



FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

**DISEÑO DE
ASERRADERO PORTÁTIL TRANSPORTABLE EN
VEHÍCULO MEDIANTE ACOUPLE DE KIT DE
ARRASTRE**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

PROF. GUÍA: AMBROSIO OLIVOS PÉREZ

**SILVA AVENDAÑO FRANCO IGNACIO
CURICÓ - CHILE
2021**

CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular official stamps and handwritten signatures in blue ink. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS UNIVERSIDAD DE TALCA' and the right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO'.

Curicó, 2022

AGRADECIMIENTOS

En la vida los logros ínfimamente se logran de manera individual, en algún momento, en alguna instancia siempre se hace presente una o varias personas que se convierten cruciales e incluso se vuelven pilares de nuestras vidas. Aquellas personas son mi familia, que llamarlos por sus nombres es solo ser redundante. Agradecido de mis padres, hermana, abuelos por su cobijo emocional en todas las instancias de mi bitácora de vida y por el creer constante en este ser.

DEDICATORIA

En la dedicatoria en primera instancia me referiré hacia mis padres, ellos han sido los encargados de aconsejar e instaurar que la perseverancia es la brisa que empuja al barco a llegar donde él quiera, donde los límites son verdaderos cuando escapan de las habilidades y no de los supuestos. En segunda, mis abuelos con sus cálidos consejos propios de su edad y calidad de corazón.

RESUMEN

En el desarrollo del proyecto se abordará la problemática mediante teoría y diseño adquiridos en el trayecto de la carrera que poseen carpinteros y/o emprendedores de área de la madera que buscan utilizar para sus confecciones como materia prima una madera nativa noble, hallada en frecuencia en zonas de remoto acceso, complejo y costoso traslado como unidad de tronco, por lo que el diseño y análisis de un aserradero portátil busca el llevar la máquina de dimensionamiento hacia la zona y no la materia prima hacia un aserradero fijo.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS.....	1
DEDICATORIA.....	2
RESUMEN.....	3
ÍNDICE GENERAL.....	4
1.1 ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	8
1.2 ÍNDICE DE TABLAS.....	10
2 INTRODUCCIÓN.....	11
1.1. ANTECEDENTES.....	12
1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	13
1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA.....	14
1.4. OBJETIVOS.....	15
1.4.1. OBJETIVO GENERAL.....	15
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	15
1.5. RESULTADOS ESPERADOS.....	17
1.6. METODOLOGÍA.....	17
1.7. ORGANIZACIÓN DEL INFORME.....	18
3 MARCO TEÓRICO.....	19
3.1 RESISTENCIA DE MATERIALES.....	20
2.1.1. PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA RESISTENCIA DE MATERIALES.....	20
2.1.2. ESFUERZO NORMAL PROMEDIO.....	20
2.1.3. ESFUERZO DE CORTE.....	21
2.1.4. DISEÑO DE CONEXIONES SIMPLES.....	22
2.1.5. ESFUERZO PERMISIBLE.....	22
2.1.6. DIAGRAMA ESFUERZO-DEFORMACIÓN.....	23
2.1.7. DEFORMACIÓN.....	25
3.1.1 ESFUERZOS NORMALES PARA VIGAS EN FLEXIÓN.....	26
3.2 DEFLEXION Y RIGIDEZ DE VIGAS.....	27
3.2.1 CONSTANTE DE RESORTE.....	27
3.2.2 TENSIÓN COMPRESIÓN Y TORSIÓN.....	28
3.2.3 DEFLEXIÓN DEBIDO A FLEXIÓN.....	28

3.3	DISEÑO DE UNIONES.....	30
3.3.1	DISEÑO DE CONEXIONES SIMPLES	30
3.3.2	SOLDADURA.....	30
3.4	SECUENCIA DE DISEÑO PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	32
3.5	CUÑAS Y PASADORES	32
3.6	COJINETES DE CONTACTO RODANTE	33
3.6.1	TIPOS DE COJINETES.....	33
3.6.1.1	COJINETE DE BOLAS.....	33
3.6.1.2	COJINETE DE RODILLOS	34
3.7	POLEAS.....	35
3.7.1	VELOCIDADES MÁXIMAS SEGÚN EL MATERIAL.....	36
3.8	ELEMENTOS MECÁNICOS FLEXIBLES.....	37
3.8.1	BANDAS.....	37
3.8.2	BANDAS PLANAS	38
3.9	BANDAS EN V.....	38
3.10	SIERRAS DE CINTA	39
3.10.1	TERMINOLOGÍA DE LA SIERRA DE CINTA	40
3.10.2	TIPOS DE FORMAS Y DENTADOS	41
3.10.3	CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE DE LA SIERRA DE CINTA.....	41
4	CÁLCULOS ASOCIADOS	43
4.1	CÁLCULOS DE SIERRA DE CINTA	44
4.2	MADERA.....	44
4.3	FUERZAS ACTUANTES EN EL DIENTE DE LA SIERRA	45
4.4	POTENCIA DEL MOTOR	46
4.5	CÁLCULO DE DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE TRANSMISOR DE POTENCIA 47	
4.6	POLEAS.....	47
4.7	BANDA DE CINTA TRANSMISORA DE POTENCIA.....	49
4.8	CÁLCULO DE PERFILES	52
4.8.1	PERFIL DE VIGAS BASE	52
4.8.2	PERFIL UNIÓN DE VIGAS BASE	55

4.8.3	PERFIL TRAVESAÑO SOPORTE VERTICAL	57
4.8.4	PERFIL HORIZONTAL SOPORTE COMPLEJO DE CORTE	58
4.9	FEA (ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS)	59
5	DISEÑO Y COMPONENTES	60
5.1	SIERRA DE BANDA SELECCIONADA.....	61
5.2	RODILLO GUÍA-TENSOR.....	61
5.3	MOTOR SELECCIONADO	62
5.4	POLEAS SELECCIONADAS.....	63
5.4.1	POLEA EMISORA DE TRANSMISIÓN.....	63
5.4.2	POLEA RECEPTORA DE TRANSMISIÓN	63
5.4.3	POLEA PORTA SIERRA DE CINTA	64
5.5	CORREA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	64
5.6	PERFILES SELECCIONADOS	65
5.6.1	PERFIL UNIÓN DE VIGAS BASE	65
5.6.2	PERFIL DE VIGAS BASES.....	66
5.6.3	PERFIL TRAVESAÑO SOPORTE VERTICAL SELECCIONADO	66
5.6.4	PERFIL HORIZONTAL SOPORTE COMPLEJO DE CORTE	67
5.7	DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE TRANSMISOR DE POTENCIA	67
5.8	RUEDAS DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL	68
5.9	DESPLAZAMIENTO VERTICAL DE SIERRA DE CINTA	68
5.10	DESPLAZAMIENTO VERTICAL RUEDAS LATERALES.....	69
6	COSTOS.....	70
6.1	COTIZACIÓN DE MATERIALES	71
7	CONCLUSIONES.....	76
8	REFERENCIAS	78
8.1	ANEXOS	80
8.2	ANEXO I: DIMENSIONES DE POLEAS PARA UJES QD.....	81
8.3	ANEXO II CORREAS Y POLEAS	82
8.4	ANEXO III: DISEÑO 3D ASERRADERO PORTÁTIL EN INVENTOR AUTODESK.....	83
8.4.1	ANEXO A-1	83

8.4.2	ANEXO A-2.....	83
8.4.3	ANEXO A-3.....	84
8.4.4	ANEXO A-4.....	84
8.4.5	ANEXO A-5.....	85
8.4.6	ANEXO A-6.....	85
8.4.7	ANEXO A-7.....	86
8.4.8	ANEXO A-8.....	86
8.4.9	ANEXO A-9.....	87
8.4.10	ANEXO A-10.....	87
8.4.11	ANEXO A-11.....	88
8.4.12	ANEXO A-12.....	88
8.4.13	ANEXO A-13.....	89
8.4.14	ANEXO A-14.....	89
8.4.15	ANEXO A-15.....	90
8.4.16	ANEXO A-16.....	90
8.4.17	ANEXO A-17.....	91
8.4.18	ANEXO A-18.....	91
8.4.19	ANEXO A-19.....	92
8.4.20	ANEXO A-20.....	92
8.5	ANEXO IV: PERFILES RECTANGULARES.....	93
8.6	ANEXO V: PERFILES CUADRADOS.....	94
8.7	ANEXO VI: DIÁMETRO MÍNIMO DE ELECCIÓN DE POLEAS.....	95
8.8	ANEXO VII: TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL.....	96
8.9	ANEXO VII: PLANOS DE DISEÑO.....	97

