuando el material es totalmente sensible a la entalla).

Al encontrar los coeficientes K_t y q se obtiene, entonces, el valor de K_f . El coeficiente K_t se obtiene de las curvas del apéndice 5 o de algunas similares. El valor de q se obtiene a partir de:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a/\sqrt{r}}}, \quad (5.31)$$

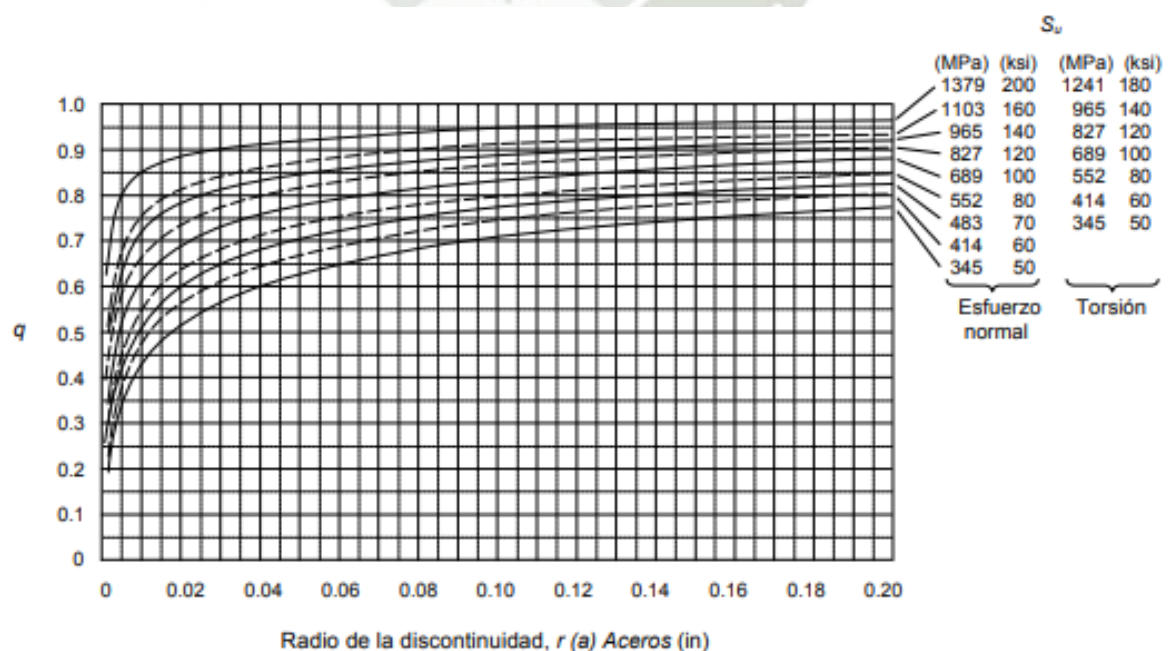
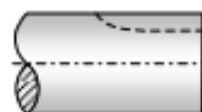


Figura K-1. Curvas para la determinación del índice de sensibilidad a la entalla

Clase de rosca	K_f (tracción o flexión)			
	Recocida Dureza < 200 HB Grado SAE ≤ 2 Clase SAE (ISO) ≤ 5.8		Endurecida Dureza > 200 HB Grado SAE ≥ 4 Clase SAE (ISO) ≥ 6.6	
	Laminada	Tallada	Laminada	Tallada
	Unified National Standard (UNS) con raíces planas Cuadrada	2.2	2.8	3.0
Unified Nacional Standard (UNS) con raíces redondeadas	1.4	1.8	2.6	3.3

Figura K-2. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para roscas, válidos para elementos de acero sometidos a tracción o flexión

Características del acero	Chavetero de perfil		Chavetero de patín	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido, dureza menor que 200 HB	1.6	1.3	1.3	1.3
Endurecido, dureza mayor que 200 HB	2.0	1.6	1.6	1.6



Chavetero de perfil

Chavetero de patín

Figura K-3. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros en ejes de acero de sección circular maciza

Anexo L:
Diseño del eje por Fatiga – Segundo Criterio de Goodman

Con el diámetro determinado en el criterio por fatiga, se calculará el factor de seguridad de fluencia y fatiga mediante el segundo método de máxima distorsión de Goodman.

a) Esfuerzos Nominales

Considerando Esfuerzo Alternativo Puro:

$$\sigma_{xa} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad \sigma_{xm} = 0 \quad \sigma_{ya} = 0 \quad \sigma_{ym} = 0$$

$$\tau_{xym} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad \tau_{xya} = 0$$

Tabla L-1. Esfuerzos Nominales sobre el eje principal

Nº	Punto	X [in]	X [m]	σ_{xa} [kN/m ²]	τ_{xym} [kN/m ²]
1	Punto A	0	0	0	0
2	Punto B	4	0,1016	17256,6243	0
3	Punto C	6	0,1524	25897,6065	0
4		14	0,3556	56584,4965	80619,6039
5		22	0,5588	79618,669	80619,6039
6		30	0,7620	94949,444	80619,6039
7		38	0,9652	102627,501	80619,6039
8		42	1,0668	103590,426	80619,6039
9		46	1,1684	102627,501	80619,6039
10		54	1,3716	94949,444	80619,6039
11		62	1,5748	79618,669	80619,6039
12		70	1,7780	56584,4965	80619,6039
13	Punto D	78	1,9812	25922,9467	80619,6039
14	Punto E	80	2,0320	17256,6243	80619,6039
15	Punto F	84	2,1336	0	80619,6039

b) Concentración de esfuerzos

Considerando que cuando:

- No hay cambio de sección : $k_{FF} = 1$
- No hay canal chavetero : $k_{FF} = 1$
- No hay ajuste a presión : $k_{FF} = 1$
- No hay sección roscada : $k_{FFFF} = 1$

El diseño del eje sugiere realizar una reducción de sección a los extremos, donde el eje será soportado por chumaceras, por ello, $k_{FF} = 1.35$ en el punto B y el punto E.

Por ello, calculando la concentración de esfuerzos (K_{FF}):

$$K_{FF} = k_{FF} \times k_{FF} \times k_{FF} \times k_{FF}$$

c) Esfuerzos de Trabajo

En este apartado se emplea el factor de concentración de esfuerzos total para hallar los esfuerzos de trabajo, empleando la siguiente expresión:

$$\sigma'_{xa} = K_{FF} \cdot \sigma_{xa}$$

$$\tau'_{xym} = T_{xym}$$

d) Límite restringido de fatiga

El límite restringido de fatiga (S_e) se calcula:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

Donde:

$$S'_e = 0.5 \times S_u$$

Como el material seleccionado es el SAE 1045 tiene un límite de rotura de 625 [MPa] (ver anexo J):

$$S'_e = 0.5 \times 625 [MPa] = 312.5 [MPa]$$

- Factor de acabado superficial (K_a)

Con $S_u = 630 [MPa]$ y superficie rectificada (V

$$K_a = 0.9$$

- Factor de Tamaño (K_b)

Con un diámetro mayor a 140 mm

$$K_b = 0.6$$

- Factor de confiabilidad (K_c)

Con una confiabilidad del 0.1%

$$K_c = 0.752$$

- Factor de temperatura (K_d)

Con una temperatura de trabajo inferior a 200 °C

$$K_d = 1$$

- Factor de efectos varios (K_e)

$$K_e = 1$$

De este modo, el límite restringido de fatiga será:

$$S_e = 126.9 \text{ [MPa]}$$

e) Factor de Seguridad – Criterio de Goodman segundo método

El criterio de Goodman sugiere la siguiente expresión:

$$\sigma_m^2 = \sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm} \cdot \sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2$$

$$\sigma_a^2 = \sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa} \cdot \sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2$$

El factor de seguridad por fatiga se define como:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_e}$$

El factor de seguridad por fluencia se define como:

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a}$$

Reemplazando valores, con el diámetro mínimo calculado en el apartado de resistencia, los factores de seguridad correspondiente a fatiga y fluencia son:

$$d = 159 \text{ [mm]}$$

Tabla L-2. Esfuerzos de Trabajo sobre el eje principal y factor de seguridad

Nº	Punto	X [in]	X [m]	σ_a [kN/m ²]	σ_m [kN/m ²]	N_f	N_y
1	Punto A	0	0	0	0	0,00	0,00
2	Punto B	4	0,1016	23296,4428	0	5,42	22,64
3	Punto C	6	0,1524	34961,7688	0	3,61	15,09
4		14	0,3556	56584,4965	139637,2501	1,49	2,69
5		22	0,5588	79618,669	139637,2501	1,17	2,41
6		30	0,7620	94949,444	139637,2501	1,02	2,25
7		38	0,9652	102627,501	139637,2501	0,96	2,18
8		42	1,0668	103590,426	139637,2501	0,96	2,17
9		46	1,1684	102627,501	139637,2501	0,96	2,18
10		54	1,3716	94949,444	139637,2501	1,02	2,25
11		62	1,5748	79618,669	139637,2501	1,17	2,41
12		70	1,7780	56584,4965	139637,2501	1,49	2,69
13	Punto D	78	1,9812	34995,978	139637,2501	1,99	3,02
14	Punto E	80	2,0320	23296,4428	139637,2501	2,45	3,24
15	Punto F	84	2,1336	0	139637,2501	4,45	3,78

En la **tabla L-2** puede observarse que el factor de seguridad a la fatiga es menor a 1, siendo la recomendación de al menos 1.2; por ello, siguiendo el criterio conservador se calculará el diámetro del eje en la zona crítica y a los extremos con un factor de seguridad de fluencia de 1.2, 1.5 y 2.

Tabla L-4. Diámetros a diferentes factores de seguridad 1.2, 1.5 y 2

Punto	Factor de seguridad a la fatiga		
	1.2	1.5	2
Punto C	Ø 171.5 [mm]	Ø 184.3[mm]	Ø 203.0 [mm]
Punto F	Ø 125.5 [mm]	Ø 135.0 [mm]	Ø 148.7 [mm]

A un factor de seguridad a la fatiga se ha determinado que el diámetro del eje será de 203 [mm] con una reducción a los extremos de 148.7 [mm].



Anexo M: Deformaciones permisibles en árboles de transmisión

Las recomendaciones de flechas permisibles en general refieren lo siguiente:

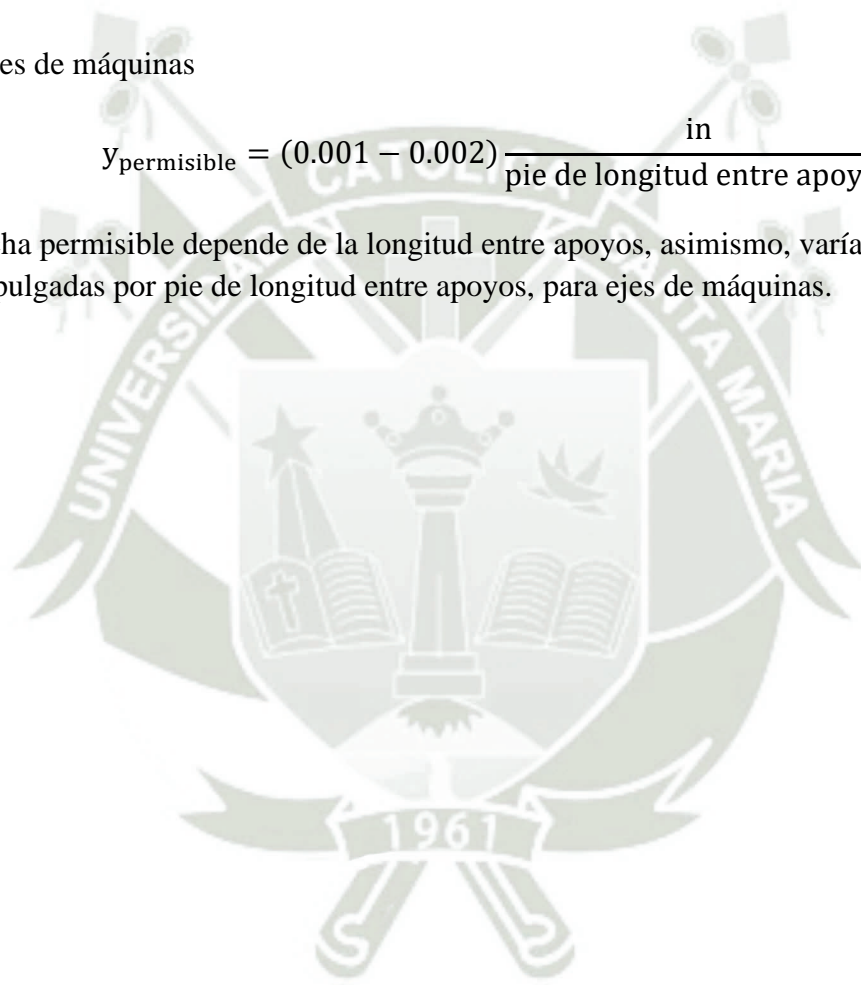
Para ejes de transmisión:

$$y_{\text{permisible}} = 0.01 \frac{\text{in}}{\text{pie de longitud entre apoyos}}$$

Para ejes de máquinas

$$y_{\text{permisible}} = (0.001 - 0.002) \frac{\text{in}}{\text{pie de longitud entre apoyos}}$$

La flecha permisible depende de la longitud entre apoyos, asimismo, varía entre 0.001 a 0.002 pulgadas por pie de longitud entre apoyos, para ejes de máquinas.



**Anexo N:
Verificación del diseño estructural**

De las condiciones del sistema enrollador, la condición más desfavorable sería cuando el rollo obtenga su mayor diámetro posible, es decir, el máximo, pero de los rollos de fajas es de 30 toneladas; esta condición se da por la capacidad de caiga de los equipos de transporte.

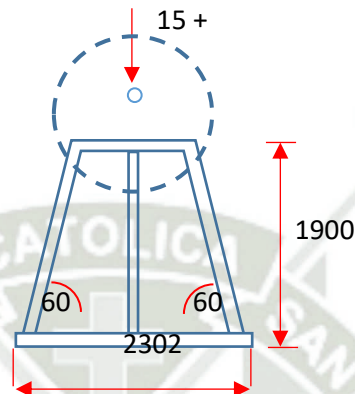


Figura N-1. Esquema de soporte de rollo de faja

Como se observa, la columna central debe ser capaz de soportar la carga de 30 T; pero se tendrá dos columnas laterales que soportarán cada una 15+ más el peso del eje

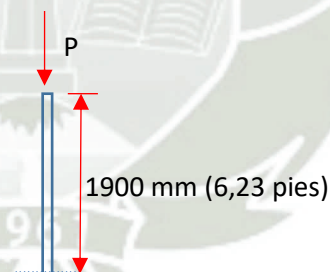


Figura N-2. Esquema de columna

Para nuestro caso verificaremos el perfil W150 x 22.5 como columna; entonces tendremos

$$P = 15150 \text{ Kg}$$

$$P = 15000 \text{ Kg} = 33070 \text{ Lb.}$$

De los datos del perfil W150 mm x 22.5 kg/m el equivalente en el sistema Inglés sería.

$$W6 \times 15$$

Siendo 6" el peralta y 15 Lb/pie de peso lineal. Los datos del perfil W6 x 15

$$r = 2,56 \text{ pulg}$$

$$I = 29.1 \text{ pulg}^4$$

$$A = 4.43 \text{ pulg}^2$$

Para calcular el esfuerzo que soporta necesitamos determinar

$$\lambda = \frac{KL}{r} = \frac{1(6.23 \times 12)}{2.56} = 29.2 < 200 \text{ ok}$$

Entonces también hallamos

$$4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 4.71 \sqrt{\frac{29\,000\,000}{36\,000}} = 4.71 (23.38) = 133.68$$

Entonces aplicaremos la Ecuación E3-2 de AISC

Como

$$\frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Entonces $F_{cr} = \left[0.658 \frac{F_y}{F_e}\right] F_y$

Siendo $F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} = \frac{\pi^2 (29\,000\,000)}{(29.2)^2} \quad F_e = 335344.8$

Luego el exponente será $\frac{36\,000}{335344.8} = 0.107$

Reemplazando $F_{ar} = [0.658^{0.107}] 36\,000$
 $F_{ar} = 34\,423.3 \text{ Lb/pulg}^2$

Para verificar carga que soporte la columna W150 x 22.5 será:

$$P_n = \frac{F_{er} \cdot A_g}{\Omega_c}$$

$$P_n = \frac{(34423.3 \text{ Lb/pulg}^2 \times 4.43 \text{ pulg}^2)}{1.67}$$

$$P_n = 91\,314.5 \text{ Lb}$$

La carga requerida es de 33070 Lb

Comparando $33070 < 91314.5$ --- OK!

El perfil soporta más que lo que requerimos.

Anexo O: Verificación del diseño de la oreja de izaje

De la máxima carga que soportará el sistema estructural:

Peso de la estructura	1014	Kg
Peso de Rollo de Faja	9,200	Kg
Carrete	940	Kg
Eje TDS	160	Kg
Motorreductor	480	Kg
Cojinetes deslizantes	68	Kg
Acoplamiento	220	Kg
Otros	50	Kg
	<hr/>	
	12 132	Kg

Por cada cara de la estructura.

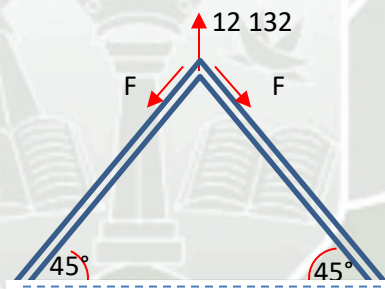


Figura O-1. Esquema de soporte de cargas de izaje

Este esquema mostrado, es por cada cara, por lo que tenemos 2 caras o 4 cables que soportan la carga máxima.

Entonces:

$$12\ 132\ \text{Kg} = 4F \cos 45^\circ$$

$$F = 4\ 290\ \text{Kg}.$$

Para fines de izaje, daremos un factor adicional, por lo cual tomaremos como fuerza de diseño para la oreja de

$$F = 5\ \text{ton}$$

• **Normas Aplicadas:**

- ASME MTH-1-2008, Design of Below the Hook Lifting Devices.
- American Society for Testing Materials, A36.
- AWS D1.1/D1.1M:2010 An American National Standard Structural Welding Code Steel.
- ANSI Z359.1 American National Standard Safety Requirements for personal Fall Arrest Systems, Subsystems and Components.

• **Consideraciones:**

Se considera una carga de 15000 kg en dirección vertical

Se considera según ASME MTH-1, un servicio clase “0”, que corresponde a un rango de ciclos de carga (0-20.000) y una la categoría de diseño “B” (magnitud y variación de la carga no predecibles), con un factor de diseño de 3.