1.1 ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 1: BARRA GUÍA DE MOTOSIERRA PORTÁTIL. FUENTE: MERCADOLIBRE, CHILE.....	12
ILUSTRACIÓN 2: SIERRA ELÉCTRICA PORTÁTIL DE GASOLINA. FUENTE: ALIEXPRESS.COM.....	13
ILUSTRACIÓN 3: ESFUERZO NORMAL PROMEDIO	20
ILUSTRACIÓN 4: REPRESENTACIÓN DE LAS FUERZAS APLICADAS TANTO NORMALES (F) COMO CORTANTE, (V)	22
ILUSTRACIÓN 5: ESFUERZO CORTANTE PROMEDIO EN PERNO PRODUCIDO POR CONTACTO DE PLACA FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.	22
ILUSTRACIÓN 6: EJEMPLO DE DIAGRAMA DE ESFUERZO-DEFORMACIÓN PARA MATERIALES EN GENERAL. FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN	24
ILUSTRACIÓN 7: COMPARACIÓN DE LA FALLA Y LA APRECIACIÓN DE LA DIFERENCIA DE ADELGAZAMIENTO DE LA ZONA AFECTADA ENTRE UN A) MATERIAL DÚCTIL Y EN B) MATERIAL FRÁGIL. FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.....	25
ILUSTRACIÓN 8: EJEMPLIFICACIÓN DE ESTRUCTURA Y DIMENSIONES GENERALES DE UNA PROBETA PARA ESTUDIO ESFUERZO-DEFORMACIÓN. FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.....	26
ILUSTRACIÓN 9: ESFUERZOS EN FLEXIÓN GENERADOS POR LA APLICACIÓN DE UN MOMENTO FLECTOR POSITIVO FUENTE: B. (2021). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY - NOVENA EDICIÓN (9.A ED.). MCGRAW HILL EDUCATION.	26
ILUSTRACIÓN 10: MATERIAL CON ELASTICIDAD DE RESORTE A) LINEAL, B) RÍGIDO Y C) SUAVE FUENTE: B. (2021). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY - NOVENA EDICIÓN (9.A ED.). MCGRAW HILL EDUCATION.	27
ILUSTRACIÓN 11: EJEMPLO DE CURVAS CORRESPONDIENTES A SU FUNCIÓN CORRESPONDIENTE FUENTE: B. (2021). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY - NOVENA EDICIÓN (9.A ED.). MCGRAW HILL EDUCATION.	29
ILUSTRACIÓN 12: ESFUERZO CORTANTE PROMEDIO EN PERNO PRODUCIDO POR CONTACTO DE PLACA FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.	30
ILUSTRACIÓN 13: REPRESENTACIÓN SIMBÓLICA DE SOLDADURA ESTÁNDAR AWS CON DETALLES INDICANDO SU RESPECTIVA INFORMACIÓN. FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.....	31
ILUSTRACIÓN 14: UNIÓN DE SOLDADURA CON ESFUERZOS EN A) TENSIÓN Y B) CORTANTE. FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN	31
ILUSTRACIÓN 15: SOLDADURAS DE APLICACIÓN PARALELA FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.....	32
ILUSTRACIÓN 16: EJEMPLIFICACIÓN DE CUÑAS VARIAS, TANTO INSERTADAS EN CANALES DEL EJE COMO PASANTES. FUENTE: B. (2021). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY - NOVENA EDICIÓN (9.A ED.). MCGRAW HILL EDUCATION.	33
ILUSTRACIÓN 17: NOMENCLATURA DEL RODAMIENTO DE BOLAS. FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.....	34
ILUSTRACIÓN 18: RODAMIENTOS DISPONIBLES EN SKF FUENTE: SKF. (S. F.). SKF. RECUPERADO 17 DE SEPTIEMBRE DE 2021, DE HTTPS://WWW.SKF.COM/CL/PRODUCTS/ROLLING-BEARINGS/BALL-BEARINGS/	34
ILUSTRACIÓN 19: VARIEDAD DE COJINETES DE RODILLOS, AGUJAS, ENTRE OTROS VARIOS FUENTE: SKF. (S. F.). SKF. RECUPERADO 17 DE SEPTIEMBRE DE 2021, DE HTTPS://WWW.SKF.COM/CL/PRODUCTS/ROLLING-BEARINGS/BALL-BEARINGS/	35
ILUSTRACIÓN 20: EJEMPLO DE POLEA TRADICIONAL CON SUS DIMENSIONES PRINCIPALES FUENTE: CATÁLOGO DE SELECCIÓN DE POLEAS INTERMEC.	35
ILUSTRACIÓN 21: EJEMPLIFICACIÓN DE TIPOS DE POLEAS MÁS HALLADAS EN EL MERCADO FUENTE: CATÁLOGO DE SELECCIÓN DE POLEAS INTERMEC.	36
ILUSTRACIÓN 22: RELACIÓN DE VELOCIDADES EN RESPECTO AL MATERIAL DE COMPOSICIÓN FUENTE: CATÁLOGO DE SELECCIÓN DE POLEAS INTERMEC.	36
ILUSTRACIÓN 23: CARACTERÍSTICAS VARIAS DE TIPOS VARIOS DE BANDAS FUENTE: RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.....	37

ILUSTRACIÓN 24: DIAGRAMA CUERPO LIBRE DE UNA POLEA FUENTE: B. (2021). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY - NOVENA EDICIÓN (9.A ED.). MCGRAW HILL EDDUCATION.	38
ILUSTRACIÓN 25: DIMENSIONAMIENTO ESTANDARIZADO DE BANDAS EN V FUENTE: B. (2021). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY - NOVENA EDICIÓN (9.A ED.). MCGRAW HILL EDDUCATION.	39
ILUSTRACIÓN 26: NOMENCLATURA PARA POLEAS TIPO 3V DE BUJES QD FUENTE: CATÁLOGO DE SELECCIÓN DE POLEAS INTERMEC.	39
ILUSTRACIÓN 27: EJEMPLO DE UNA SIERRA DE CINTA ESTÁNDAR FUENTE: HOJAS DE SIERRA CINTA PARA MADERA, ACERO Y ALIMENTOS. WINTERSTEIGER.	40
ILUSTRACIÓN 28: TERMINOLOGÍA DE SIERRA DE CINTA FUENTE: SIERRA DE CINTA. BLUE-MASTER BY CELESA.	40
ILUSTRACIÓN 29: SIERRA DE CINTA CON PASO A) REGULAR Y B) VARIABLE.	41
ILUSTRACIÓN 30: DISPOSICIÓN DE DIENTES A) REGULAR B) VARIABLE C) A PARES Y D) OLA FUENTE: SIERRA DE CINTA. BLUE-MASTER BY CELESA.	41
ILUSTRACIÓN 31: DIAGRAMA DE CORTE HABITUAL DE UN DIENTE DE SIERRA FUENTE: BLANPAIN, EDUARDO. TEORÍA Y PRÁCTICA DE LAS HERRAMIENTAS DE CORTE. EDITORIAL GUSTAVO GILI. S.A. BARCELONA 1966.	42
ILUSTRACIÓN 32: CORTE DE HERRAMIENTA EN MATERIAL FUENTE: BLANPAIN, EDUARDO. TEORÍA Y PRÁCTICA DE LAS HERRAMIENTAS DE CORTE. EDITORIAL GUSTAVO GILI. S.A. BARCELONA 1966.	45
ILUSTRACIÓN 33: DIAGRAMA CUERPO LIBRE DE VIGA BASE.	52
ILUSTRACIÓN 34: PENDIENTES Y DEFLEXIONES DE VIGAS CON CARGA PUNTUAL EN PUNTO MEDIO FUENTE: APÉNDICE C. RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.	53
ILUSTRACIÓN 35: PENDIENTES Y DEFLEXIONES DE VIGAS FUENTE: APÉNDICE C. RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.	53
ILUSTRACIÓN 36: PENDIENTES Y DEFLEXIONES DE VIGAS FUENTE: APÉNDICE C. RUSSELL C. HIBBELER, MECÁNICA DE MATERIALES, OCTAVA EDICIÓN.	53
ILUSTRACIÓN 37: GRÁFICAS DE ESFUERZO DE CORTE (COLOR VERDE) Y MOMENTO FLECTOR (COLOR ROJO) RESPECTO A LA LONGITUD DE LA VIGA MEDIANTE SOLICITACIONES PREESTABLECIDAS.	55
ILUSTRACIÓN 38: A) DIAGRAMA CUERPO LIBRE DE PERFIL UNIÓN DE RIELES DE LA BASE B) GRÁFICA DE ESFUERZO DE CORTE $v(x)$ VERSUS LONGITUD DE PERFIL (x) Y C) MOMENTO DE FLEXIÓN (x) VERSUS LONGITUD DE PERFIL (x) FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.	56
ILUSTRACIÓN 39: DIAGRAMA CUERPO LIBRE DE PERFIL TRAVESAÑO FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.	57
ILUSTRACIÓN 40: DIAGRAMA CUERPO LIBRE DE PERFIL HORIZONTAL.	58
ILUSTRACIÓN 41: HOJA DE SIERRA BAHCO 3861 SANDCUT BIMETAL FUENTE: RECUPERADO DE HTTPS://WWW.BAHCO.COM/CL_ES/HOJA-DE-SIERRA-CINTA-BIMETALICA	61
ILUSTRACIÓN 42: MOTOR BENCINERO 15 Hp P/ ELÉCTRICO (KM420C) BIG - BULL FUENTE: RECUPERADO DE HTTPS://WWW.AGROSTORE.CL/MOTORES-ESTACIONARIOS/552-MOTOR-ESTACIONARIO-GASOLINA-MULTIPROPOSITO-YAMAHA-MX300A2E	62
ILUSTRACIÓN 43: VOLANTE DE ALUMINIO 500MM PARA CORREA C57 HUINCHA 1.1/2" FUENTE: RECUPERADO DE HTTPS://BOLMAQ.CL/INICIO/357-VOLANTE-DE-500MM-HUINCHA-3.HTML	64
ILUSTRACIÓN 44: CORREA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA EN V, TRES CANALES.	65
ILUSTRACIÓN 45: EJE DE 1 PULGADA.	67
ILUSTRACIÓN 46: RUEDA DUCASSE, FIJACIÓN CON PERNO 75 MM, SOPORTE DE CARGA 250 KG FUENTE: FERRETERÍA OVIEDO. RECUPERADO DE: HTTPS://OVIEDO.CL/RUEDA-C-PERNO-75-MM	68
ILUSTRACIÓN 47: WINCHE ALKO MANUAL 500 KG FUENTE: RECUPERADO DE HTTPS://WWW.METALCAR.CL/PRODUCTO/WINCHE-MANUAL-CON-FRENO-ALKO-500-KG/	69
ILUSTRACIÓN 48: RUEDA DUCASSE, FIJACIÓN CON PERNO 75 MM, SOPORTE DE CARGA 250 KG FUENTE: FERRETERÍA OVIEDO. RECUPERADO DE: HTTPS://OVIEDO.CL/RUEDA-C-PERNO-75-MM	69

1.2 ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1:EVOLUCIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE MADERA ASERRADA SEGÚN SU ESPECIE. FUENTE: EL MERCADO DE LA MADERA ASERRADA PARA USO ESTRUCTURAL EN CHILE. INSTITUTO FORESTAL, MINISTERIO DE AGRICULTURA. CONAF, 2019.....	14
TABLA 2: TABLA DE FACTOR DE SERVICIO.	46
TABLA 3:TABLA DE APOYO DE CORROBORACIÓN DE DIÁMETROS MÍNIMOS DE POLEA RESPECTO A LAS REVOLUCIONES POR MINUTO Y POTENCIA EN HP DEL MOTOR SELECCIONADO	48
TABLA 4:TABLA DE SELECCIÓN DE TIPO DE CORREA Y/O PERFIL DE ELLA MEDIANTE LAS RPM DEL EJE MÁS RÁPIDO Y LA POTENCIA DE DISEÑO EN HP	49
TABLA 5:TABLA PARA OBTENER LA CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL DE BANDA TRANSMISORA DE POTENCIA EN HP	49
TABLA 6:TABLA DE SELECCIÓN DE POLEAS 3V DOBLE CANAL.	63
TABLA 7:TABLA DE SELECCIÓN DE POLEAS 3V DOBLE CANAL.	64
TABLA 8: PROPIEDADES Y DIMENSIONES DE PERFIL DE ACERO A240ES FUENTE: CATÁLOGO DE ACEROS PRODALAM	65
TABLA 9: PROPIEDADES Y DIMENSIONES DE PERFIL DE ACERO A240ES FUENTE: CATÁLOGO DE ACEROS PRODALAM	66
TABLA 10: PROPIEDADES Y DIMENSIONES DE PERFIL DE ACERO A240ES.....	66
TABLA 11: PROPIEDADES Y DIMENSIONES DE PERFIL DE ACERO A240ES FUENTE: CATÁLOGO DE ACEROS PRODALAM	67

2 INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

La actividad forestal en Chile ha experimentado un crecimiento importante logrando posicionarse como uno de los sectores basados en recursos naturales más importantes del país, tanto por sus altos volúmenes de exportación, como por el importante aporte al valor agregado nacional. Es un sector que se ha visto ampliamente desarrollado y el cual es relevante a nivel transversal dada su contribución al progreso del país.

En Chile la actividad forestal al año 2017, representa un 1,9% del PIB nacional, y específicamente la participación del subsector de la industria de la madera y productos de madera alcanza el 26,3% del PIB sectorial. Desde una perspectiva regional, la región del Maule representa un 10,1% convirtiéndose en una de las regiones con mayor participación según revela el anuario 202 INFOR (BCN, 2021). Por lo que la industria maderera es un actor fundamental que contribuye tanto a la economía como empleabilidad en el territorio nacional.

Cabe señalar que, a través de lo largo y angosto del territorio nacional, existen actualmente, alrededor de 15,7 millones de hectáreas de bosques, de las cuales el 85% corresponden a bosque nativo y un 15% a bosques forestales (INFOR , 2019). Todo esto provoca una necesidad de emprender en el sector y de producir madera aserrada para lograr generar mayores ingresos aumentando el valor agregado.

Los pequeños empresarios, agricultores o constructores que provienen de la industria maderera o que quieren ingresar, cuentan actualmente con una basta oferta de maquinarias y herramientas que cumplen la función de aserradero.

Es posible encontrar maquinaria o herramientas como un aserradero portátil para motosierra, el cual es una barra guía (ver ilustración 1) que tiene un valor aprox. de \$265.000, pero se debe de contar con una motosierra de dimensiones y potencias aptas para ello, lo que hace aumentar el monto de inversión.



Ilustración 1: Barra guía de motosierra portátil.

Fuente: MercadoLibre, Chile.

También existe la posibilidad de exportar lo que se define como sierra (ver ilustración 2), aserradero o molino de cinta horizontal para troncos de madera portátil de motor de gasolina para construcción pequeña desde China. Lo valores varían desde los \$ 3.300.000 y los \$5.900.000 aprox. considerando el envío.



Ilustración 2: Sierra eléctrica portátil de gasolina.

Fuente: Aliexpress.com

1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

En el informe de Percepciones de Negocios, el Banco Central señaló que el mercado nacional reporta un quiebre de stock de materiales como la madera, tanto por un aumento de demanda como por una oferta que se vio limitada dado el cierre de aserraderos durante las respectivas cuarentenas, entre otros factores. Las personas durante los meses de pandemia comenzaron a hacer mejoras en sus hogares, remodelaciones, ampliaciones, mejoras en general” («Mercado reporta quiebre de stock de madera por mayor demanda y problemas de oferta», 2021, La Tercera).

Con respecto a la palpable realidad de la sobredemanda de la madera, INFOR en conjunto con CONAF años atrás efectuaron un estudio y encuesta a los aserraderos formales constituidos en Chile, en una de esas encuestas se logra concluir el aumento por la preferencia sobre el pino radiata versus las especies nativas (ver tabla 1), ello se argumenta con el crecimiento rápido y económico.