• **Datos de diseño:**

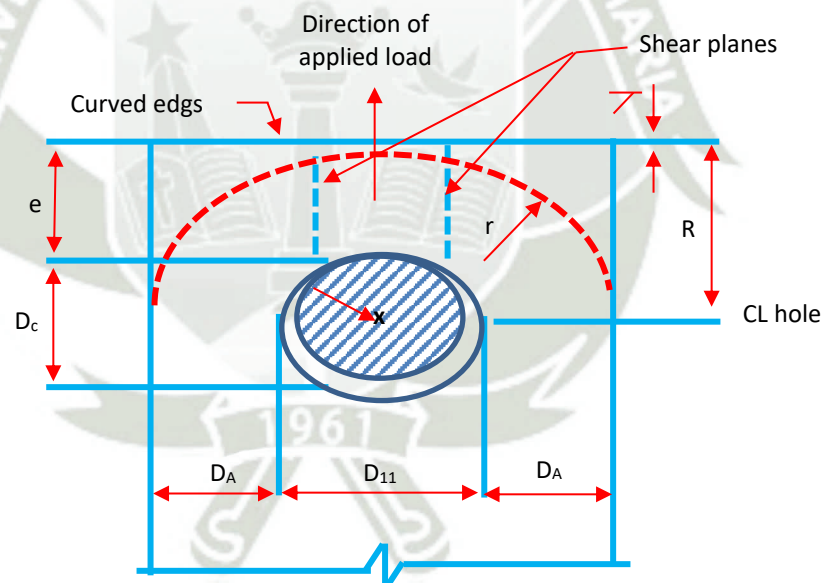


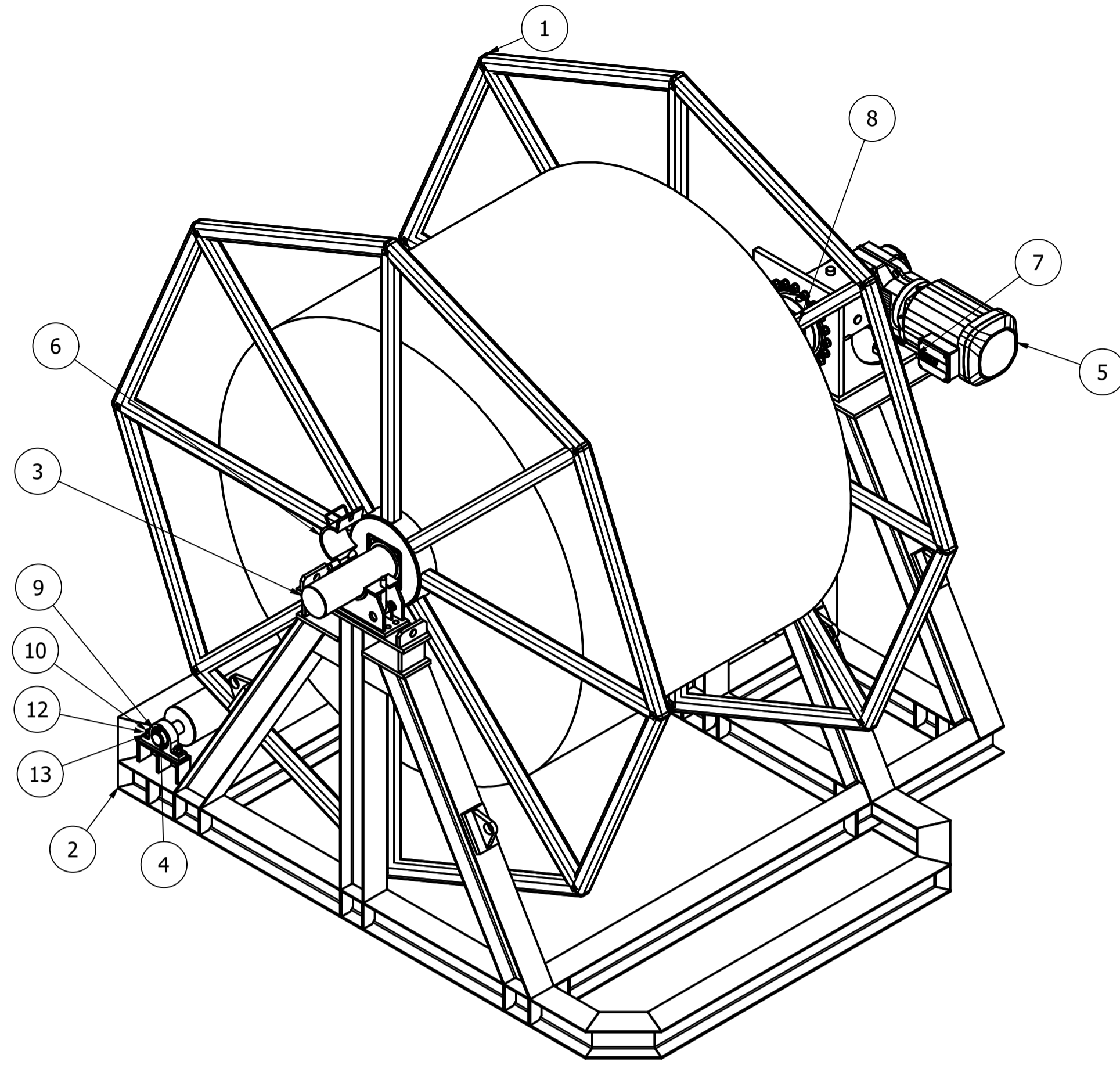
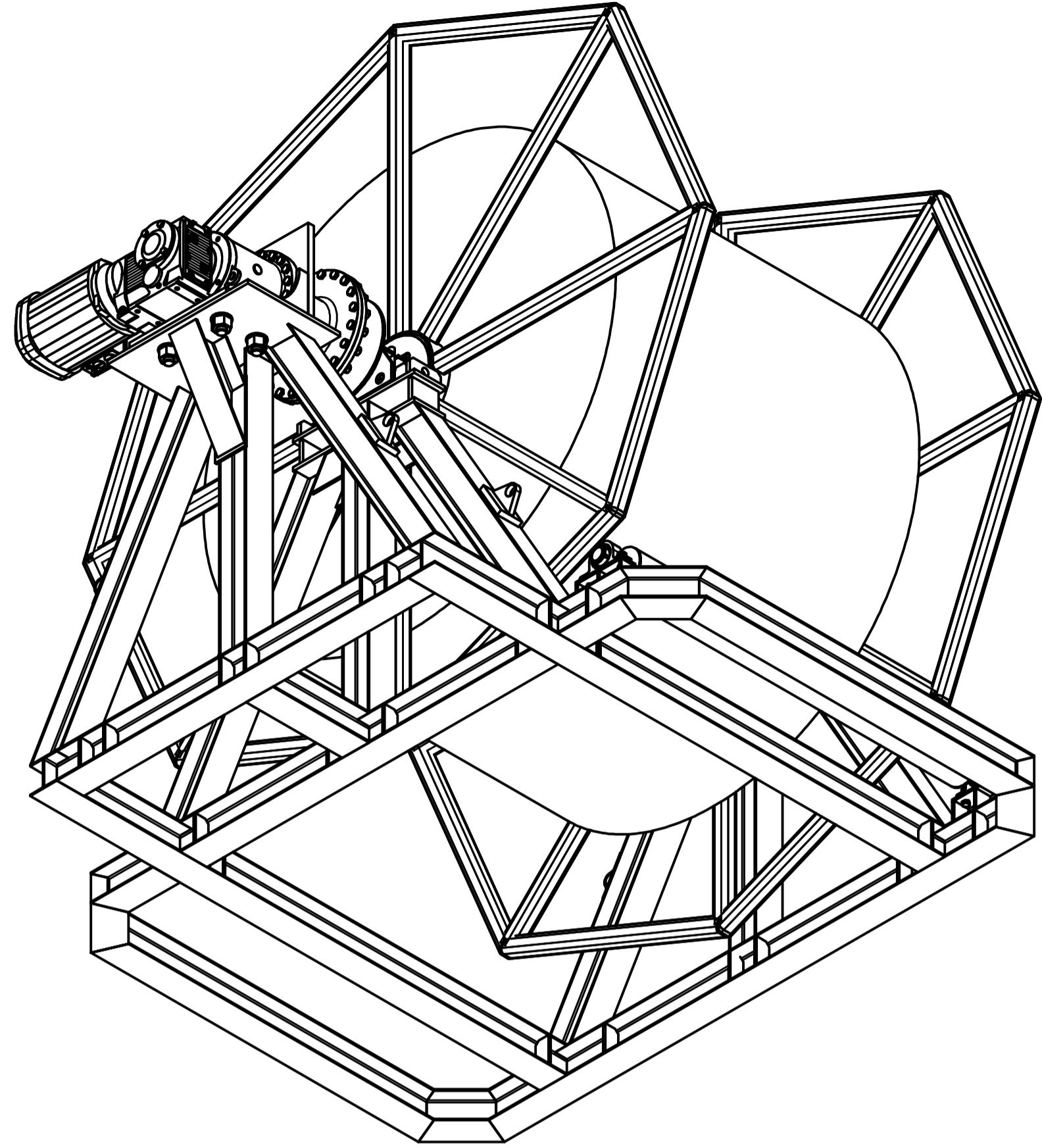
Figura O-2. Diagrama del cuerpo libre del sistema

a	=	3.25 pulg	Distancia de la cara del agujero a la cara de la placa
Dh	=	1.77 pulg	Diámetro del agujero
Dp	=	1.63 pulg	Diámetro del pin (Grillete 1”).
Nd	=	3.00	Factor de diseño (Categoría de diseño “A”)
Fu	=	58.00 Ksi	Resistencia última Acero ASTM A-36
Fy	=	36.00 Ksi	Esfuerzo de fluencia Acero ASTM A-36

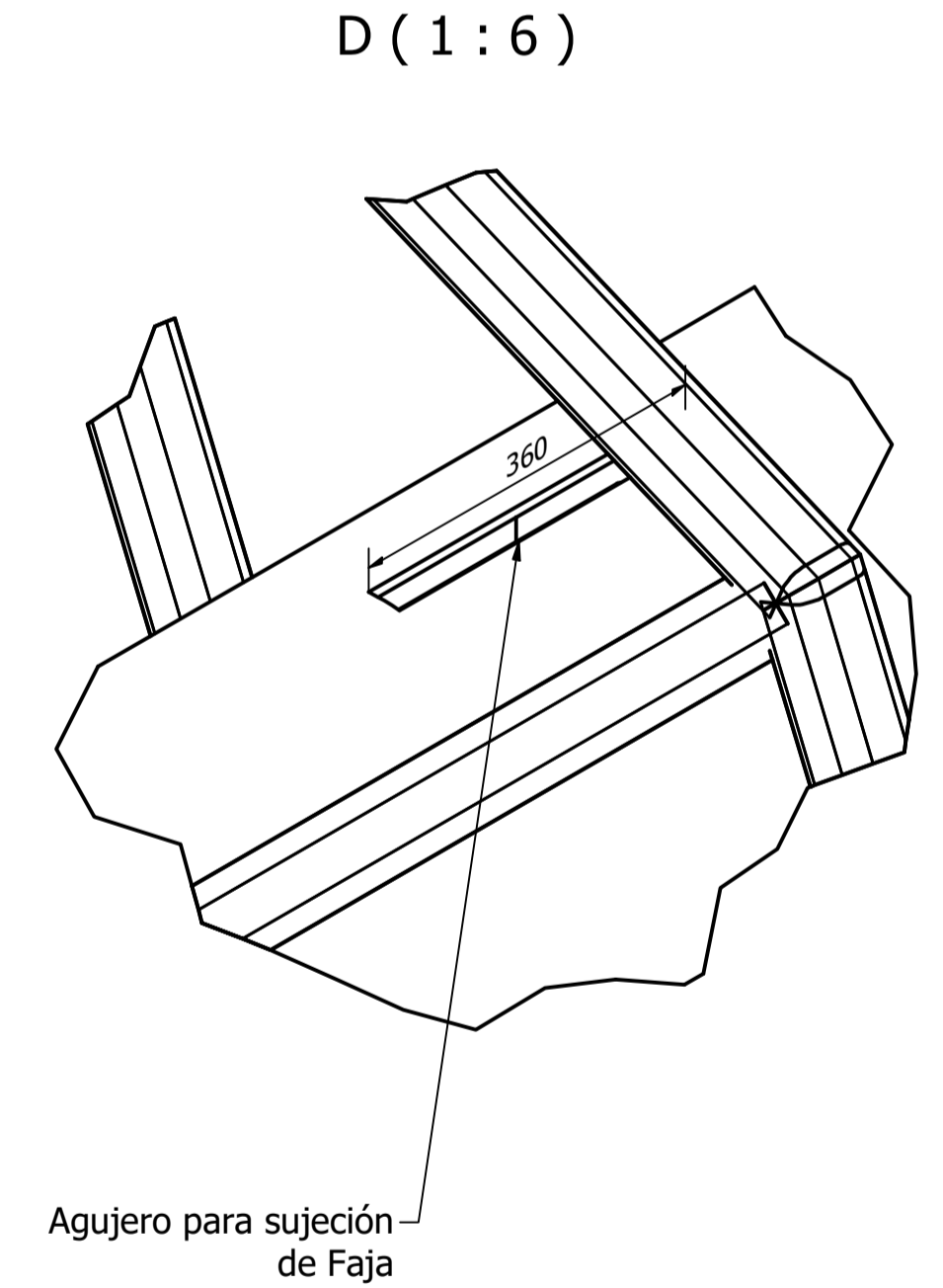
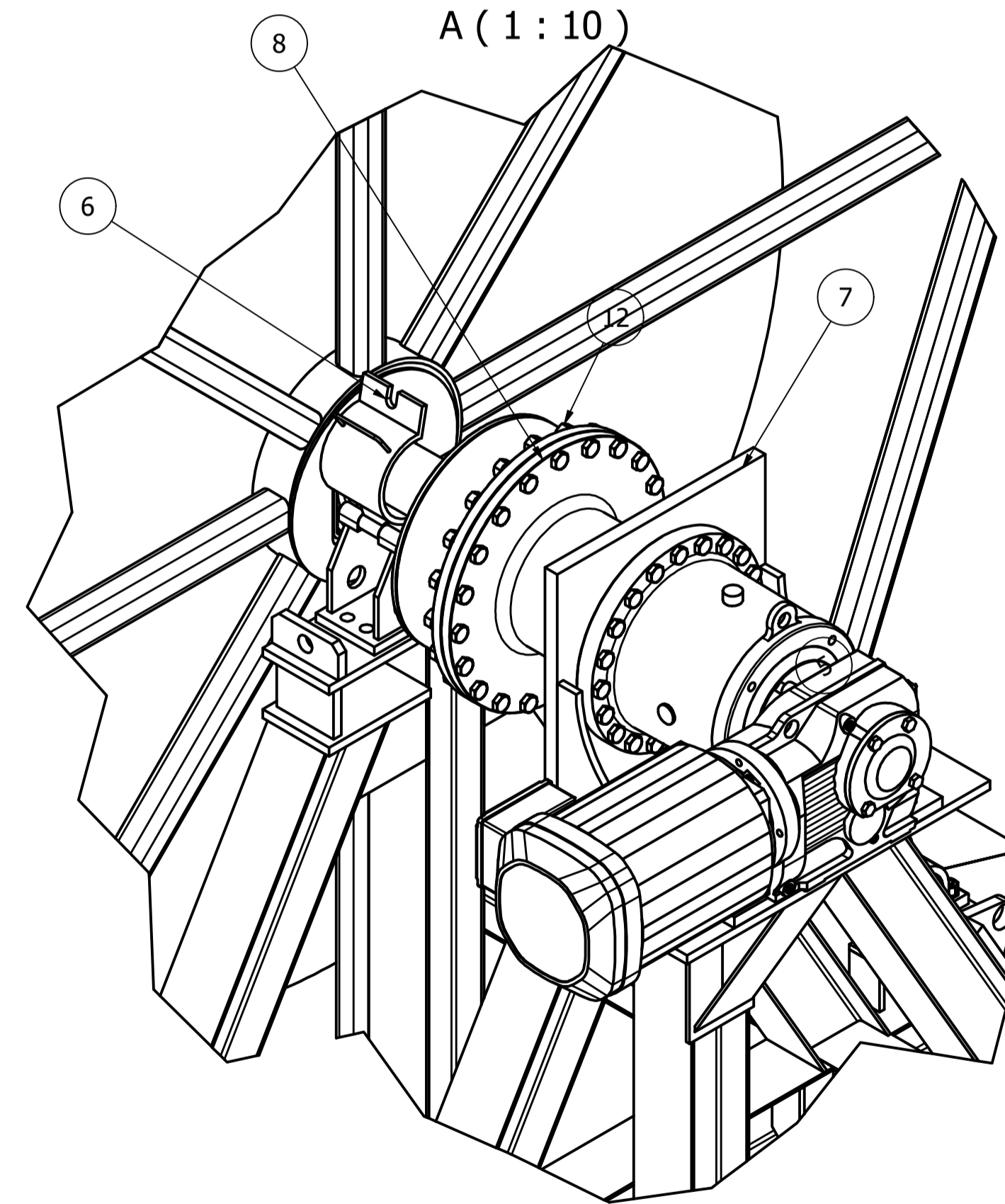
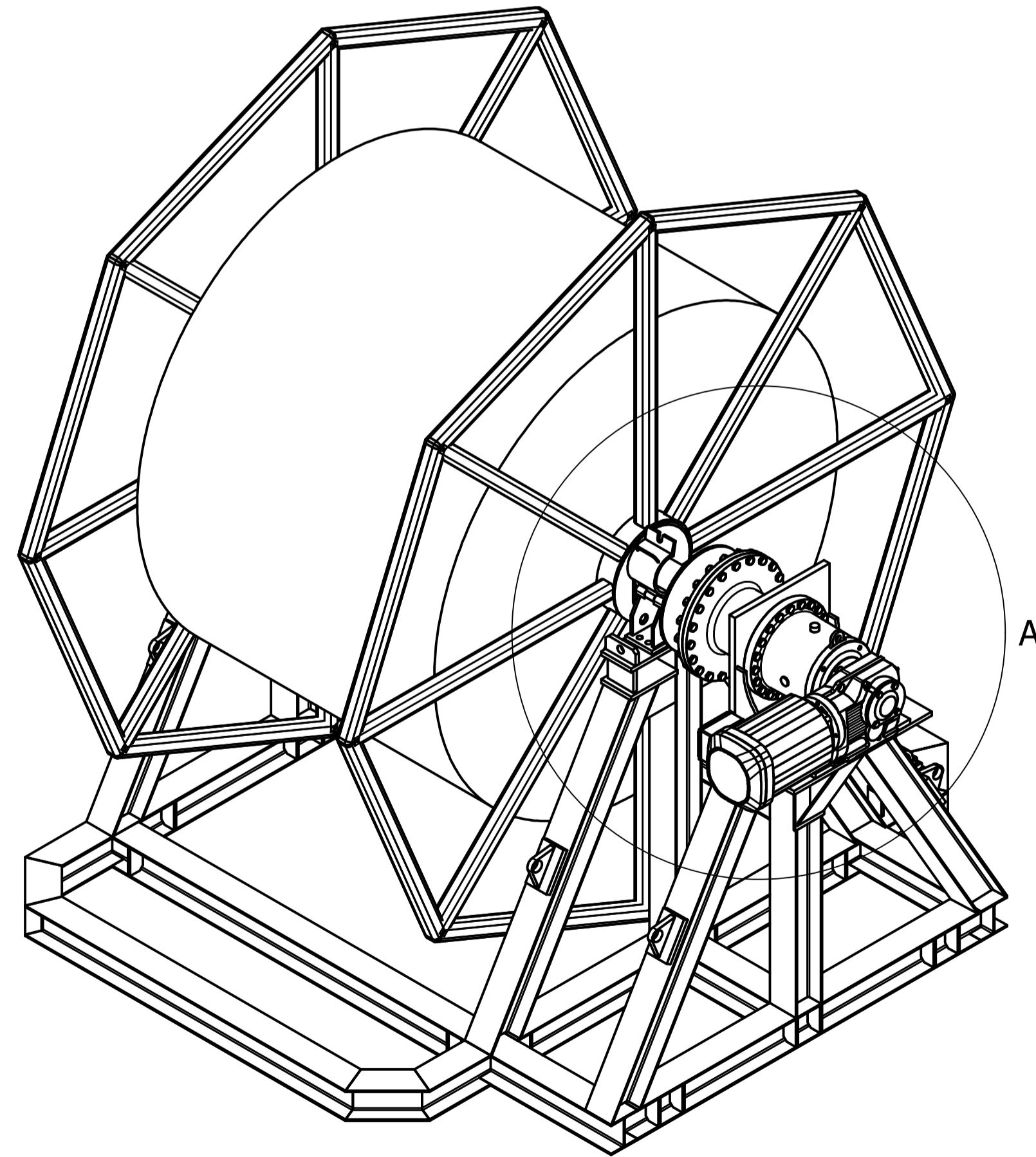
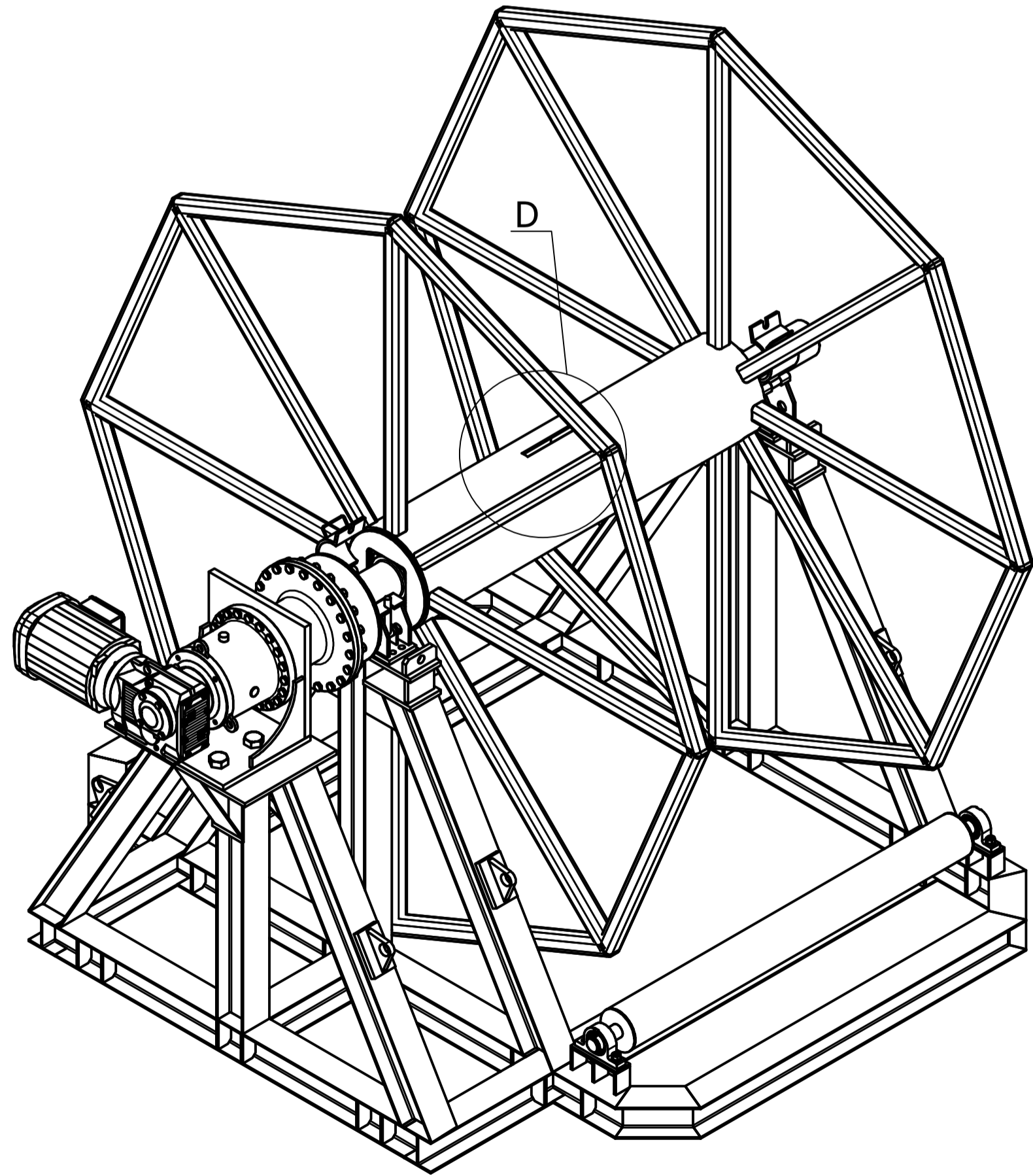
t	=	1.50 pulg	Espesor de la placa
be	=	1.28 pulg	Ancho a cada lado del agujero
R	=	a+Dh/2	Distancia del centro del agujero a la cara de la placa
R	=	4.14 pulg	
w	=	Dh+2'be	Ancho de la oreja
w	=	4.33 pulg	
Dp/Dh	=	0.92 pulg	Distancia de la cara del agujero a la cara de la placa
Cr	=	$1 - 0.275 * \sqrt{1 - \frac{D_p^2}{D_h^2}}$	Factor de reducción del esfuerzo
Cr	=	0.89 pulg	
beff	=		Ancho efectivo a cada lado del agujero
beff	=	4't	6.00
beff	=	be	1.28 $be * 0.6 * \frac{F_u}{F_y} * \sqrt{1 - \frac{D_p^2}{D_h^2}}$
beff	=		1.28 pulg
$P_t = C_r * \frac{F_u}{1.2 * N_d * 2 * t * beff}$			
Pt	=	55.24 Kip	Resistencia permisible a la tracción a través del agujero
$P_b = C_r * \frac{F_u}{1.2 * N_d} * \left(1.13 * \left(R - \frac{D_h}{2} \right) + \frac{0.92 * b_e}{1 + \frac{b_e}{D_h}} \right) * t$			
Pb	=	95.69 Kip	Resistencia permisible a la fractura más allá del agujero
Ø	=	50.6497*	Ángulo de localización del plano de corte
A _r	=	13.090 pulg ²	Área total de los planos de corte
$P_r = \frac{0.7 * F_u}{1.2 * N_d} * A_g$			
Pv	=	147.623 Kip	Resistencia permisible al cortante más allá del agujero.