AÑO	TOTAL	Pino radiata	Nativas	Otras exóticas
2003	7.004.473	6.758.372	178.035	68.066
2004	8.014.812	7.753.692	176.831	84.289
2005	8.298.392	7.978.368	192.755	127.269
2006	8.718.712	8.378.188	181.045	158.939
2007	8.340.410	8.014.926	174.563	150.921
2008	7.306.045	7.005.171	162.368	138.507
2009	5.836.266	5.565.663	136.414	134.189
2010	6.353.924	6.049.507	139.011	165.406
2011	6.784.683	6.506.631	127.649	150.404
2012	7.160.197	6.848.664	116.134	195.400
2013	7.720.689	7.452.520	116.636	151.533
2014	7.998.781	7.719.146	110.398	169.238
2015	8.372.219	8.038.440	130.174	203.605
2016	8.455.111	8.150.699	118.615	185.796
2017	8.150.877	7.894.644	101.118	155.115
2018	8.307.222	8.045.972	104.507	156.743

Tabla 1: Evolución de la producción de madera aserrada según su especie.

Fuente: El mercado de la madera aserrada para uso estructural en Chile. Instituto Forestal, Ministerio de Agricultura. Conaf, 2019.

Pero en la actualidad, se presenta un crecimiento de carpinteros y emprendedores en trabajo en madera que buscan como materia prima una madera nativa de crecimiento controlado, sustentable con el ecosistema (CORMA, 2021), las cuales para poder obtener el material dimensionado, se deben de costear grandes costos debido a su gran tamaño, la compleja accesibilidad (se han de encontrar en la mayoría de los casos en bosques tupidos), costosos trasladados debido a sus dimensiones, se hace normalmente difícil de abordar económicamente para un emprendedor.

1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA

Como solución frente a la problemática, se ha de efectuar diseño de aserradero portátil que poseerá la capacidad de laminar troncos de dureza variada, con un diámetro máximo de 650 mm y 4000 mm de largo, en el cual sería una máquina en donde el elemento de corte es el que se desplaza y no el material a cortar. Este tendría como fuente de alimentación un motor a combustión de gasolina, altura de profundidad de corte variable mediante regulación vertical, a través de rieles el elemento de corte se desplazaría en su longitud para efectuar el corte a lo largo del tronco depositado en la base. Y por finalizar, esta maquinaria se diseñaría con dimensiones aptas para ser montada y trasladada de manera estable en vehículos que posean el anclaje conocido como “coco”. Cabe acotar que su diseño se efectuaría con materiales, componentes de acceso posible.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un aserradero portátil para troncos de hasta 650 mm de diámetro y 4.000 mm de largo transportable en carro de arrastre estándar de vehículo.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Investigar sobre los modelos existentes de aserraderos móviles tanto en mercado nacional como internacional.

Meses	Actividades	Participantes	Resultados esperados	Responsables	Costos/Recursos	Duración
Agosto- Septiembre	1. Investigar sobre los modelos de aserraderos tanto móviles como estáticos existentes en el mercado. 2. Recopilar información sobresaliente. 3. Efectuar una tabla comparativa con las principales ventajas	Franco Silva	1. Información recopilada se encuentre integrada en el informe sobre los aserraderos existentes. 2. Tabla comparativa sobre las principales ventajas.	Ejecutor: Franco Silva. Supervisor: Ambrossio Olivos	Computador personal	Una fase

Adjuntar en informe la información técnica recopilada de los componentes que conforman el aserradero portátil.

Meses	Actividades	Participantes	Resultados esperados	Responsables	Costos/Recursos	Duración
Septiembre	1. Identificar componentes. 2. Investigar sobre los componentes. 3. Adjuntar en el marco teórico la información sintetizada.	Franco Silva	1. Información recopilada sobre los componentes se encuentre integrada en el informe.	Ejecutor: Franco Silva. Supervisor: Ambrossio Olivos	Computador personal	Tres fases

Efectuar una memoria de cálculo teórica en contexto de esfuerzos principales y teoría de fallas tanto de estructura como de componentes.

Meses	Actividades	Participantes	Resultados esperados	Responsables	Costos/Recursos	Duración
Septiembre- Octubre	Memoria de cálculo: llevar a cabo un desarrollo de cálculo en contexto resistencia de materiales, en particular los esfuerzos principales y teoría de fallas de la presa de escalada generadas por la exposición a las solicitaciones.	Franco Silva	1. Resultados cuantitativos positivos que respalden un funcionamiento óptimo y una concentración de esfuerzos lejos de la falla.	Franco Silva	1. Software de memoria de cálculo MathCad. 2. Excel. 3. Word	Cinco fases

Virtualizar boceto en software Autodesk Inventor y efectuar análisis de elementos finitos.

Meses	Actividades	Participantes	Resultados esperados	Responsables	Costos/Recursos	Duración
Octubre- noviembre	1. Diseñar: Dibujar en inventor el prototipo con cada despiece respectivo. 2. Análisis de teoría de fallas: con fin de corroborar los cálculos realizados, se acudirá a la herramienta de Inventor <i>método de análisis de elementos finitos</i> .	Franco Silva	1. Boceto de prototipo íntegro y con planos de fabricación legibles. 2. Análisis de falla favorable y resistente.	Ejecutor: Franco Silva. Supervisor: Ambrossio Olivos	Software de memoria de diseño Inventor Student	Tres fases

Evaluar su prefactibilidad de fabricación.

Meses	Actividades	Participantes	Resultados esperados	Responsables	Costos/Recursos	Duración
Noviembre	Evaluación económica: Desarrollar una evaluación económica estimativa simulando la puesta en marcha de la fabricación del aserradero portátil.	Franco Silva	1) Evaluación económica con VAN positivo	Ejecutor: Franco Silva. Supervisor: Ambrossio Olivos.	Software Excel	Dos fases

1.5. RESULTADOS ESPERADOS

En respecto a los objetivos planteados, como resultados a ver tenemos:

- a) Recopilar información necesaria tanto de teoría ingenieril, componentes y de máquinas que ya se hallen en existencia que solucionen similarmente la problemática planteada.
- b) Obtener un diseño de aserradero portátil.
- c) En respecto al análisis de viabilidad económica de fabricación, se espera que como costo total no exceda los \$2.600.000 (cifra media obtenida de productos provenientes de China de características similares, pero de dimensiones inferiores a las estimadas a diseñar) de valor total de proyecto.

1.6. METODOLOGÍA

Para dar con una correcta factibilidad del proyecto, en primera instancia se deberá de investigar sobre las máquinas existentes (internacionales como nacionales) que ya brinden una solución a la problemática, luego será el recopilar la información de las áreas ingenieriles vinculadas con la generación de la solución del diseño del aserradero portátil, tales como resistencia de materiales, diseño de elementos de máquinas, dibujo asistido por software, entre otros varios, para posteriormente efectuar los cálculos óptimos que permiten una correcta elección de componentes para el diseño del proyecto.

Siguiente a ello, se acotarán las dimensiones y potencias a alcanzar mediante la identificación de las propiedades del árbol nativo promedio más requerido por los usuarios emprendedores, carpinteros de la zona, así se conocerá el diámetro y dureza máxima a abarcar y vencer.

Con aquellas propiedades identificadas, se estudiará, identificará y escogerán los componentes adecuados para las solicitudes previamente establecidas por medio de la realización de una memoria de cálculo, dando foco en: la teoría de fallas del área de resistencia de materiales en las estructuras metálicas, formulas diversas de relación de fuerza de corte en la sierra de cinta, elección de correas por medio de la potencia y revoluciones, entre otros varios.

Con objetivo de validar el análisis obtenido de los cálculos desarrollados, se recurrirá al software *Inventor AutoDesk*, programa de calidad profesional donde se diseña en 3D con modelado paramétrico, donde dentro de las diversas herramientas que posee, por medio del *Análisis de Elementos Finitos* se obtendrá una visualización de la reacción y comportamiento frente a las solicitudes de fuerzas establecidas.

1.7. ORGANIZACIÓN DEL INFORME

En el presente informe se desarrollará el análisis de aserradero portátil transportable en carros de arrastre estándar.

Para dar con la realización de la memoria es necesario abordar una serie de puntos que se procederá a mencionar globalmente. Como punto de inicio clave, en el capítulo 2 se mencionarán los objetivos (generales como específicos), abarcando en ellos tanto en la acción de recopilación de información ingenieril, cálculos numéricos en respecto a su límite de soporte para la selección de componentes sustentables, virtualización de la idea prototipo solución mediante el software Inventor Autodesk, efectuar un análisis virtual para luego obtener una cotización de fabricación, donde ello permitirá dar con la solución del problema del complejo y costoso proceso del traslado de troncos de amplias dimensiones hacia los aserraderos estáticos para lograr el dimensionamiento de la madera.

En el capítulo 3, Marco Teórico se recopilará en precisión la totalidad de información necesaria que permita otorgar la base tanto teórica como numérica para dar cauce con la solución a la problemática, en ella se encontrará con una descripción de áreas ingenieriles (resistencia de materiales, diseño de máquinas, elementos de máquinas, estática, etc.) y componentes varios a utilizar, tales como: perfiles de acero, poleas, ejes, cojinetes, bandas de transmisión, entre otras varias.

Al poseer ya la base, se procederá en el capítulo 4 a desarrollar los respectivos cálculos, se iniciará con la búsqueda del valor de la fuerza de cizalle que necesita el diente de la sierra de banda para vencer el corte de la madera, ello permitirá mediante una serie de fórmulas el saber cuánta es la potencia de suministrar para que aquella acción suceda. Con la potencia obtenida y mediante el apoyo de tablas y gráficas halladas en variados libros y catálogos de fabricantes, se hallarán las poleas con su(s) correa(s) y su relación de transmisión correspondiente, logrando el ajustar las condiciones de revoluciones para conseguir el objetivo del corte de la madera a desear. En el contexto de la elección de perfiles de acero ellos se harán mediante la relación de momento máximo, esfuerzo admisible del material y el módulo de sección del material encontrado en las tablas de propiedades y dimensiones otorgada por el fabricante y por último, los componentes varios, tales como ruedas, rieles, winches, motor, entre otros.

Con el fin de corroborar el cálculo y el visualizar las dimensiones y componentes escogidos, en el capítulo 5 se escogerá cada componente por medio de los cálculos realizados y se utilizará el software Inventor AutoDesk, donde se virtualizará el principal diseño simplificado y se someterá a un *análisis de elementos finitos (FEA)* con motivo de visualizar la concentración de esfuerzos y así observar sobre cómo se comportaría la principal estructura frente a las sollicitaciones establecidas.

3 MARCO TEÓRICO

3.1 RESISTENCIA DE MATERIALES

El estudio de la resistencia de los materiales es la base para lograr conocer los efectos internos de un esfuerzo, deformaciones que ocurren en un cuerpo sólido al momento de la aplicación de una simple fuerza sobre éste (Hibbeler 8a edición, 2011). Estas consideraciones se vuelven cruciales al momento del tener como objetivo el diseño y confección de algún objeto, puesto que dependerá directamente de la o las materias primas que esté constituido dicho cuerpo. A su vez el estudio del cómo se comporta dicho cuerpo, que tan estable puede ser al momento de ser aplicado cargas en distintas direcciones, temperaturas, agentes químicos o la normalidad de factores ambientales encontrados en la exposición al ambiente, tales como radiación, humedad, entre otros, son de veraz importancia, puesto que ellas generaran posibles efectos no deseados, como lo son las fracturas o deformaciones exageradas inaceptables.

2.1.1. PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA RESISTENCIA DE MATERIALES

Con fin de comprender el lenguaje de los análisis venideros, es necesario entender algunos conceptos menores, como lo son el esfuerzo y sus dos diferentes tipos, la deformación y las propiedades mecánicas de los materiales.

2.1.2. ESFUERZO NORMAL PROMEDIO

Al momento de separar en dos partes una barra que se encuentra bajo la aplicación de una carga normal P mediante un corte transversal, para que el equilibrio estático continúe existiendo, requiere que la fuerza resultante en la sección sea la misma que la fuerza externa (Hibbeler 8a edición, 2011), instancia donde surge una distribución de esfuerzo normal constante (ver ilustración 3).

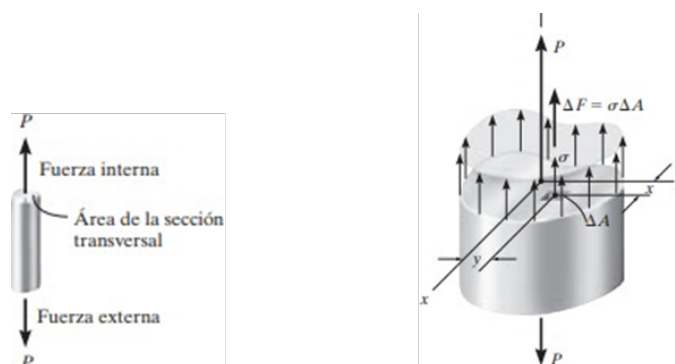


Ilustración 3: Esfuerzo normal promedio

Fuente: Russell C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, Octava edición

En aquella sección transversal, cada pequeña área ΔA se encuentra sometida a aquella fuerza externa $\Delta F = \sigma \Delta A$, por lo que la suma de cada una de ellas debe de ser estrictamente equivalente a la fuerza interna resultante “P”. Al momento de efectuar un rango por un diferencial de $\Delta A \rightarrow dA$ y $\Delta F \rightarrow dF$, se tiene que el esfuerzo es constante, entonces:

$$\int dF = \int_A dA \quad (1)$$

$$P = \sigma A$$

$$\sigma = \frac{P(N)}{A(mm^2)}$$

En base a que la carga interna “P” pasa por el centroide de la sección transversal de la figura tratada, habrá momentos nulos en torno al eje X, esto se demostrará por medio de

$$(M_R)_x = \sum_A M_x; \int y dF = \int y \sigma dF \quad (2)$$

$$= \sigma \int_A y dA = 0$$

$$(M_R)_y = \sum_A M_y; \int x dF = \int x \sigma dF \quad (3)$$

$$= \sigma \int_A x dA = 0$$

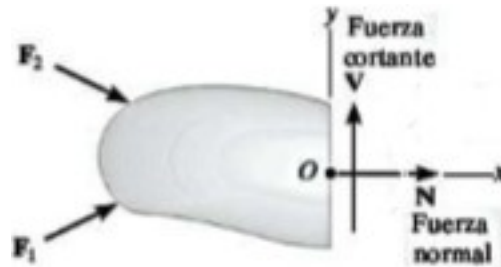
Las ecuaciones anteriores se hacen certeras por la definición del centroide

$$\int y dA = 0 \text{ y } \int x dA = 0.$$

2.1.3. ESFUERZO DE CORTE

Muy similar a lo mencionado anteriormente en el esfuerzo normal, el esfuerzo de corte posee la única variante en que la fuerza (V) que se ha aplicar al cuerpo va con intención de intentar “cortar” al cuerpo en un área determinada (A). Este esfuerzo se es representado por la letra griega tau y posee las mismas unidades de medidas (ver ilustración 4).

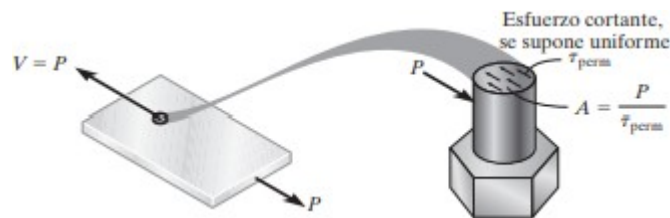
$$\tau = \frac{v(N)}{A(m^2)} \quad (1)$$



*Ilustración 4: Representación de las fuerzas aplicadas tanto normales (F) como cortante, (V)
Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición.*

2.1.4. DISEÑO DE CONEXIONES SIMPLES

Al colocarse en el escenario de la simplificación en el comportamiento del material, con basta frecuencia se pueden utilizar las ecuaciones de esfuerzos normales y tangenciales vistas en anterioridad para lograr analizar o diseñar conexiones o elementos necesarios mecánicos (ver ilustración 5).