**Anexo P:
Planos del enrollador de fajas**

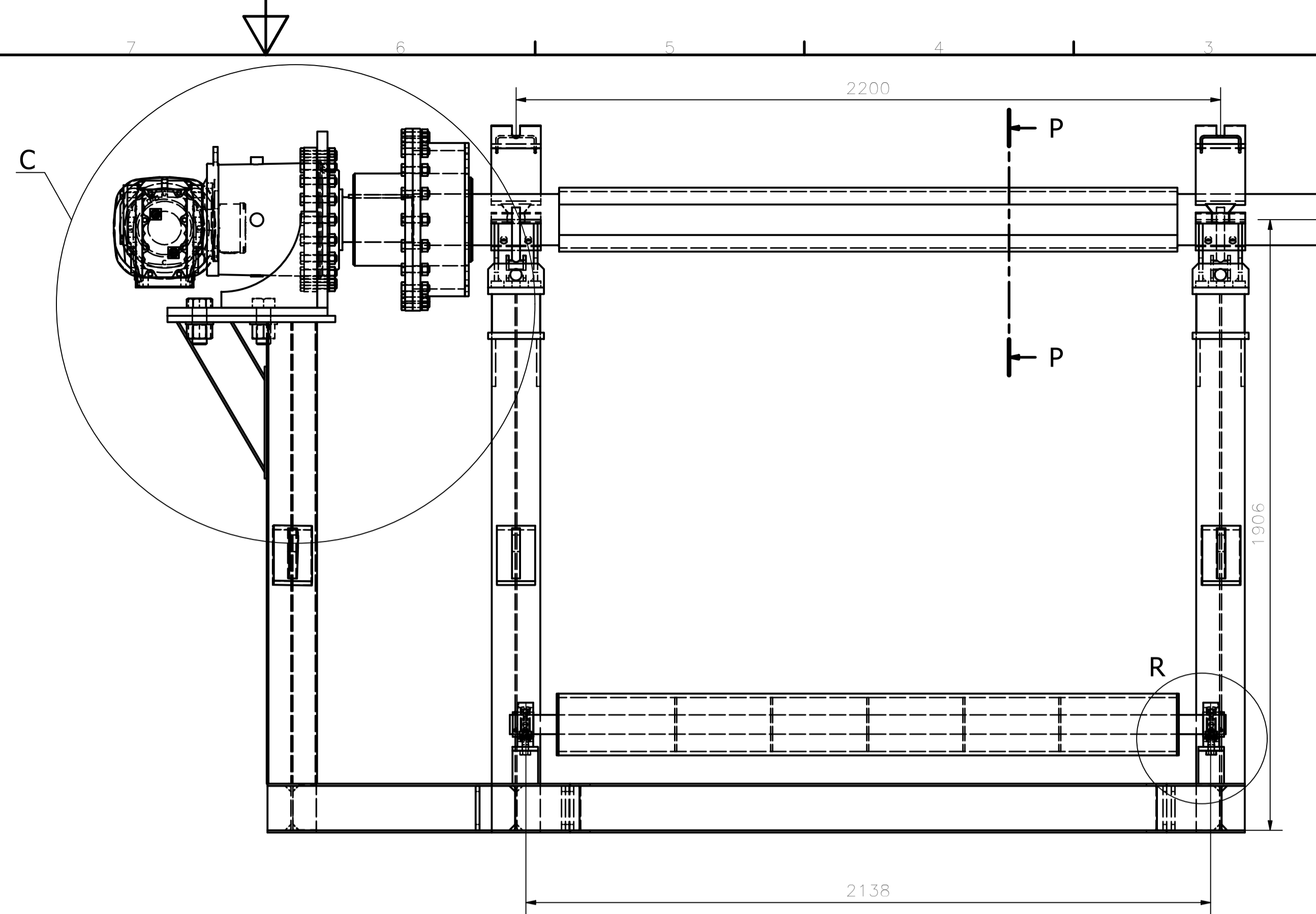
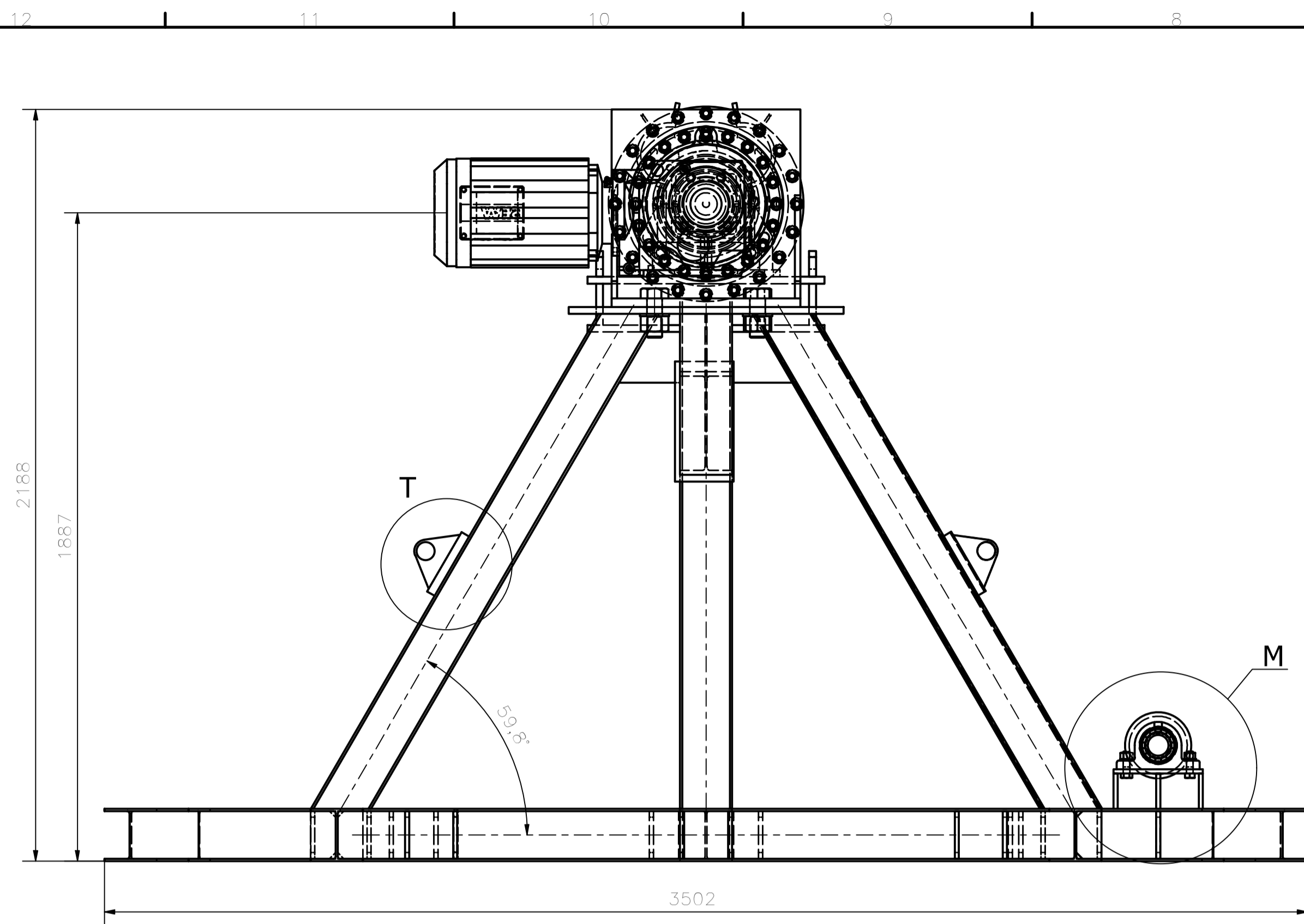




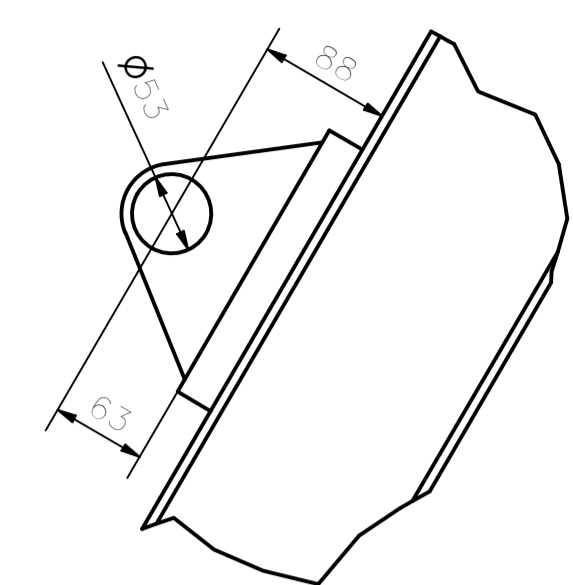
PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MASS
1	1	Faja Transportadora		9122,383 kg
2	1	Estructura Belt Winder		938,557 kg
3	1	Eje Principal		628,298 kg
4	1	Eje tensor		20,397 kg
5	1	Motorreductor Planetario	Potencia 20 HP	111,786 kg
6	2	Cojinete		34,369 kg
7	1	Soporte de Motor		13,988 kg
8	1	Acople		30,281 kg
9	2	Chumacera	starvars output	1,578 lbmass
10	3	ANSI/ASME B18.2.1 - 3/4-10 UNC - 2,5, HBI	Hex Bolt - UNC (Regular Thread - Inch)	0,479 lbmass
11	21	ASTM F436 - 3/4, CCW	Washer A	0,057 lbmass
12	43	ANSI B18.2.2 - 3/4 - 10, HHNI	Hex Nuts (Inch Series) Heavy Hex Nut	0,212 lbmass
13	22	ASTM F436 - 3/4, CW	Washer A	0,059 lbmass
14	20	ANSI B18.2.6 - 3/4-10 UNC - 4	Heavy Hex Structural Bolt - UNC (Regular Thread - Inch)	0,678 lbmass
15	20	ANSI B18.2.6 - 3/4-10 UNC - 3	Heavy Hex Structural Bolt - UNC (Regular Thread - Inch)	0,553 lbmass
16	4	ANSI B18.2.1 - 1 3/4-5 UNC - 4,5, HHBI	Heavy Hex Bolt	5,205 lbmass
17	4	ASTM F436 - 1 3/4, CW	Washer A	0,491 lbmass
18	4	ANSI B18.2.2 - 1 3/4 - 5, HHFNI	Hex Nuts (Inch Series) Heavy Hex Flat Nut	2,318 lbmass



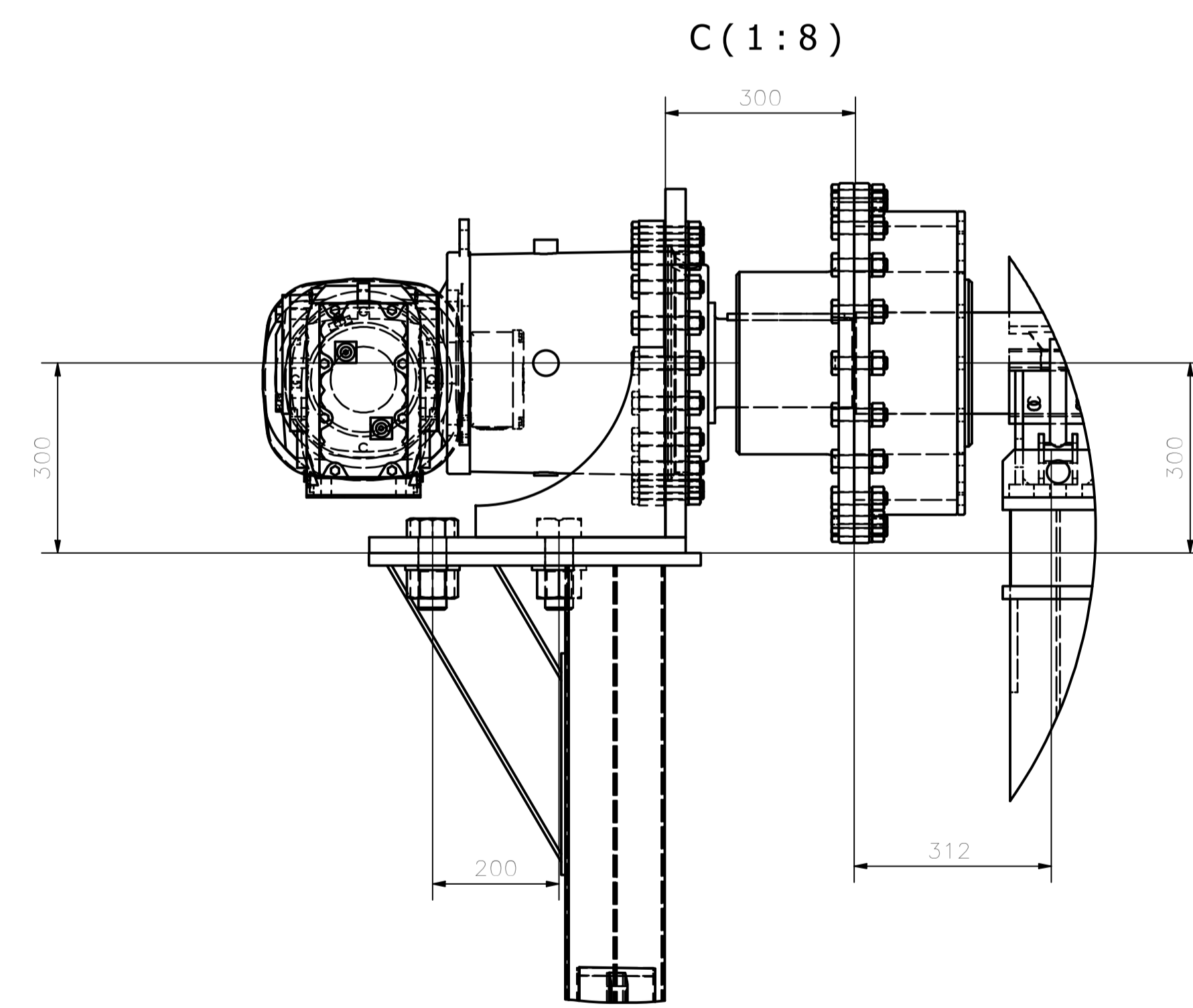
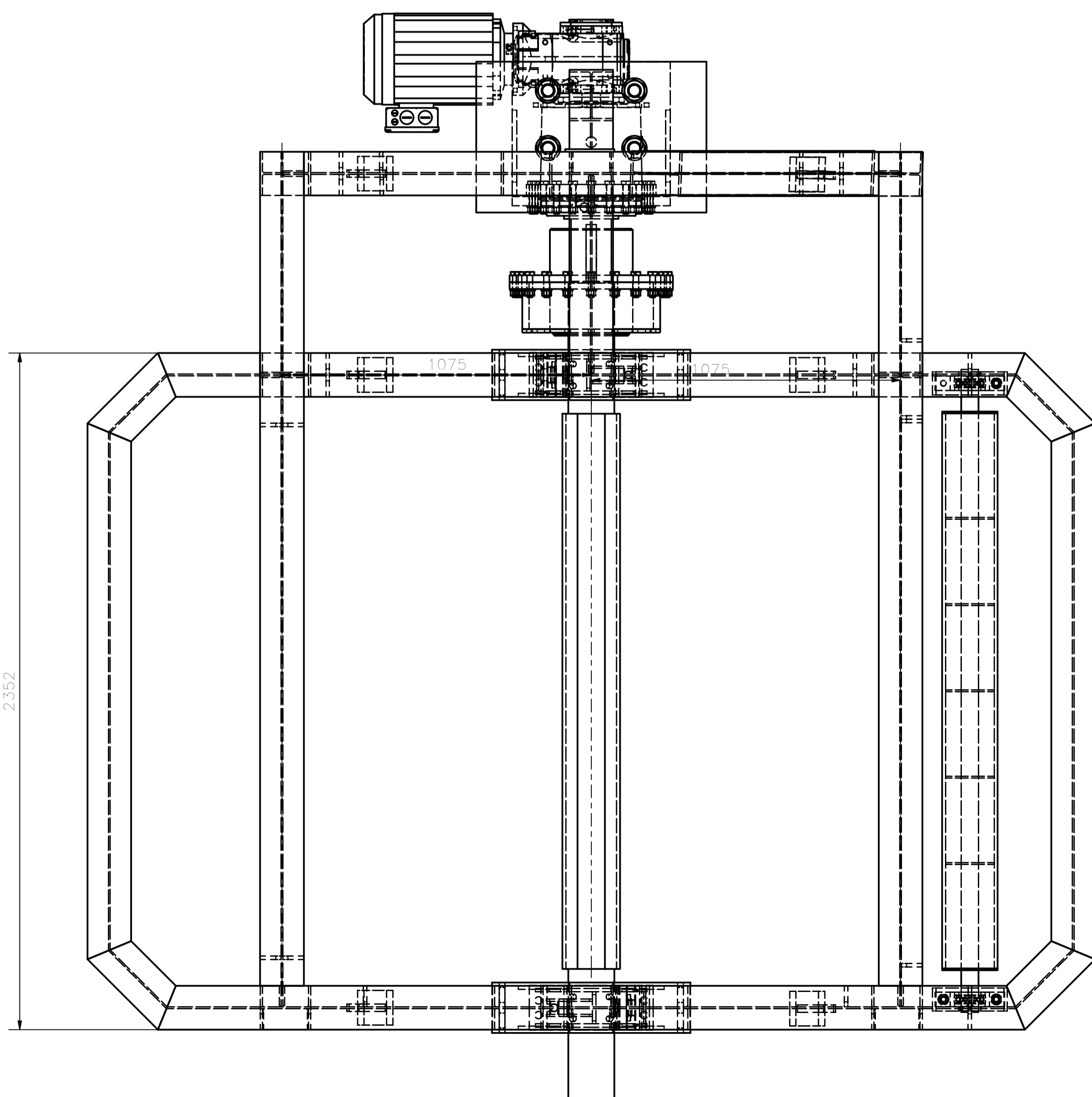
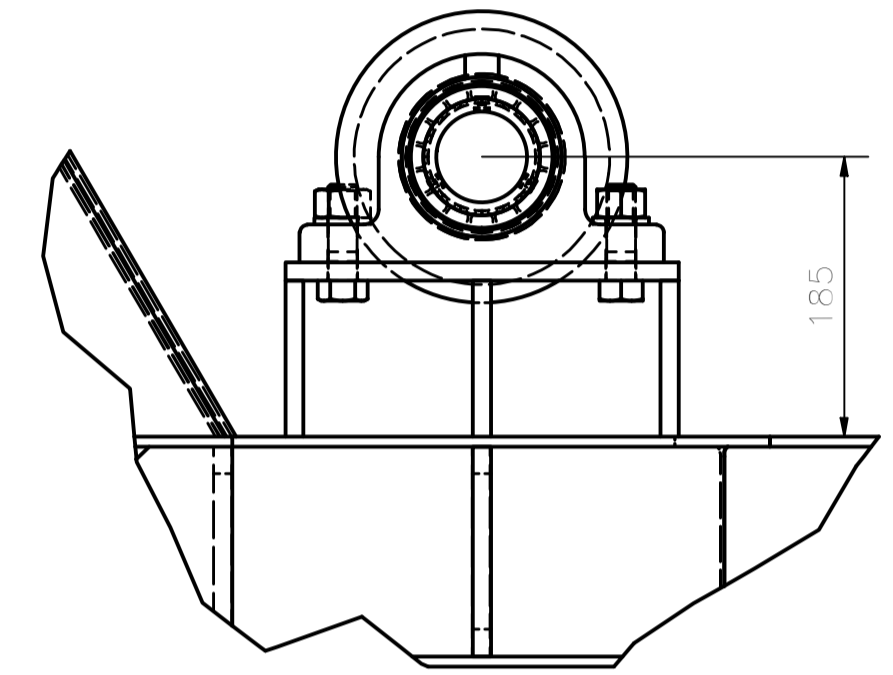
Designed by Eduardo M.	Checked by Eduardo M.	Approved by Eduardo Mogrovejo	Date 30/05/2023	ESCALA : INDICADAS TAMAÑO :A-1
 Universidad Católica de Santa María		ISOMÉTRICOS DE BELT WINDER		
		PLANO GENERAL-BELT WINDER - 01	Edition 0	Sheet 1 / 1



T (1:5)

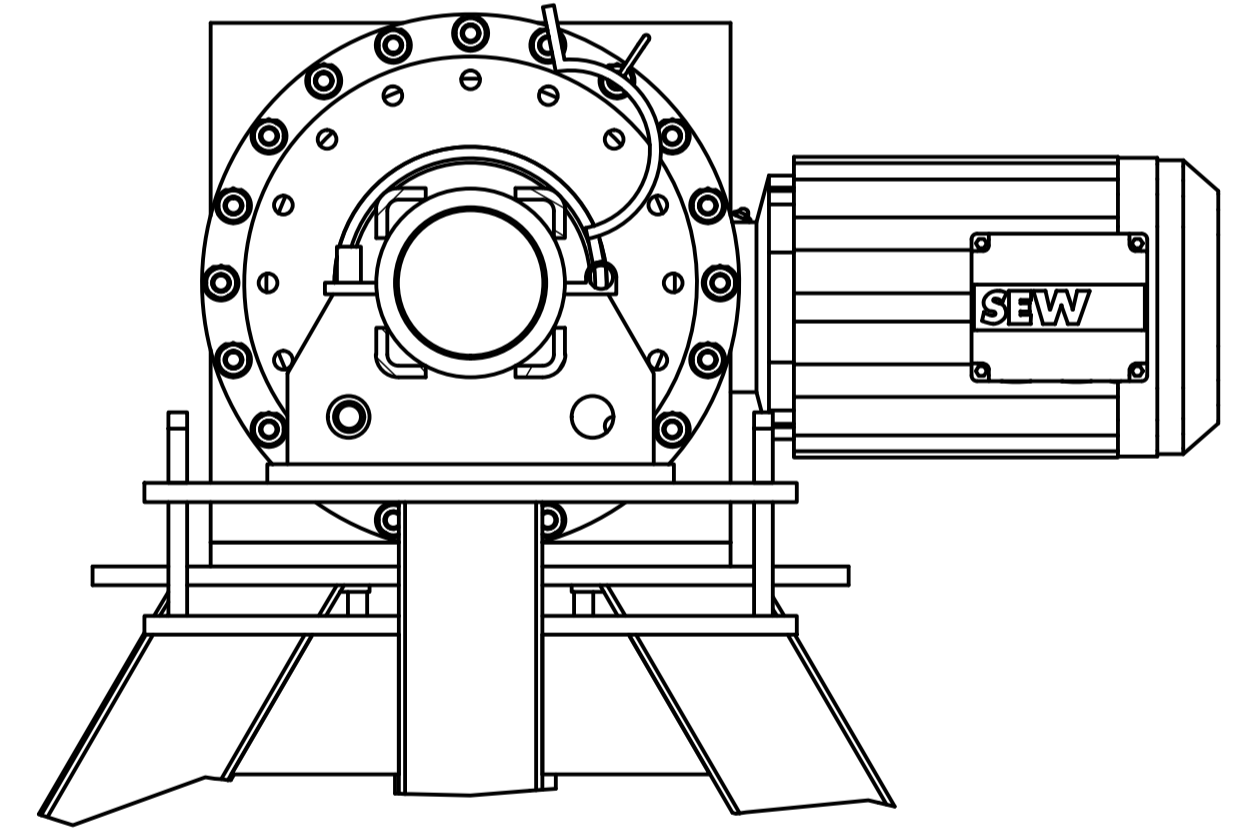


M (1:5)

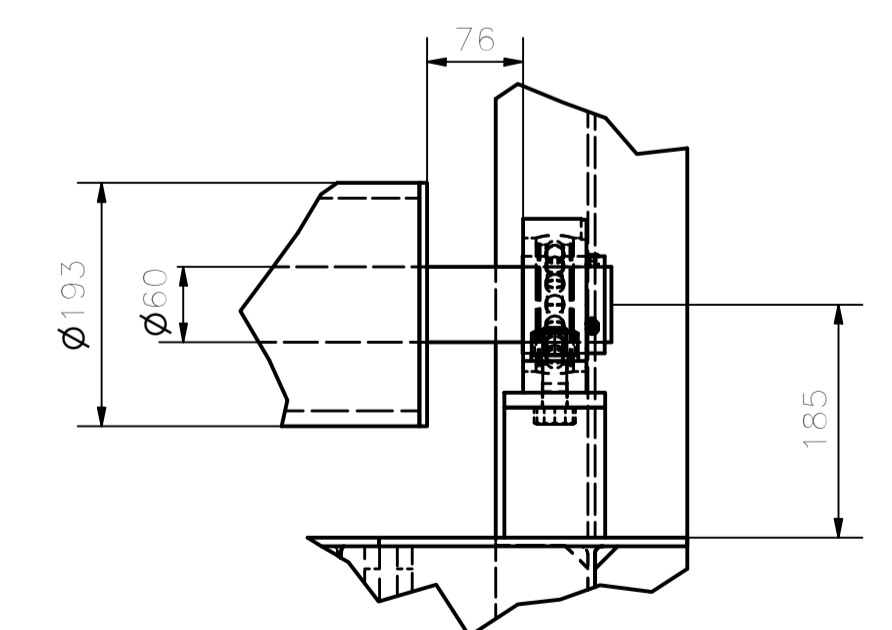



C (1:8)

P-P (1:8)



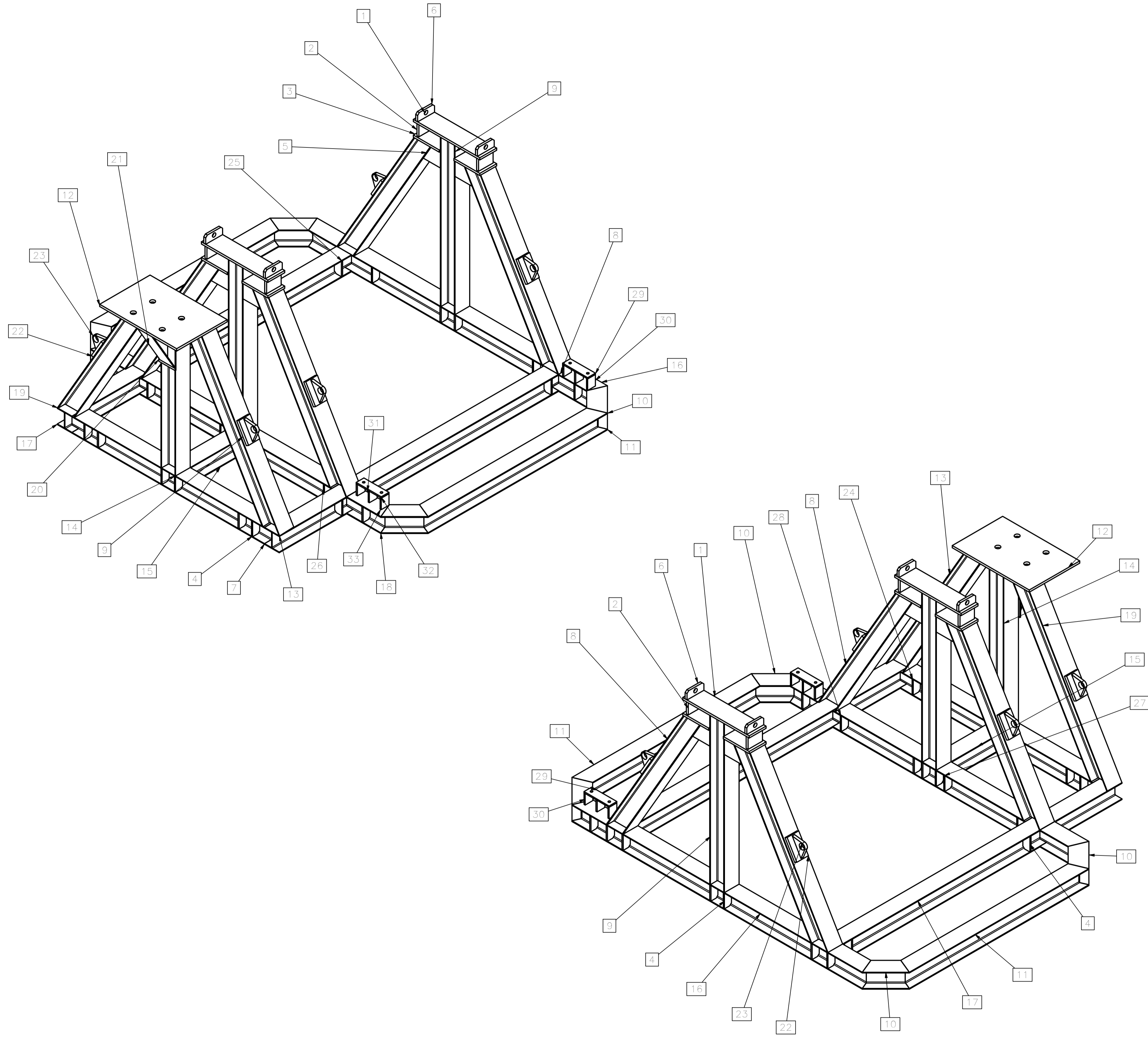
R (1:6)



Designed by Eduardo M.	Checked by Eduardo M.	Approved by Eduardo M.	Date	Date 29/05/2023	ESCALA : INDICADAS TAMAÑO :A-1
 Universidad Católica de Santa María			PLANO DE MONTAJE DE LA BELT WINDER		
			PLANO - BELT WINDER -00	Edition 0	Sheet 1 / 5