*Ilustración 5: Esfuerzo cortante promedio en perno producido por contacto de placa
Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición.*

2.1.5. ESFUERZO PERMISIBLE

Con el fin del brindar una seguridad plena en contexto de la correcta elección y diseño de un producto, es necesario limitar el esfuerzo en el material hasta un punto que se minimice en su máximo posible la falla (Callister, 2008). En continuación con lo mencionado, ello se efectúa mediante el análisis en que el esfuerzo permisible producido por la carga máxima aplicar en el material a tratar sea estrictamente menor que la carga máxima que el cuerpo o el diferencial de área pueda soportar.

Una vía que específica y cuantifica la carga permisible de un cuerpo es la de utilizar un número llamado factor de seguridad. El factor de seguridad (F.S.) nace del cociente entre la carga donde el material falla F_{falla} y la carga permisible F_{perm} . La carga de falla de los materiales es conocida en gracia a la experiencia de los ensayos de resistencia de materiales y el F.S. se selecciona mediante el criterio a la cual será destinado como uso de producto, estructura, elemento. Matemáticamente se expresa:

$$F.S. = \frac{F_{falla}}{F_{perm}} \quad (2)$$

En el caso de que la carga aplicada al cuerpo tenga relación lineal con el esfuerzo desarrollado en el cuerpo, el F.S. tiene la opción de expresarse como la razón entre los intrínsecos esfuerzos de falla (ya sea normal σ_{falla} o de corte τ_{falla}) y el esfuerzo permisible:

$$F.S. = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{perm}} \quad (3)$$

$$F.S. = \frac{\tau_{falla}}{\tau_{perm}} \quad (4)$$

En cualquiera de ambas ecuaciones anteriores, el factor de seguridad debe de ser estrictamente superior a 1 con objetivo de evitar la falla. Tanto los valores específicos de esfuerzo como el F.S. dependen directamente del material y el propósito de la estructura/máquina/elemento. A modo de ejemplificación, para la construcción de vehículos, el factor de seguridad corresponde a 1, por contrario, para un ascensor es de al menos de 12 (MIAEMI Reglamento de Aparatos de Elevación y Manutención).

2.1.6. DIAGRAMA ESFUERZO-DEFORMACIÓN

Mediante la puesta en marcha de la aplicación de las cargas sobre la probeta, el registro de datos de las deformaciones producidas, se da pie a la elaboración del diagrama esfuerzo deformación (ver ilustración 6), donde se aprecian puntos de importancias, siendo útiles para efectuar los límites donde el material presentaría un comportamiento distinto a las distintas mesurables cargas.

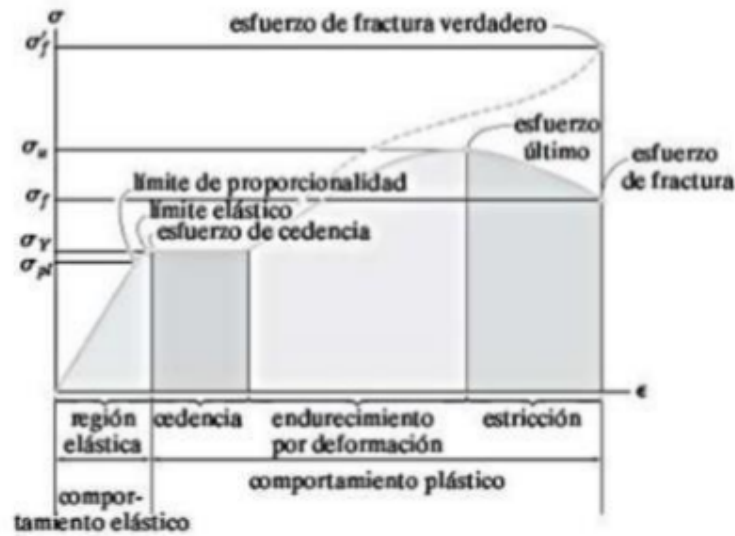


Ilustración 6: Ejemplo de diagrama de esfuerzo-deformación para materiales en general.

Fuente: Russell C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, Octava edición

Comportamiento elástico. Dentro de lo que se aprecia en el diagrama, el primer triángulo de color gris claro comprendido entre la abscisa y la ordenada, representa respectivamente la zona elástica, zona comprendida hasta el punto de cedencia (σ_y) donde el comportamiento del material presenta características de elásticas, mediante la aplicación de una carga el material presentaría una deformación mientras la carga es efectuada, al retiro, la estructura retornaría a su geometría original.

Al sobrepasar el mencionado punto de cedencia (σ_y) con un ligero aumento del esfuerzo, se generaría cambios en la geometría de forma permanente, fenómeno denominado deformación plástica, nombre que recibe aquella región ilustrada en el diagrama como Cedencia. Al sobrepasar el límite de cedencia, el material puede soportar un rango de aumento de carga hasta un límite de esfuerzo máximo, punto ubicado en el diagrama como esfuerzo último (σ_u), suceso que trae consigo una reducción en el área transversal del material, adelgazándola, zona de constricción que, al recibir la misma carga, hay menos material que soporte aquella carga, provocando el romper de la pieza, punto denominado esfuerzo de fractura (σ_f). Con respecto al diagrama y a los diversos materiales de ejecutar, se han de presenciar dos tipos de materiales con propiedades mecánicas de ardua diferencia: materiales dúctiles y frágiles (ver ilustración 7). Los primeros contemplan como cualidad el frente a la aplicación de una carga presentar grandes deformaciones en anterioridad a la fractura. Por contraparte, un material frágil presenta un comportamiento de deformaciones precarias llegando a la falla más directamente.

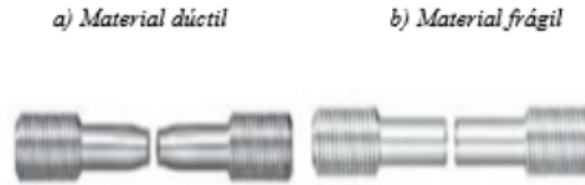


Ilustración 7: Comparación de la falla y la apreciación de la diferencia de adelgazamiento de la zona afectada entre un a) material dúctil y en b) material frágil.

Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición

2.1.7. DEFORMACIÓN

Este define como el cambio estructural de un cuerpo debido tanto al esfuerzo generado por las fuerzas aplicadas como también por factores externos de temperatura o humedad (Shigley, 2019). Su signo de representación es la letra épsilon, la cual su unidad de medida se obtiene de la razón de la deformación unitaria normal por unidad de longitud, donde " Δs " se presenta como la dimensión final de cuerpo y Δs_i como la dimensión inicial, por ende, la razón entre la diferencia de las dimensiones versus la dimensión inicial representará la cantidad de deformación unitaria promedio del cuerpo.

$$\varepsilon_{prom} = \frac{\Delta s_f - \Delta s_i}{\Delta s} \quad (5)$$

Es correcto el relacionar la deformación con una fuerza aplicada no tan sólo por la formulación, si no por el efecto visible que, a la vez mediante el apoyo de maquinaria e instrumentos de medición, da posibilidad a obtener características mecánicas del material en base al comportamiento de soportar la aplicación de una carga sin presentar alguna deformación o directamente una falla. Estas características son inherentes de cada material, por lo que efectuar se debe efectuar el procedimiento para cada material. Lo principales datos que se han de obtener mediante este procedimiento es la relación entre el esfuerzo normal promedio y la deformación normal promedio. El procedimiento es universal y se basa en la confección de una pieza llamada probeta (ver ilustración 8), de estructura más gruesa en sus extremos y más delgada en la sección céntrica, con dimensiones generalmente de diámetro central de 0.5 pulgadas (13 milímetros) y 2 pulgadas (50 milímetros), su material de composición consta del de estudio.

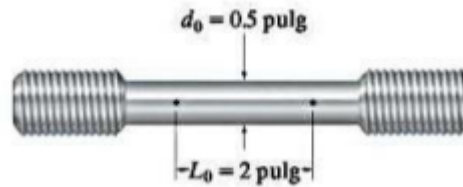


Ilustración 8: Ejemplificación de estructura y dimensiones generales de una probeta para estudio esfuerzo-deformación.

Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición

Por los extremos es sujeta a las rótulas de la máquina de ensayo y posteriormente se aplica y registra tanto a la serie de cargas normales como tensoras aplicadas como las deformaciones generadas por aquellas cargas, esto mediante a la instalación de un *medidor de deformación de resistencia eléctrica*¹.

3.1.1 ESFUERZOS NORMALES PARA VIGAS EN FLEXIÓN

Con fin de representar gráficamente, en la siguiente ilustración (ver ilustración 9) se enseña una viga recta y sus reacciones internas en la instancia en que se haya sometida a fuerzas externas o momentos, donde se considera que:

- El material es isotrópico y homogéneo
- La viga posee un eje de simetría en el plano de la flexión
- Las secciones de la viga deben de ser de tal longitud que no genere flexión lateral
- El material cumple con la ley de Hooke

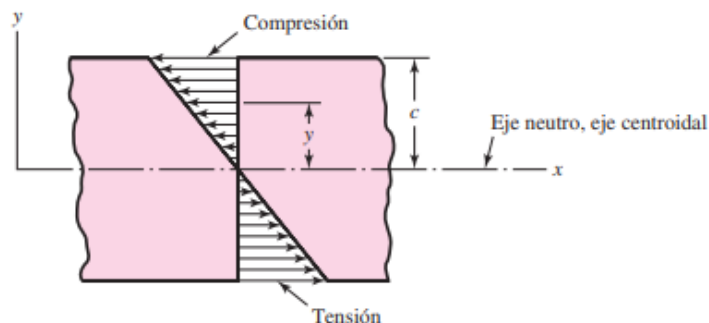


Ilustración 9: Esfuerzos en flexión generados por la aplicación de un momento flector positivo

Fuente: B. (2021). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - Novena edición (9.a ed.).

MCGRAW HILL EDUCATION.

¹ Aparato compuesto por un alambre o lámina de metal y delgada, la asocia la deformación a una variación en la resistencia eléctrica. Esta se adhiere a la probeta firmemente, siendo casi parte de ella, por lo que, si la probeta experimenta variación, ella también.

Respecto al esfuerzo en flexión, este varía proporcionalmente con la distancia al eje neutro

$$\sigma_x = -\frac{M_y}{I} \quad (6)$$

Donde I corresponde al *segundo momento de área* alrededor del eje z

$$I = \int y^2 dA \quad (7)$$

La magnitud máxima se alcanza donde “ y ” se halla en su distancia máxima “ c ”, designándose “ σ_x ”

$$\sigma_x = -\frac{M_c}{I} \quad (8)$$

$$\sigma_x = -\frac{M}{Z} \quad (9)$$

Tenemos que el *módulo de sección* “ z ”

3.2 DEFLEXION Y RIGIDEZ DE VIGAS

Todo cuerpo material se deforma en el instante que se le somete a alguna aplicación de carga, sea deformación elástica o plástica. Motivo a lo mencionado, el análisis de deflexión adquiere una vital importancia, ya que hay instancias en donde se requerirá que un componente posea un comportamiento elástico (que absorban una cierta cantidad de energía sin perder su forma) y otros un comportamiento rígido, tales como ejes de poleas, entre otros.

3.2.1 CONSTANTE DE RESORTE

La propiedad que posee un material para deformarse hasta un estado final retomando la estructura de su configuración inicial se llama *elasticidad* (ver ilustración 10).

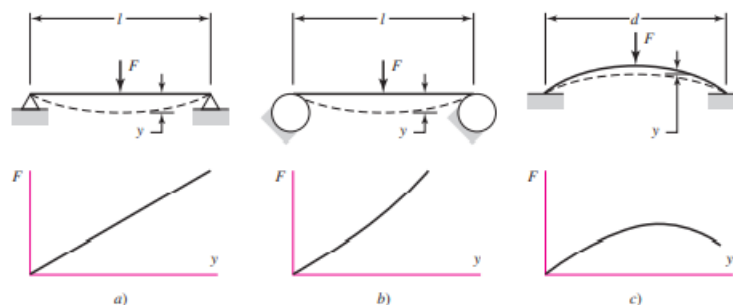


Ilustración 10: Material con elasticidad de resorte a) lineal, b) rígido y c) suave

Fuente: B. (2021). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - Novena edición (9.a ed.)*. MCGRAW HILL EDUCATION.

Basándose en las curvas del gráfico fuerza versus desplazamiento, la relación entre ellas se designa

$$F = F(y) \quad (10)$$

Considerando que la gran mayoría de los casos son lineales, la *constante del resorte* queda expresado como

$$k = \frac{F}{y} \quad (11)$$

3.2.2 TENSION COMPRESIÓN Y TORSIÓN

En contexto al analizar una barra larga uniforme ya sea en tensión o compresión, en condición exigida a no existir pandeo (Callister, 2008), su deflexión queda dada por

$$\delta = \frac{Fl}{AE} \quad (12)$$

3.2.3 DEFLEXIÓN DEBIDO A FLEXIÓN

La curvatura generada (ver ilustración 11) por algún momento flexionante “*M*” en la viga o eje a tratar viene dada por

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (13)$$

Donde ρ es el radio de curvatura, donde por medio de análisis matemáticas hechos en anterioridad se sabe que su expresión es

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{[1 + (dy/dx)^2]^{\frac{3}{2}}} \quad (14)$$

La deflexión en la viga queda expresada por “*y*”, representando la flexión de la viga en cualquier longitud “*x*” y la pendiente de aquel punto es

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad (15)$$

En el común de los casos la pendiente suele ser mínima, por lo que el denominador queda igual a la unidad, quedando

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (16)$$

A conveniencia, se agrupará las ecuaciones

$$\frac{q}{EI} = \frac{d^4 y}{dx^4} \quad (17)$$

$$\frac{V}{EI} = \frac{d^3 y}{dx^3} \quad (18)$$

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (19)$$

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad (20)$$

$$y = f(x) \quad (21)$$

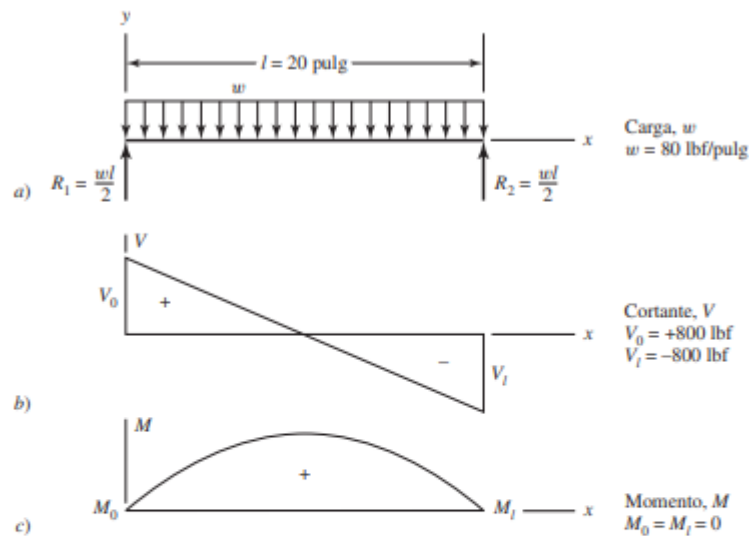


Ilustración 11: Ejemplo de curvas correspondientes a su función correspondiente

Fuente: B. (2021). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - Novena edición (9.a ed.). MCGRAW HILL EDUCATION.

3.3 DISEÑO DE UNIONES

3.3.1 DISEÑO DE CONEXIONES SIMPLES

Al colocarse en el escenario de la simplificación en el comportamiento del material, con basta frecuencia se pueden utilizar las ecuaciones de esfuerzos normales y tangenciales vistas en anterioridad para lograr analizar o diseñar conexiones o elementos necesarios mecánicos (ver ilustración 12).

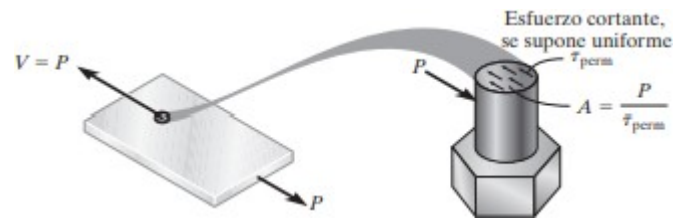


Ilustración 12: Esfuerzo cortante promedio en perno producido por contacto de placa

Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición.