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1


H G F E D C B A

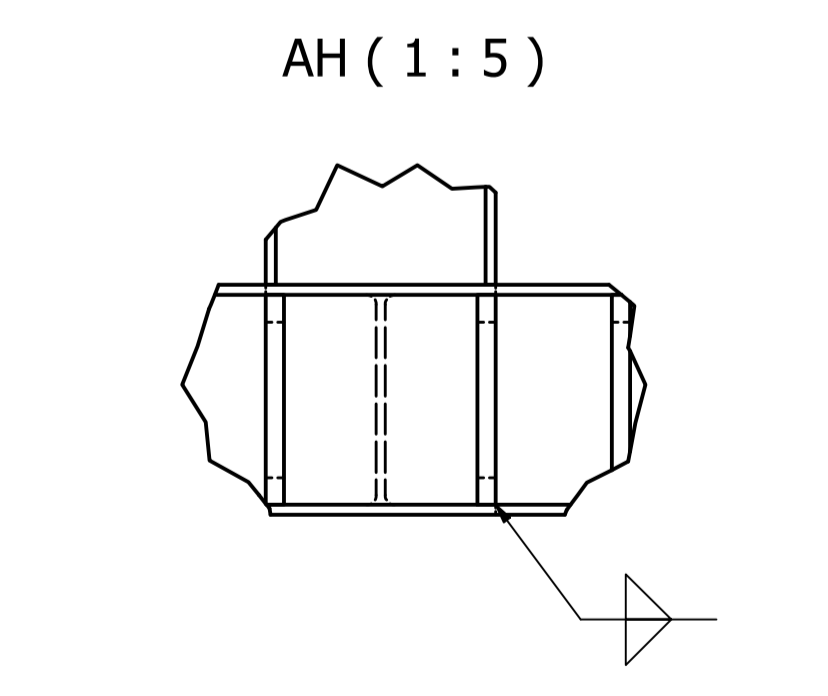
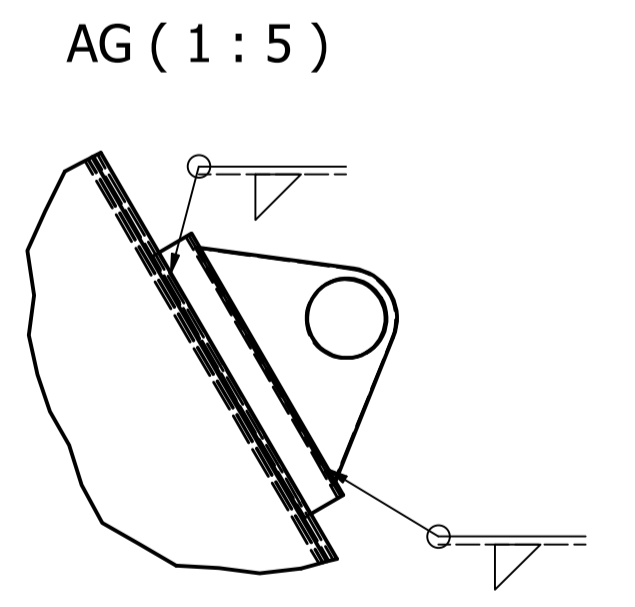
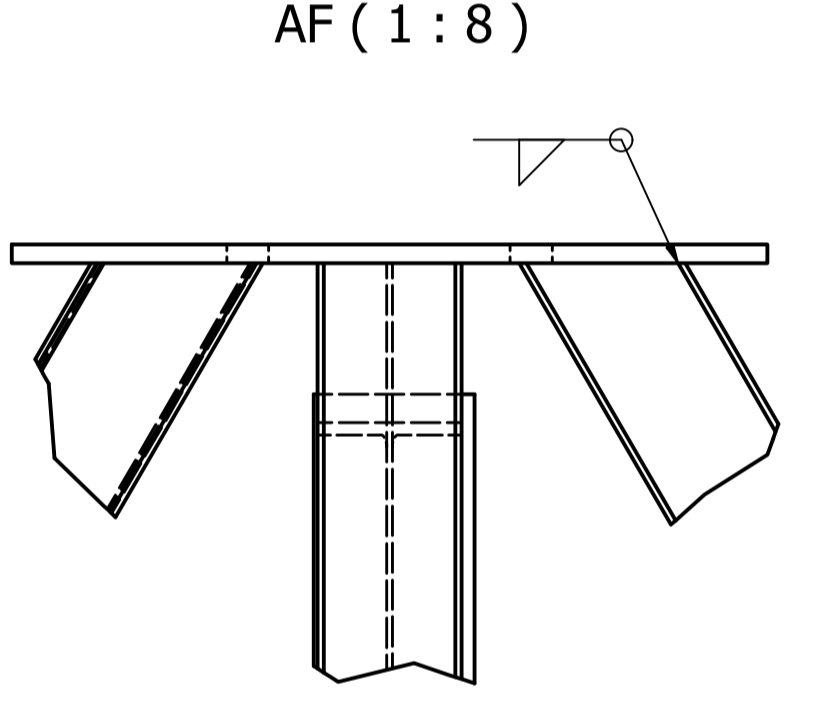
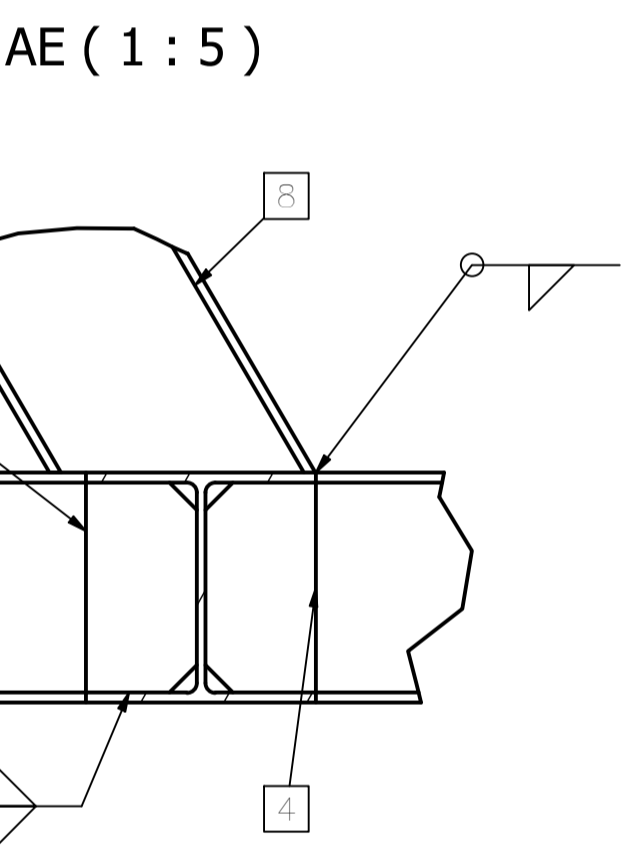
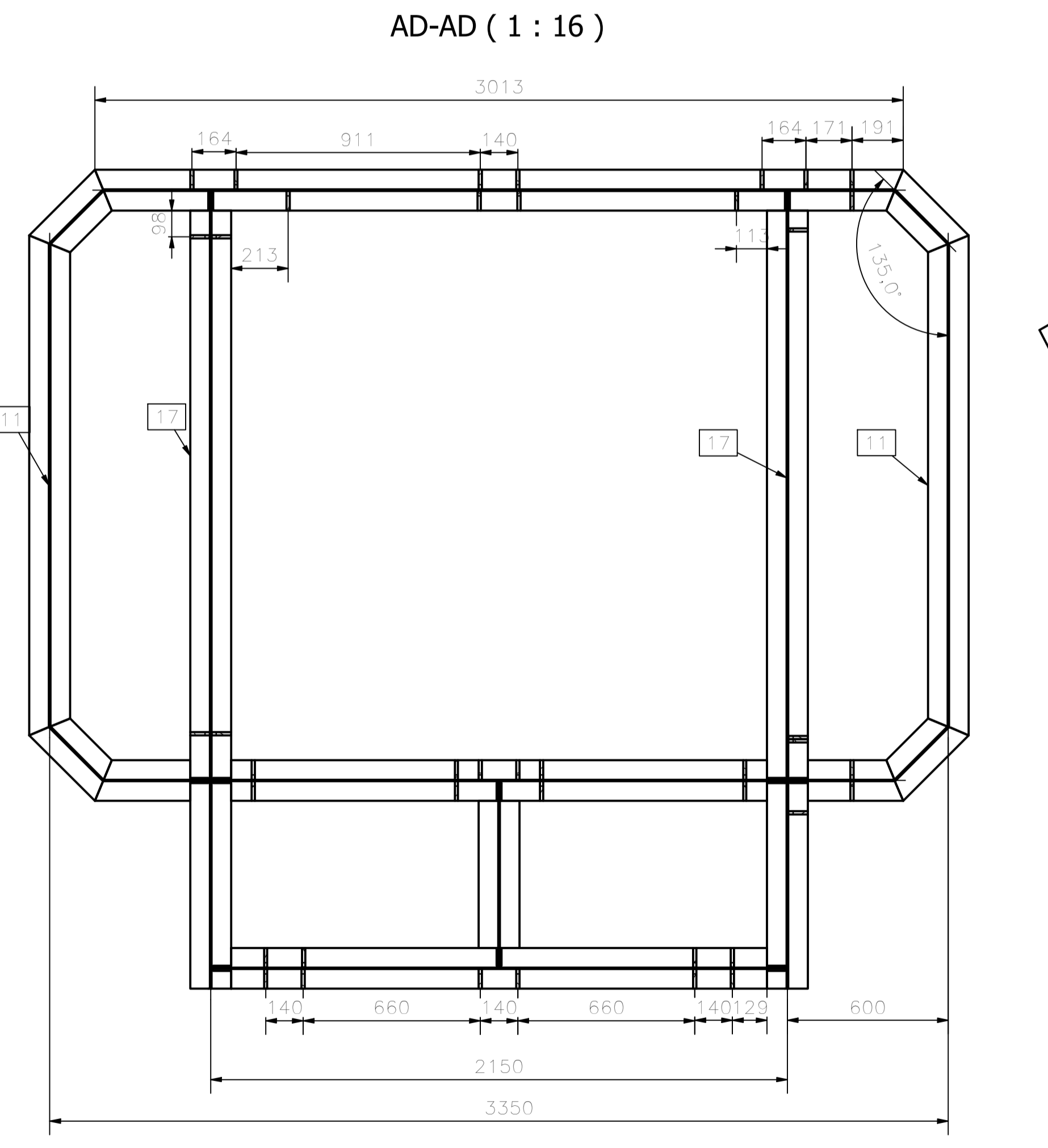
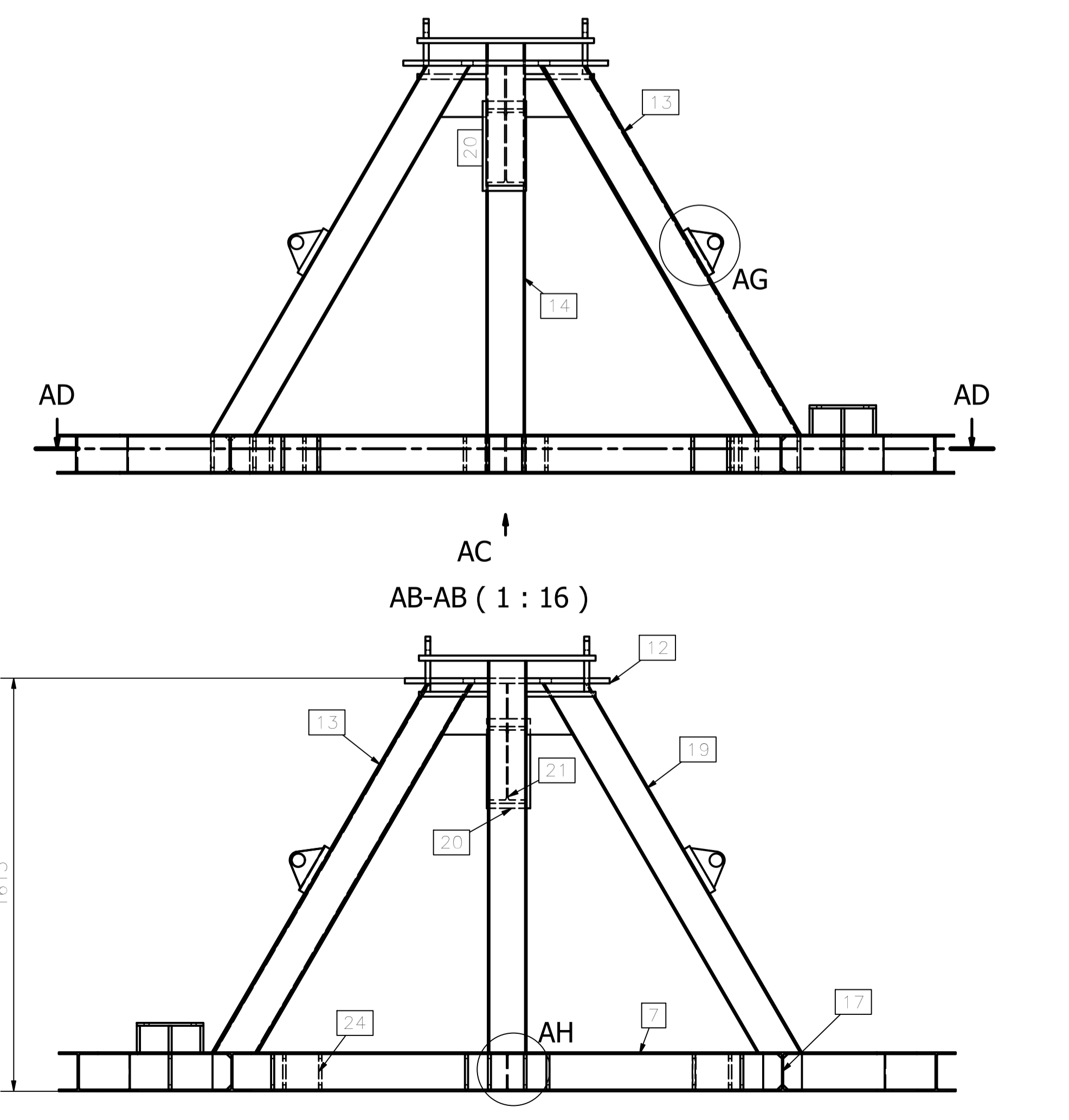
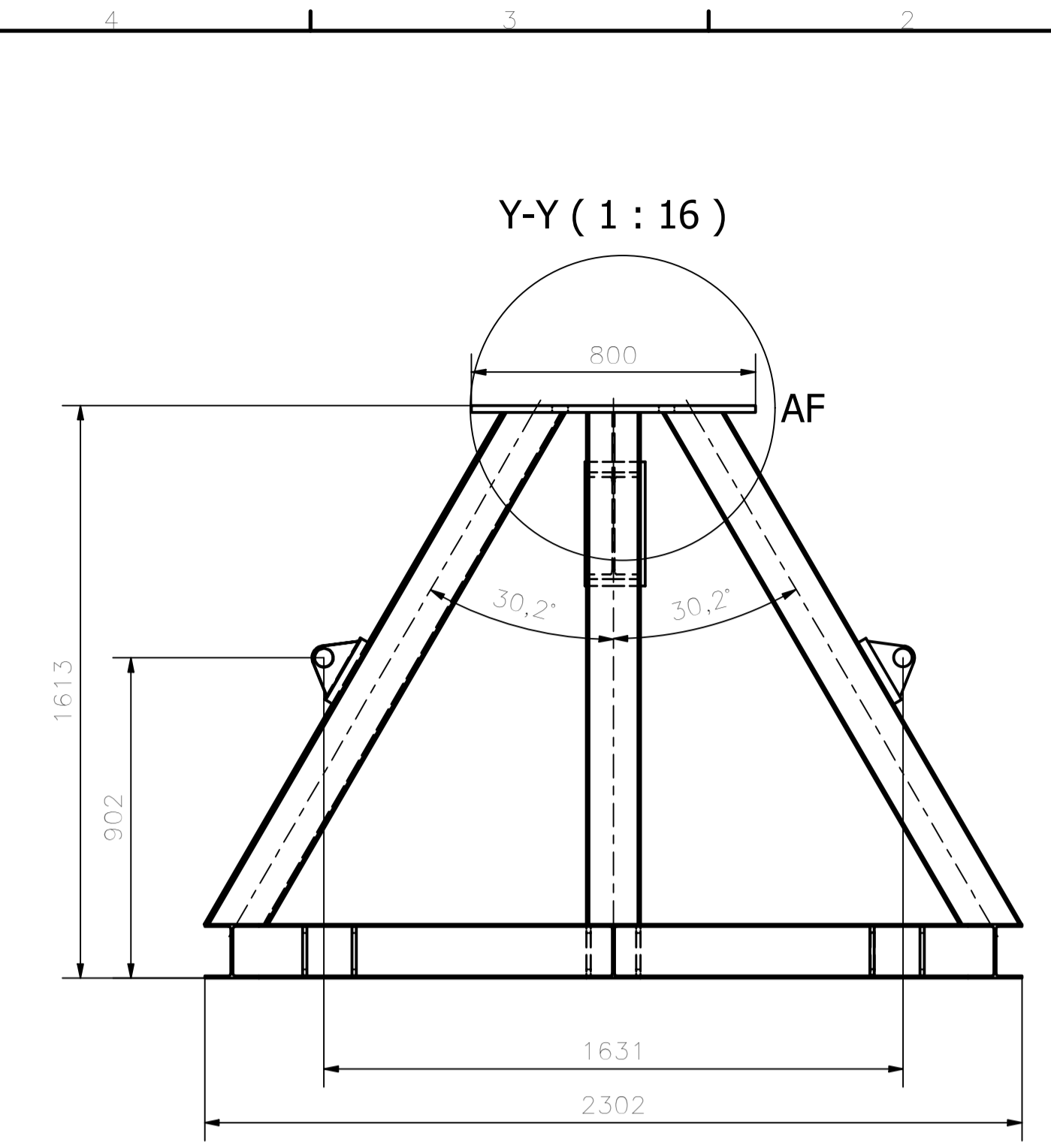
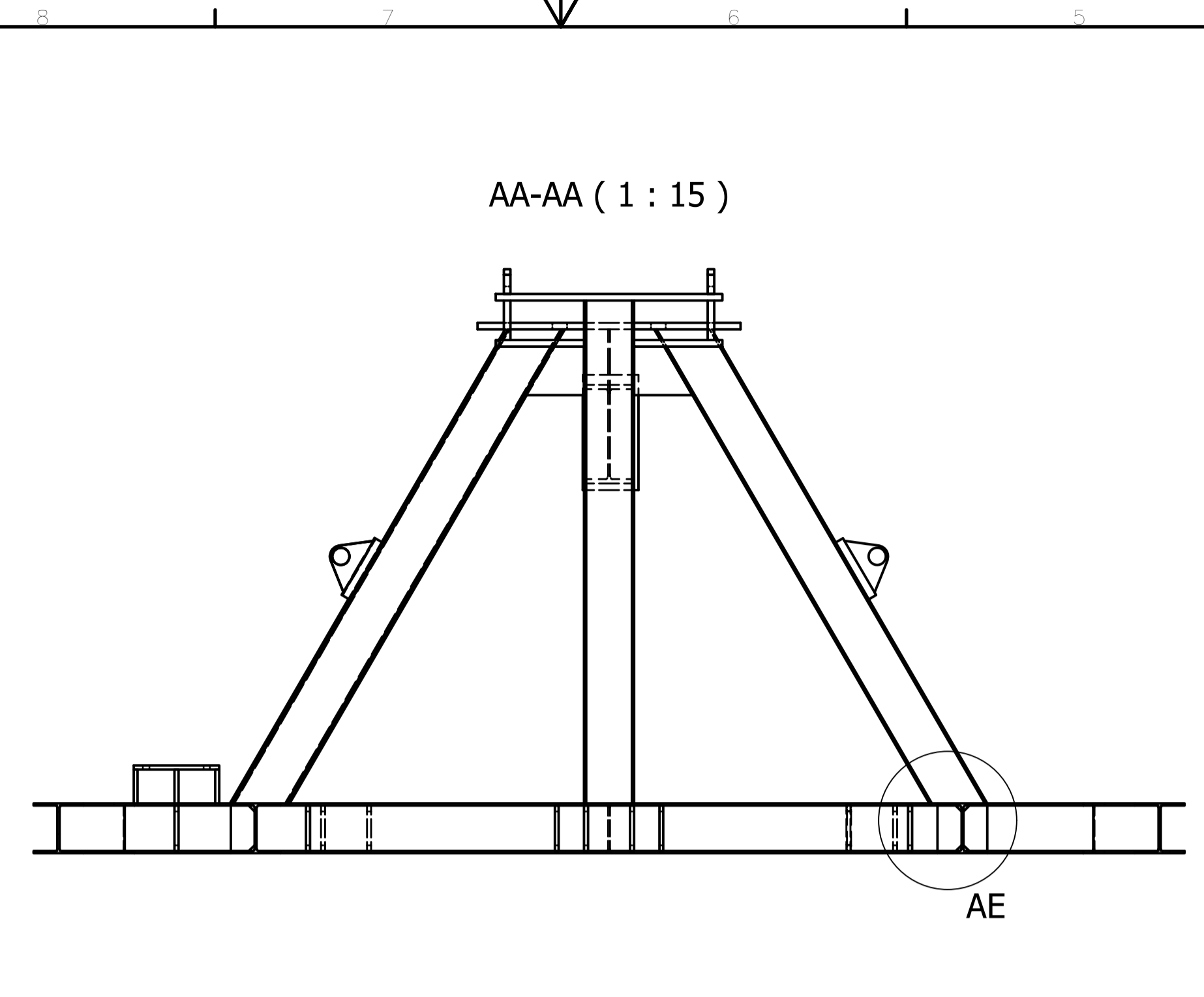
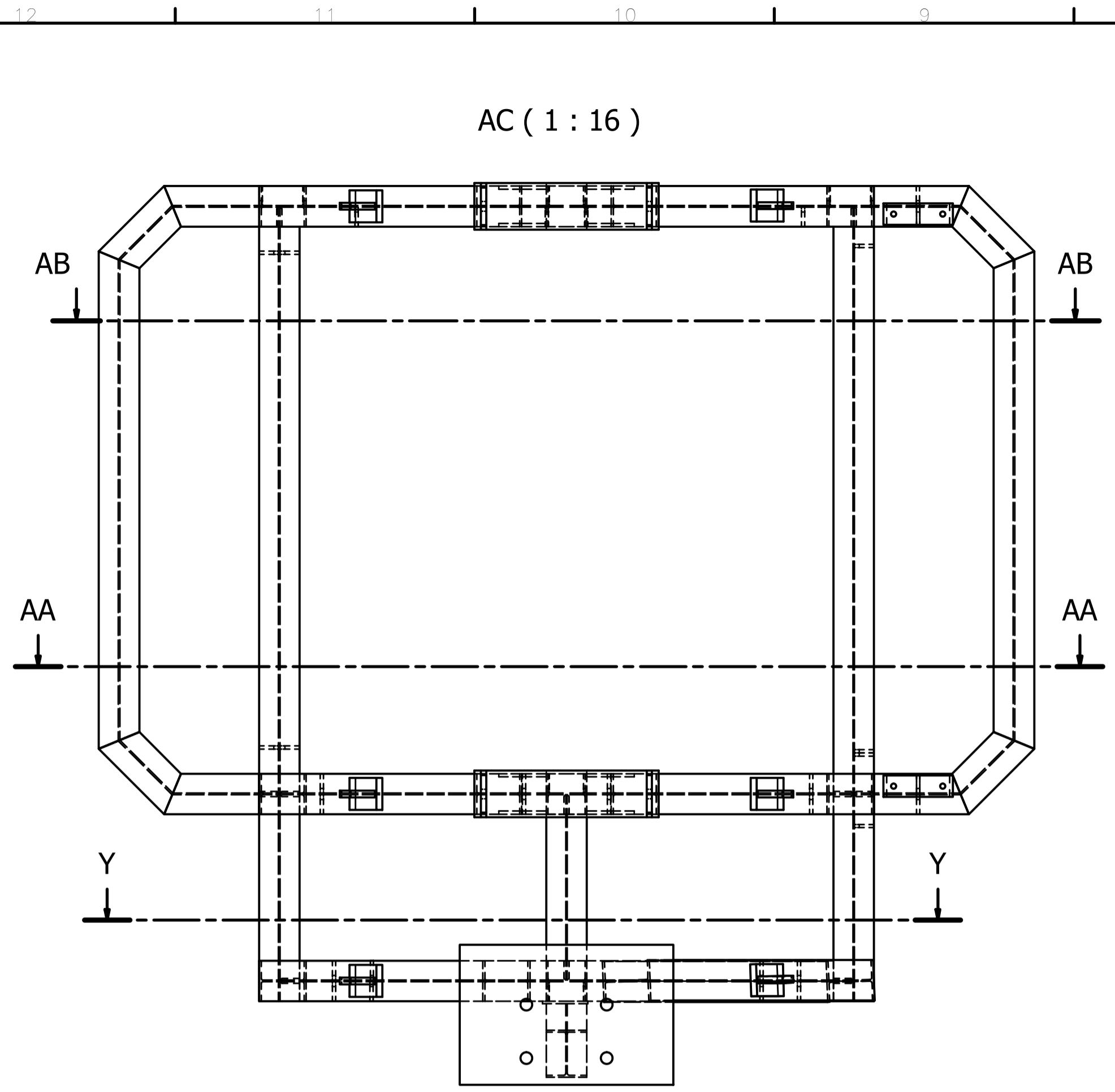


PARTS LIST			
ITEM	ITEM QTY	DESCRIPTION	MASS
1	2	PL 3/4" A36	18,957 kg
2	4	PL 3/4" A36	2,839 kg
3	4	PL 3/4" A36	7,391 kg
4	29	PL 1/2" A36	0,925 kg
5	8	PL 1/2" A36	1,868 kg
6	4	PL 3/4" A36	1,853 kg
7	2	W150 x 22.5 (152x152) - 2142	100,754 lbmass
8	4	W150 x 22.5 (152x152) - 1694.37	79,273 lbmass
9	2	W150 x 22.5 (152x152) - 1529	75,472 lbmass
10	4	W150 x 22.5 (152x152) - 345.8	13,961 lbmass
11	2	W150 x 22.5 (152x152) - 1862.96	88,848 lbmass
12	1	Esp 3/4" A36	8,261 kg
13	1	W Shapes in accordance with ASTM A6/A6M	82,273 lbmass
14	1	W Shapes in accordance with ASTM A6/A6M	71,128 lbmass
15	1	W Shapes in accordance with ASTM A6/A6M	29,182 lbmass
16	1	W Shapes in accordance with ASTM A6/A6M	145,612 lbmass
17	2	W Shapes in accordance with ASTM A6/A6M	144,211 lbmass
18	2	W Shapes in accordance with ASTM A6/A6M	17,059 lbmass
19	1	W Shapes in accordance with ASTM A6/A6M	82,273 lbmass
20	1	Esp 3/8" A36	0,536 kg
21	1	W Shapes in accordance with ASTM A6/A6M	18,239 lbmass
22	6	Esp 1" A36	4,785 kg
23	6	Esp 1" A36	1,590 kg
24	4	Esp 1/2" A36	0,925 kg
25	2	Esp 1/2" A36	0,925 kg
26	2	Esp 1/2" A36	0,925 kg
27	2	Esp 1/2" A36	0,925 kg
28	2	Esp 1/2" A36	0,925 kg
29	1	Esp 1/2" A36	0,242 kg
30	3	Esp 1/2" A36	0,099 kg
31	1	Esp 1/2" A36	0,925 kg
32	1	Esp 1/2" A36	0,242 kg
33	3	Esp 1/2" A36	0,099 kg

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

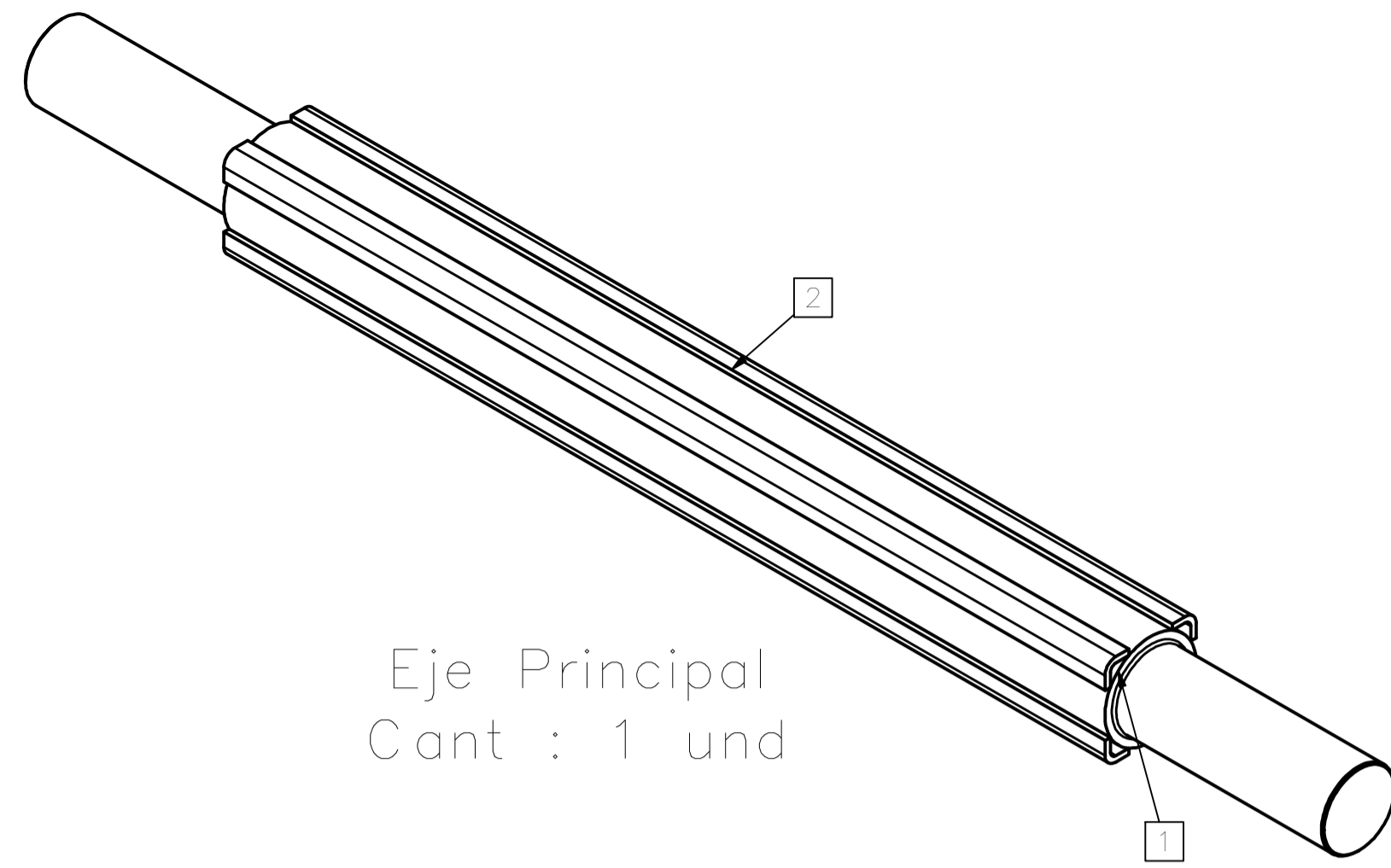
H G F E D C B A

Designed by Eduardo M.	Checked by Eduardo M.	Approved by Eduardo M.	Date	Date 29/05/2023	ESCALA : INDICADAS TAMAÑO :A-1
 Universidad Católica de Santa María			PLANO ISOMÉTRICO DE ESTRUCTURA DE BELT WINDER		
			PLANO - BELT WINDER -00	Edition 0	Sheet 2 / 5



Designed by Eduardo M.	Checked by Eduardo M.	Approved by Eduardo M.	Date	Date 29/05/2023	ESCALA : INDICADAS TAMAÑO :A-1
 Universidad Católica de Santa María			PLANO DE VISTAS Y CORTES DE ESTRUCTURA DE BELT WINDER		
			PLANO - BELT WINDER -00	Edition 0	Sheet 3 / 5

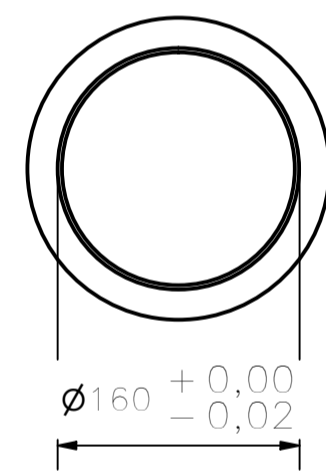
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MASS
1	1	EJE_001	620.397 kg
2	4	BS13	1.975 kg



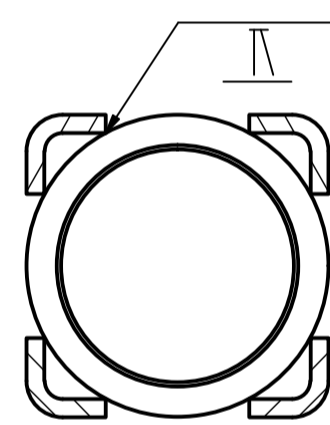
Eje Principal
Cant : 1 und



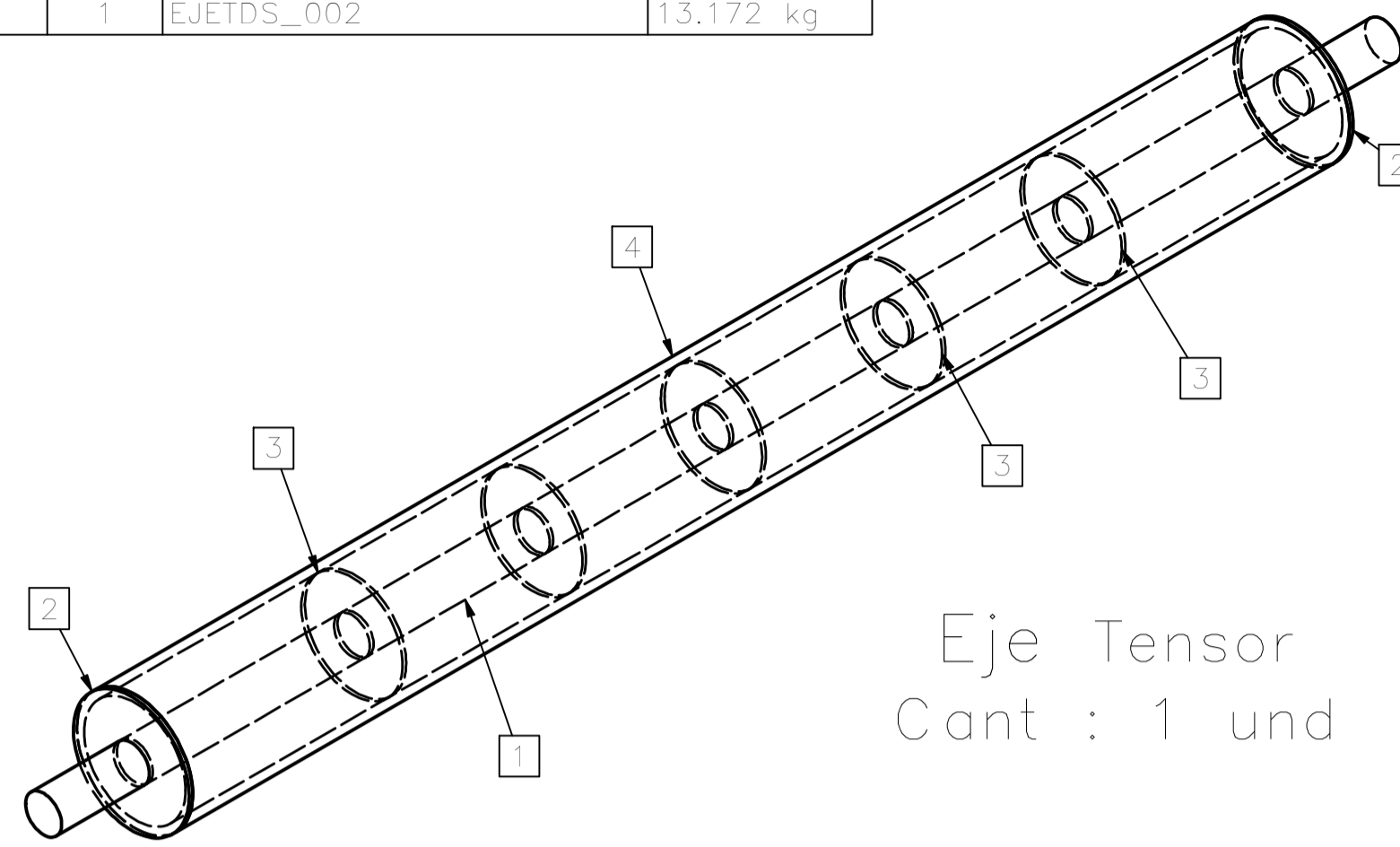
AM-AM (1 : 5)



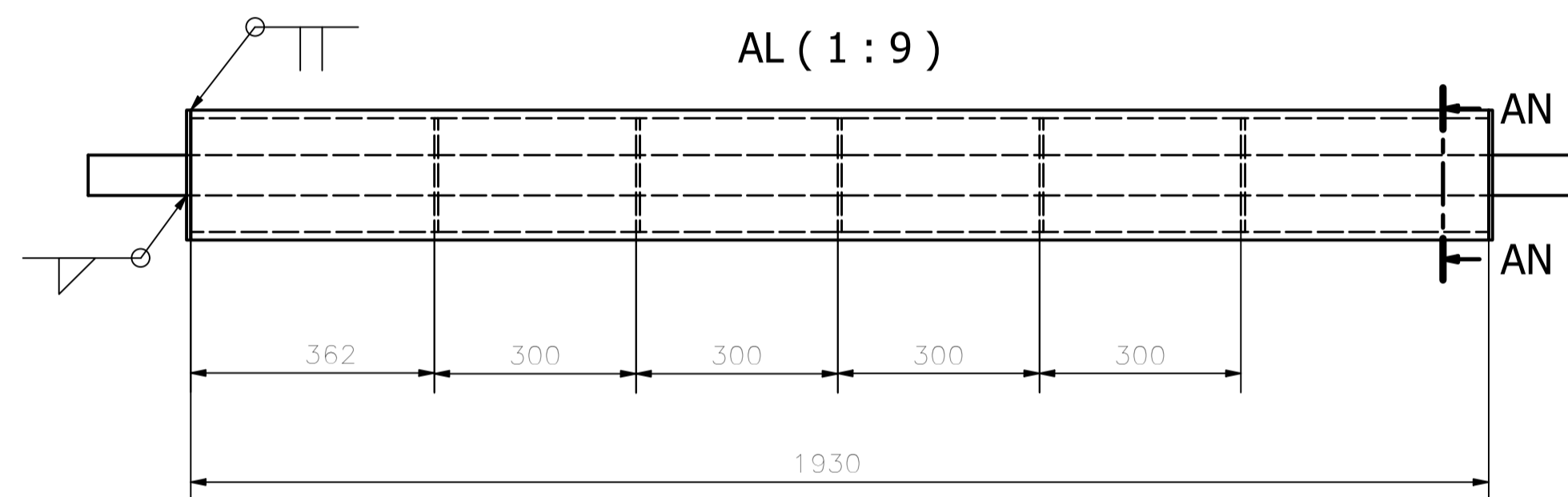
AK-AK (1 : 5)



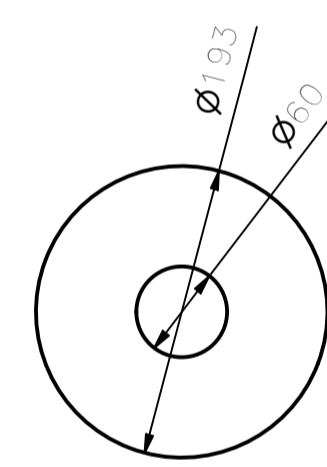
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MASS
1	1	EJETDS_001	6.320 kg
2	2	EJETDS_003	0.159 kg
3	5	EJETDS_005	0.118 kg
4	1	EJETDS_002	13.172 kg



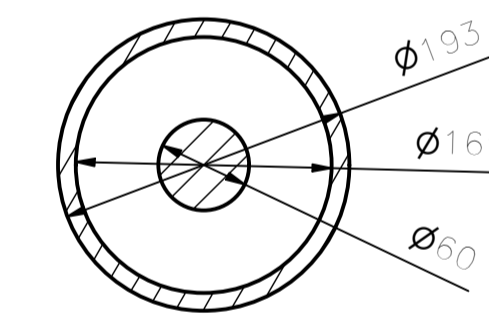
Eje Tensor
Cant : 1 und



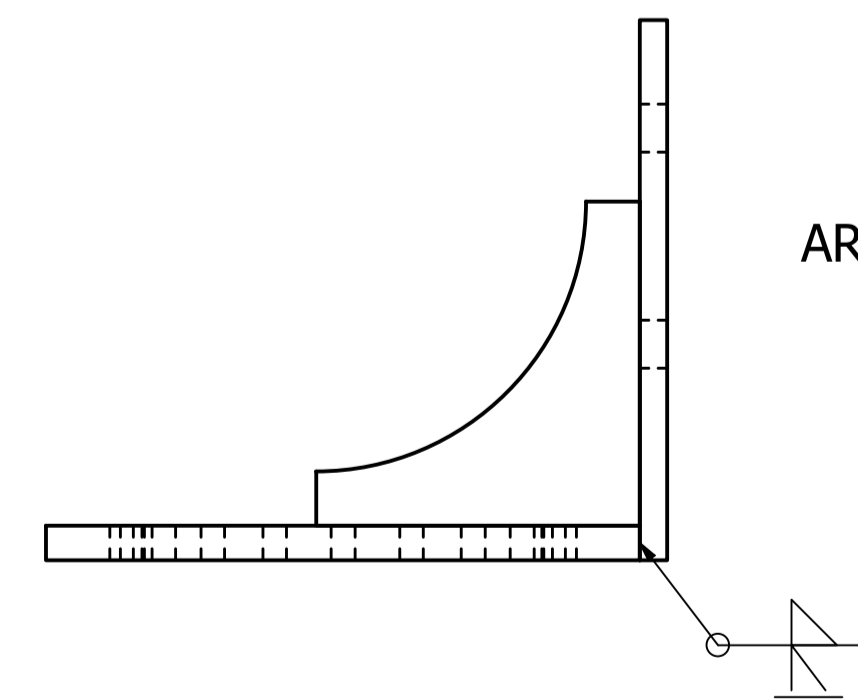
AL (1 : 9)



AN-AN (1 : 5)

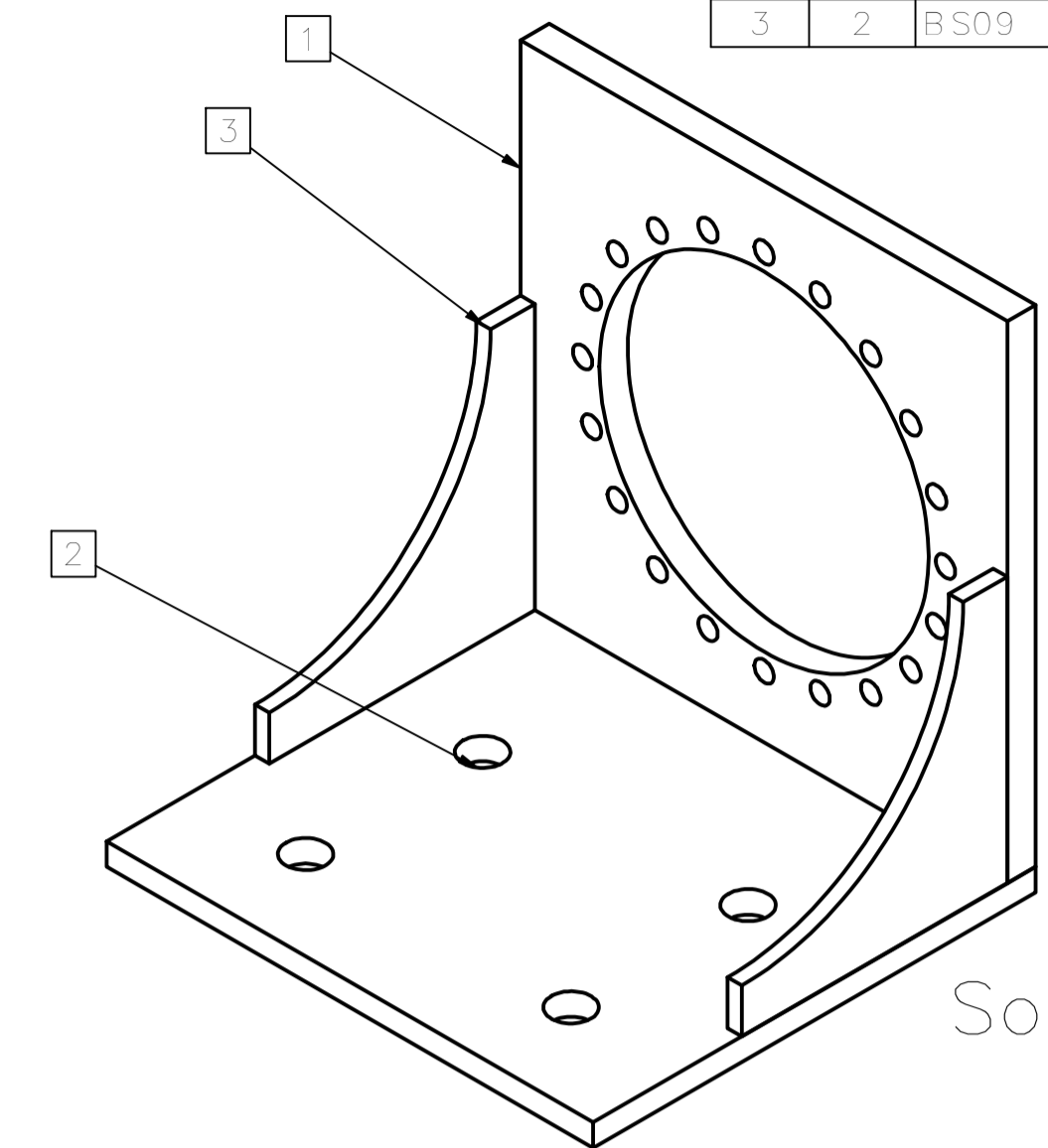


AR (1 : 7)

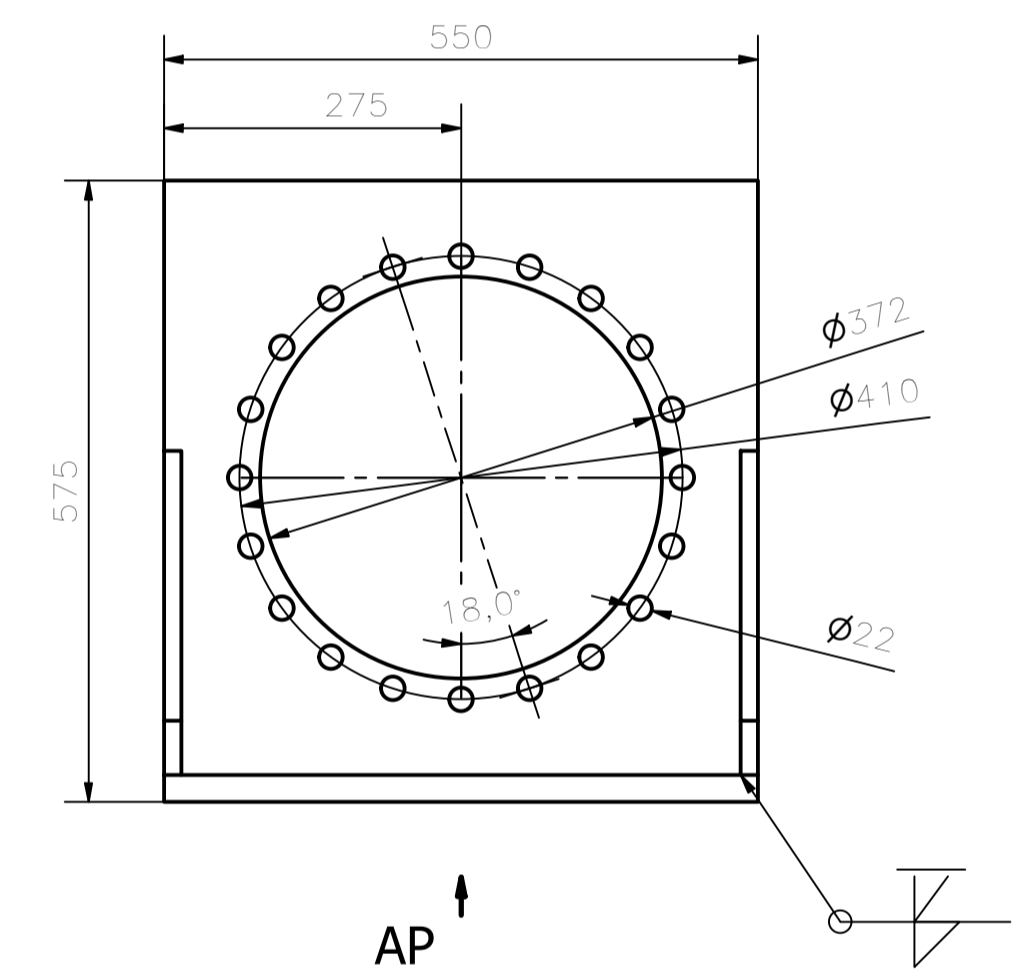


AR

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MASS
1	1	BS06	5.959 kg
2	1	BS08	6.720 kg
3	2	BS09	0.655 kg

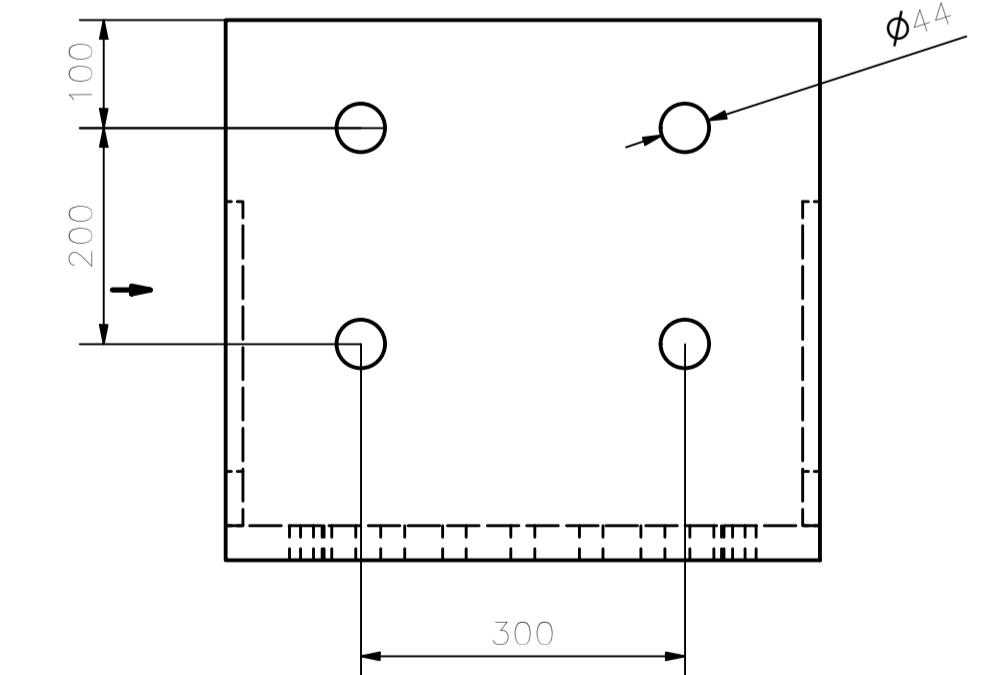



Soporte de motor
Cant : 2 und



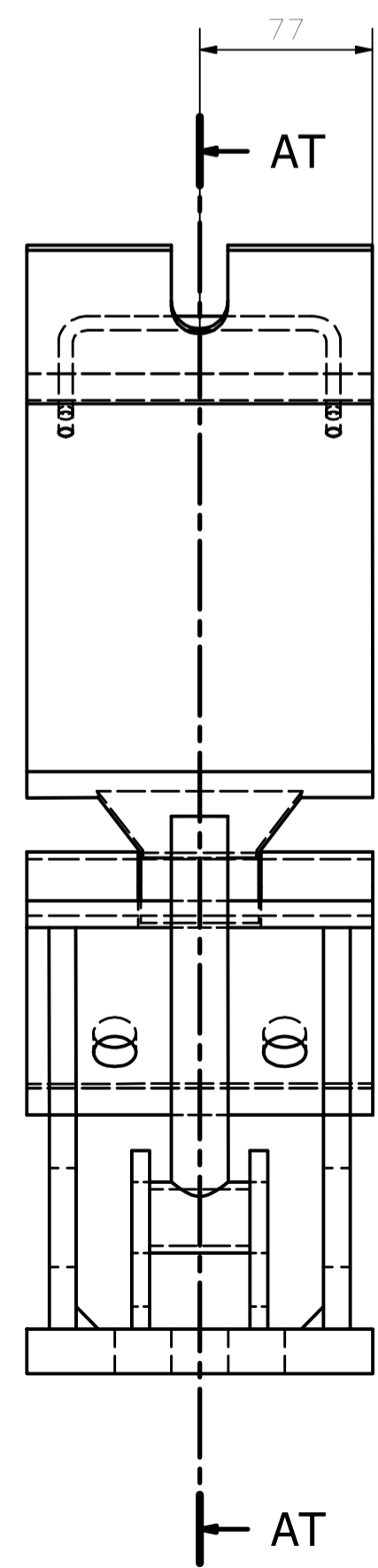
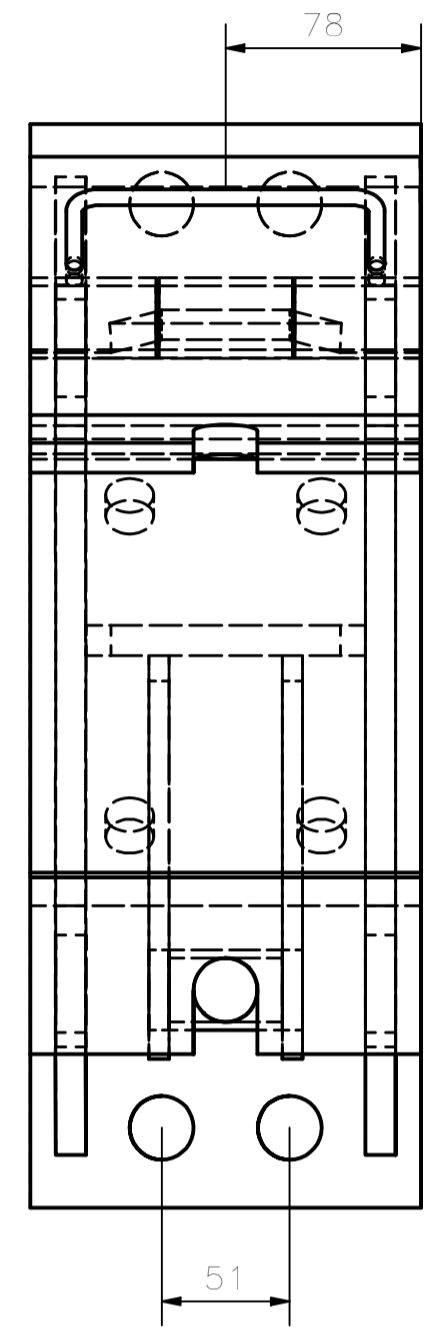
AP

AP (1 : 7)

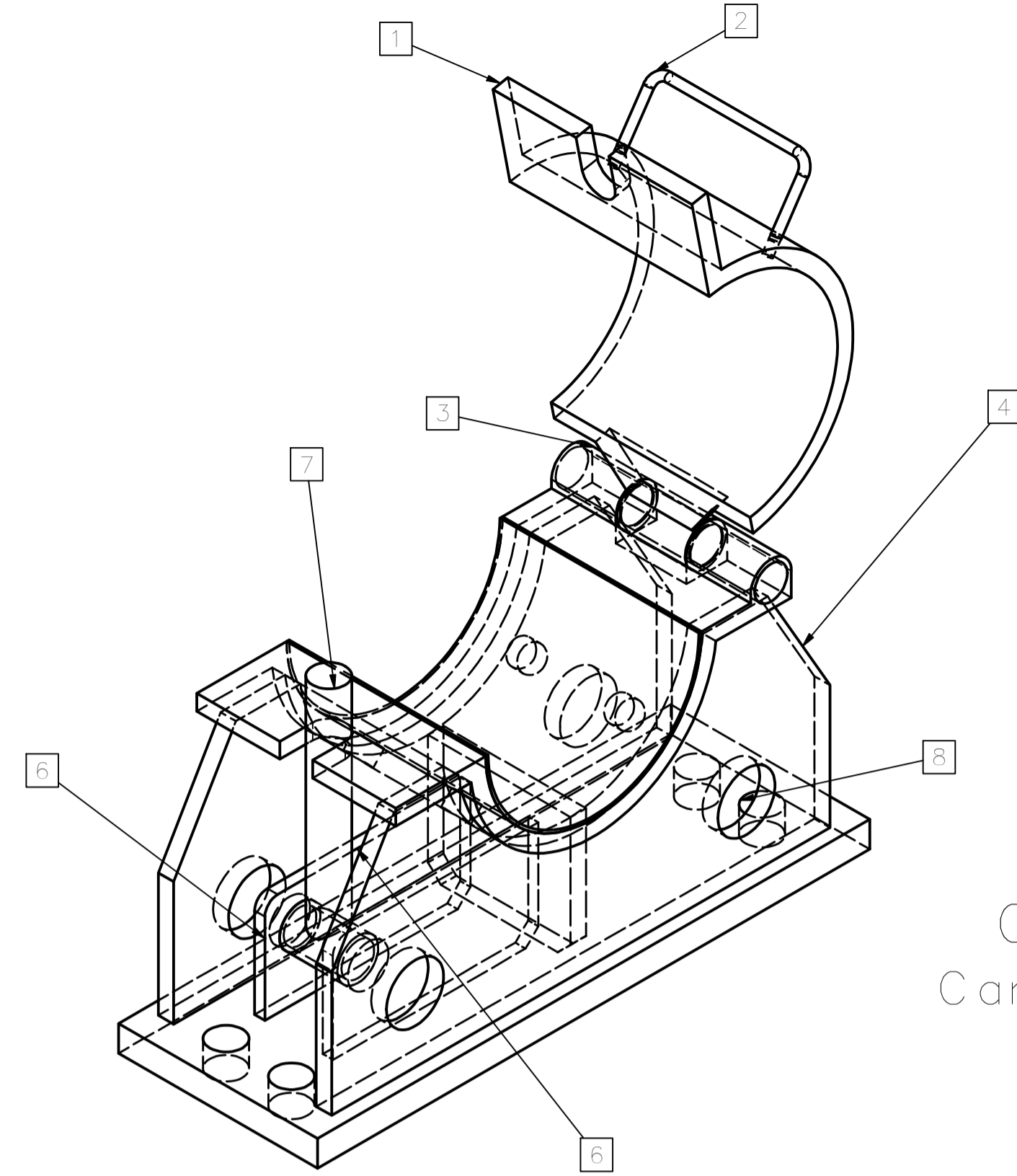
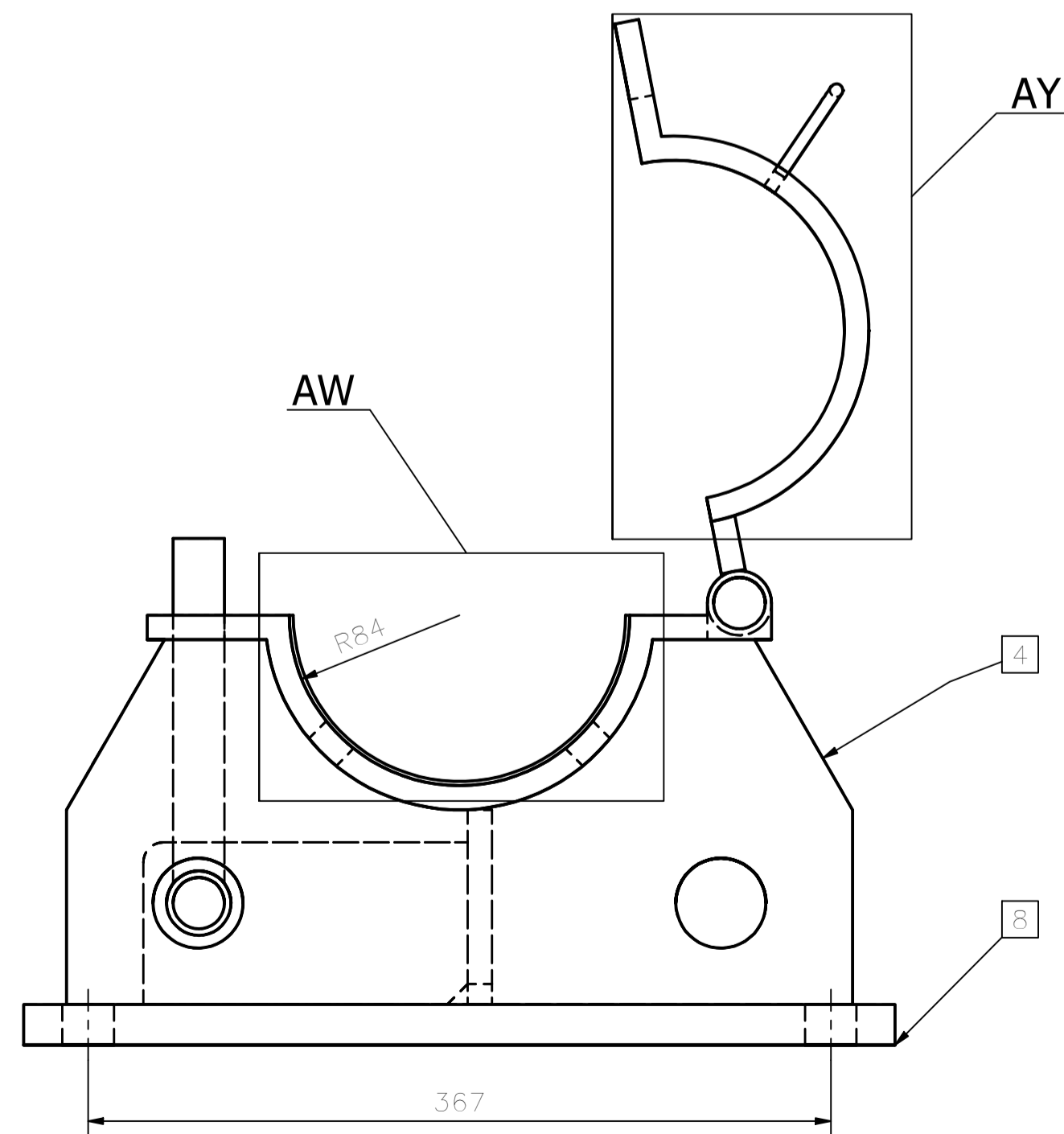
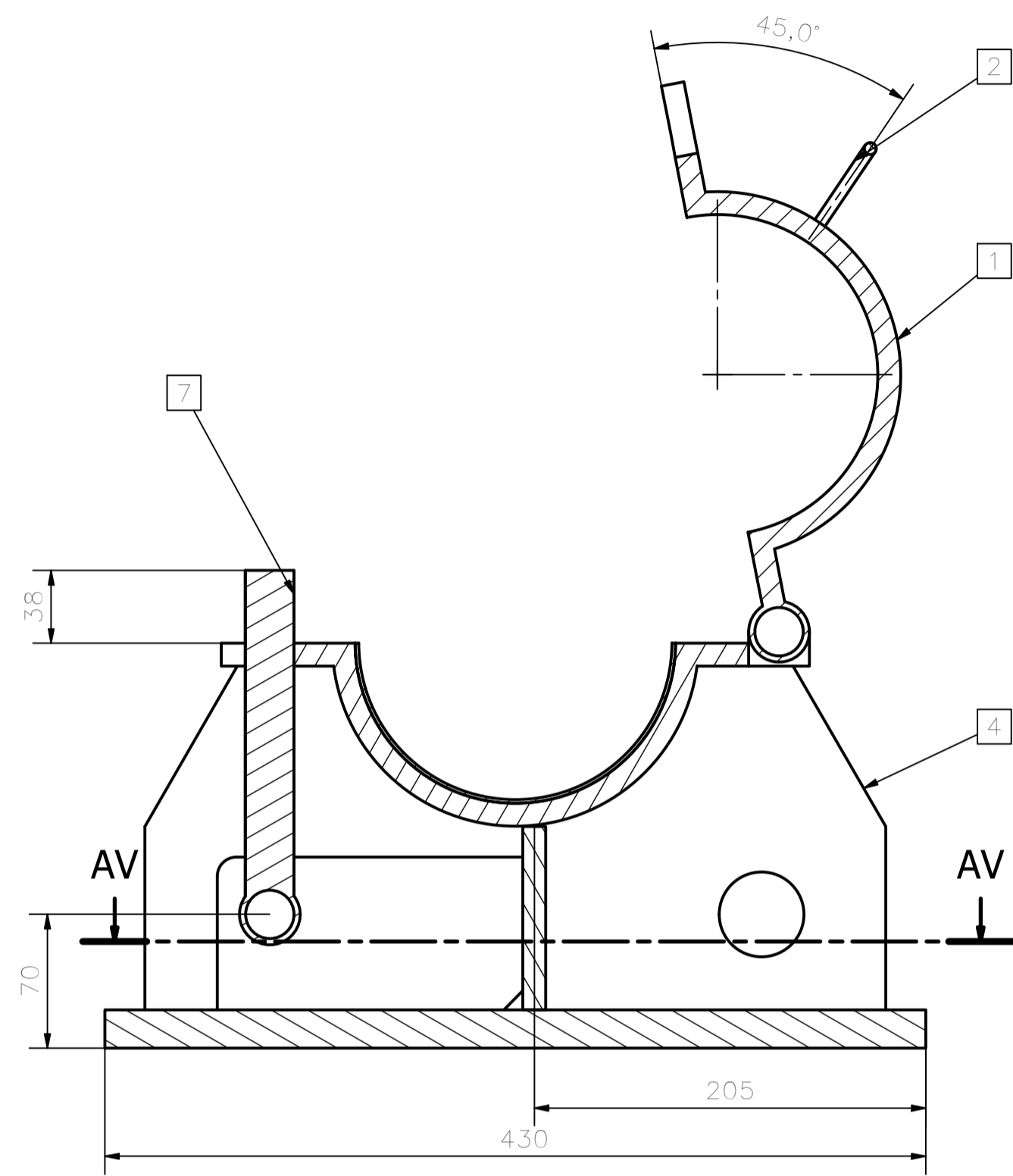


Designed by Eduardo M.	Checked by Eduardo M.	Approved by Eduardo M.	Date	Date 29/05/2023	ESCALA : INDICADAS TAMAÑO :A-1
 Universidad Católica de Santa María		VISTAS Y CORTES DE EJE PRINCIPAL, EJE TENSOR Y SOPORTE DE MOTOR			Edition 0
		PLANO - BELT WINDER -00			

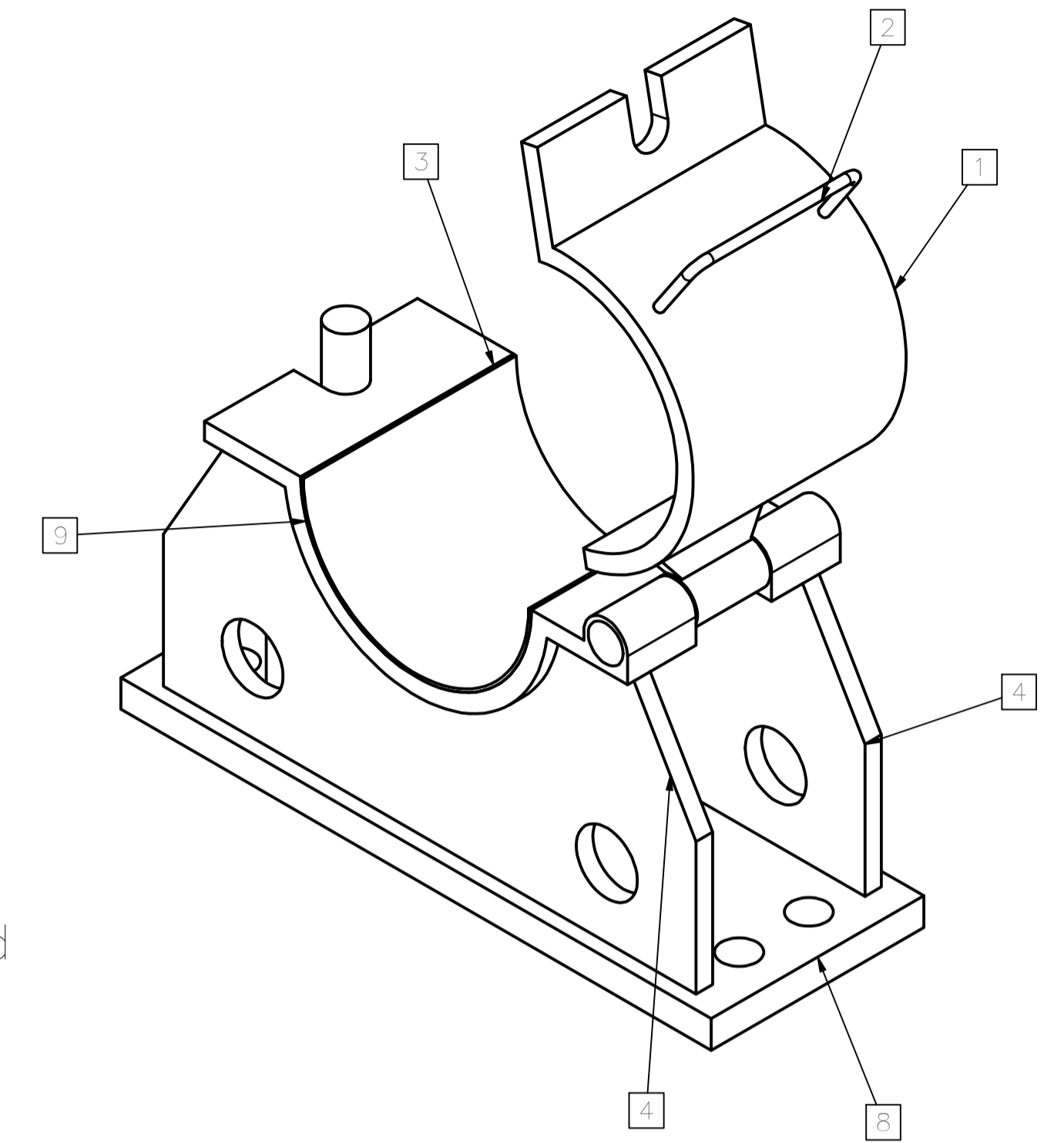
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MASS
1	1	COJINETE_001-1	5,186 kg
2	1	COJINETE_001-2	0,053 kg
3	1	COJINETE_001-3	5,535 kg
4	2	COJINETE_001-4	4,756 kg
5	1	COJINETE_001-5	0,994 kg
6	2	COJINETE_001-6	0,750 kg
7	1	COJINETE_001-7	0,759 kg
8	1	COJINETE_001-8	10,146 kg
9	1	COJINETE_001-9	0,685 kg



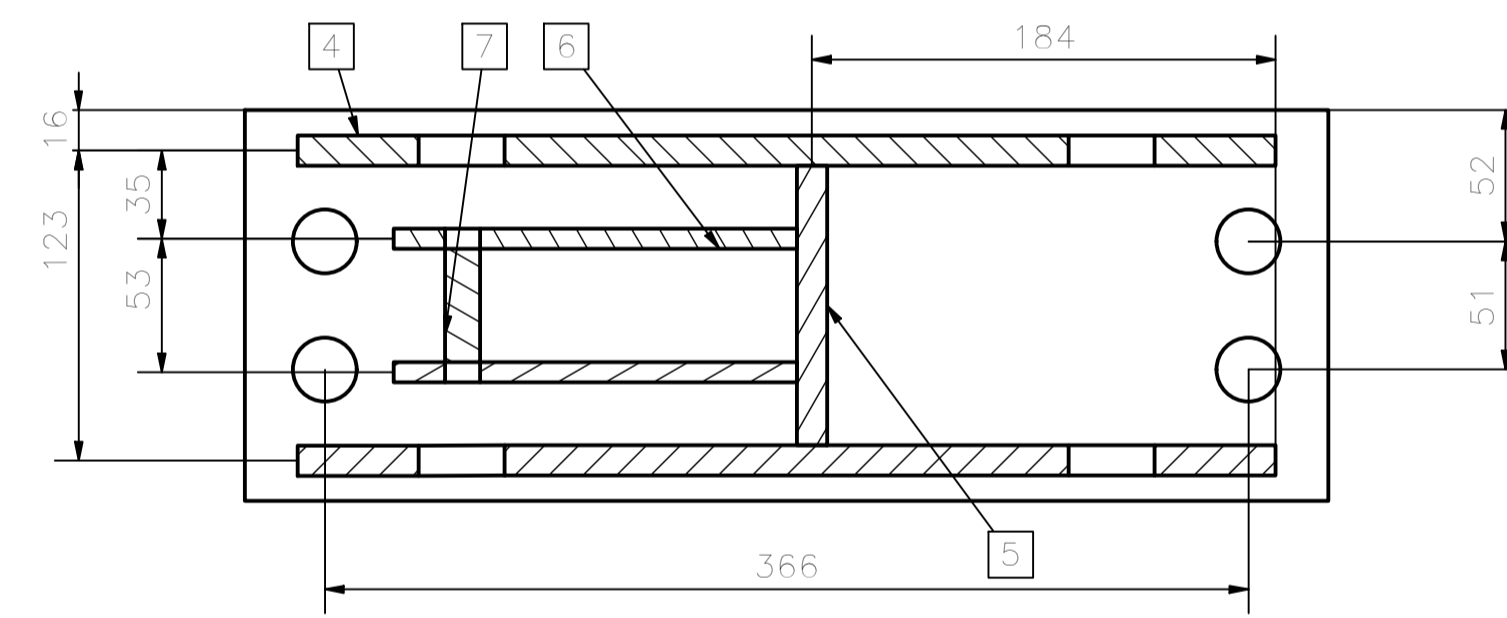
AT-AT (1:3)



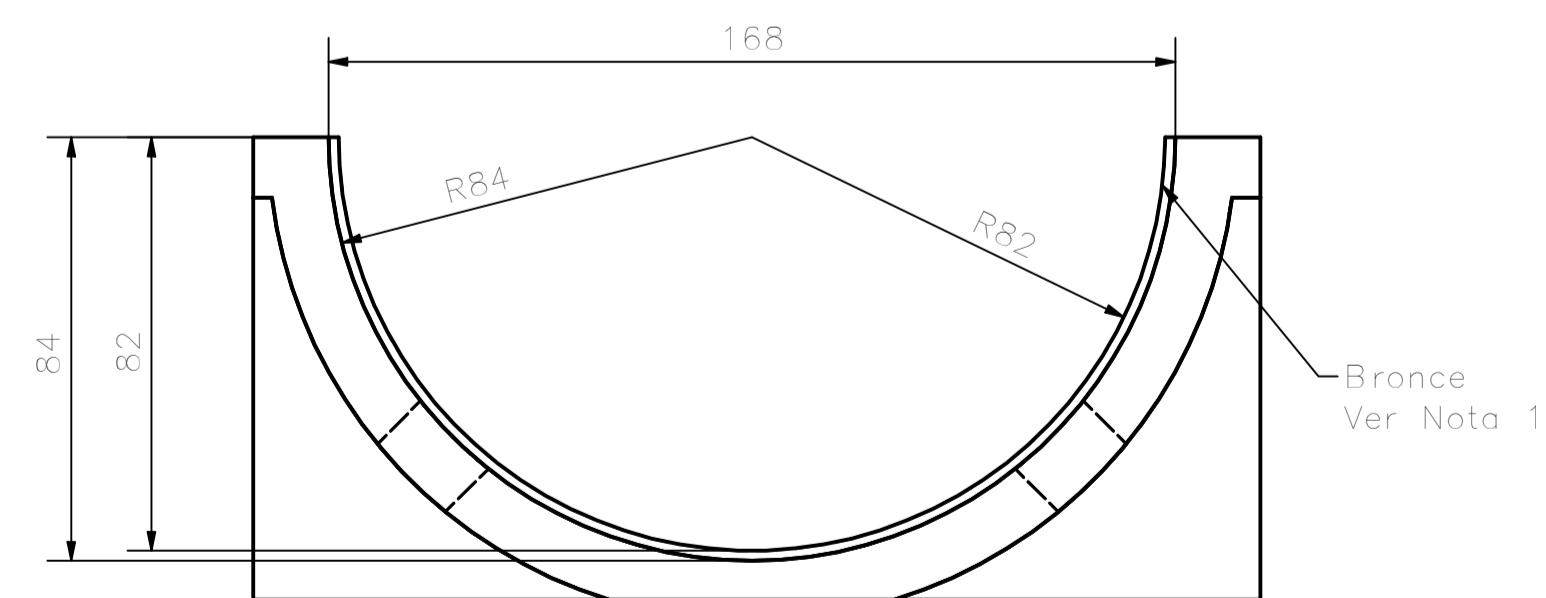
Cojinete
Cant : 2 und



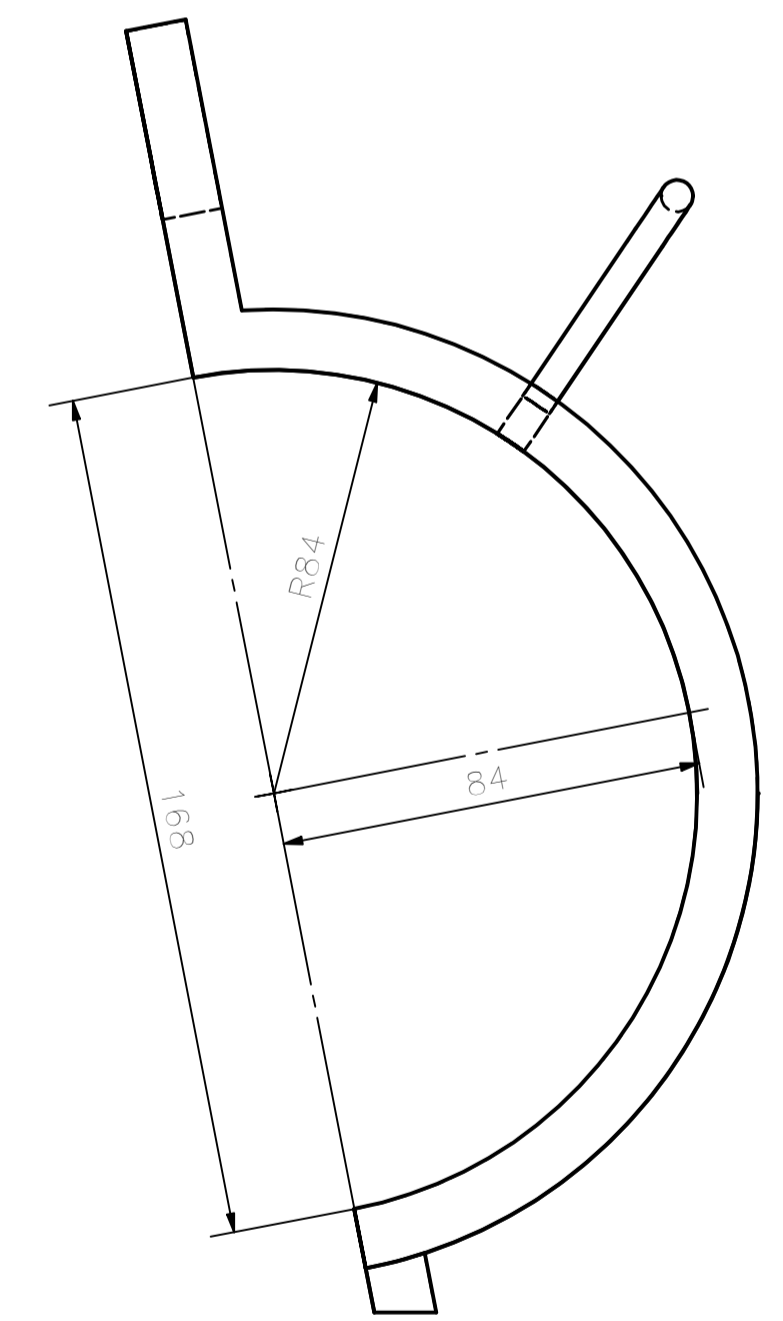
AV-AV (1:3)




AW (2:3)



AY (2:3)



Nota:
1.-Soldadura de bronce, para autolubricado del eje principal.

Designed by Eduardo M.	Checked by Eduardo M.	Approved by Eduardo M.	Date	Date 29/05/2023	ESCALA : INDICADAS TAMAÑO :A-1
 Universidad Católica de Santa María			PLANO DE VISTAS Y CORTES DE COJINETE		
			PLANO - BELT WINDER -00	Edition 0	Sheet 5 / 5