3.3.2 SOLDADURA

En el momento de hablar de unión de componentes metálicos, han de existir soluciones de mecanizado un tanto más extenso, como lo es el perforar dos componentes para luego ser unidos mediante una unión pernada, por parte contraria, la soldadura da una solución de manufactura instantánea y resistente. Al momento de ser aplicada, en dibujo técnico se es necesario especificar en simbología de la flecha que apunta a la zona soldada estandarizada (ver ilustración 13) por la *American Welding Society (AWS)*,

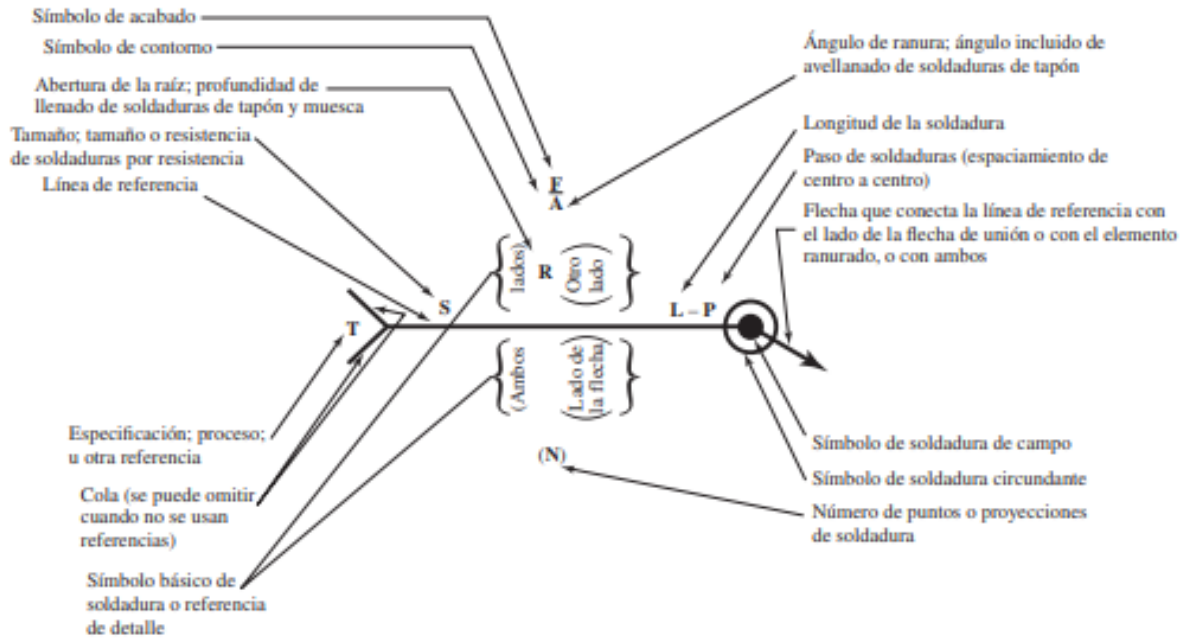


Ilustración 13: Representación simbólica de soldadura estándar AWS con detalles indicando su respectiva información.

Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición.

En el pronóstico de unión soldadura a utilizar en el proyecto es el cordón de tipo en “v” (ver ilustración 14), donde el esfuerzo normal queda dado de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (22)$$

Siendo “*h*” la altura y “*l*” la longitud de la soldadura.

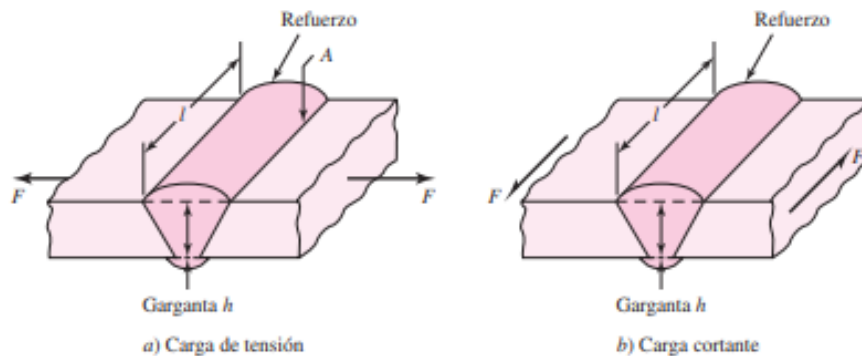


Ilustración 14: Unión de soldadura con esfuerzos en a) tensión y b) cortante.

Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición

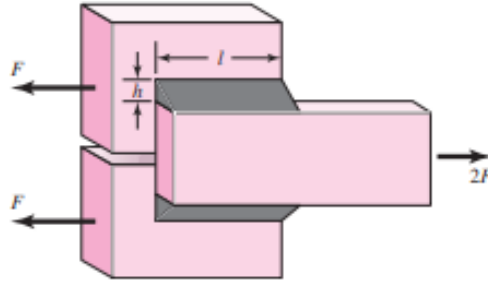


Ilustración 15: Soldaduras de aplicación paralela

Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición

3.4 SECUENCIA DE DISEÑO PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Cuando se tiene como objetivo el crear una máquina con una potencia determinada, decir que hay una receta que te permite con seguridad crearla al primer intento es totalmente equívoco, ya que la vía iterativa y el rediseño constante será la solución. El poseer una experiencia en la selección de componentes y en el entendimiento del trabajo entre ellas, hará que la iteración disminuya (Shigley, 8va edición, 2008). Las siguientes acotaciones ayudarán a ello:

- Requisitos de potencia y par de torsión: al poseer certeza sobre la cantidad de potencia de entrada y salida, par de torsión y velocidad, se determinará la necesidad del dimensionamiento en general de la máquina.
- Poleas/engranajes: si se sabe la potencia de salida que se ha de necesitar, se sabrá cual debería de ser la relación de transmisión mecánica que permita dar con aquel objetivo.
- Diseño del eje: al ya tener claridad sobre la relación de transmisión y de los componentes que permitan transmitirlos, es donde se debe de pensar en el eje que los soportaría, colateralmente ver la posición de los cojinetes, no obstante, ya se hayan estandarizados las dimensiones, por lo que no se deberá de crear si no de escoger.
- Análisis de fuerza: como se ha de conocer el diámetro de las poleas y su posición debida, es posible efectuar un diagrama de cuerpo libre y hacer el análisis de resistencia de materiales.

3.5 CUÑAS Y PASADORES

En el momento del buscar acoplar un componente rotativo, como engranes o poleas al eje, se es preciso el recurrir a una cuña o pasador (ver ilustración 16), ya que no sólo permite el acoplamiento de ellos, si no que ha de cumplir un rol de protector del sistema (Shigley, 8va edición, 2008), puesto que se escoge una cuña de menor resistencia de ruptura que la polea y el eje, con fin que, si existiese un atascamiento de los componentes rotativos, esta se ha de fracturar y no el resto de los integrantes de mayor valor.

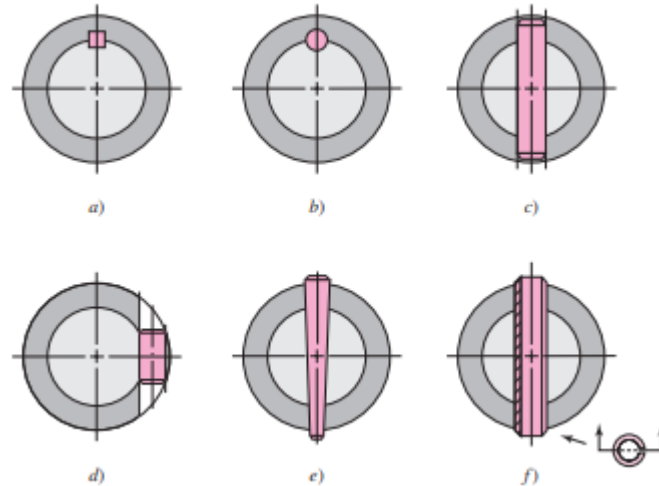


Ilustración 16: Ejemplificación de cuñas varias, tanto insertadas en canales del eje como pasantes.

Fuente: B. (2021). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - Novena edición (9.a ed.). MCGRAW HILL EDUCATION.

3.6 COJINETES DE CONTACTO RODANTE

El presente componente resulta ser coyuntural dentro del diseño, puesto que cumple con el transferir la carga rotativa principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de ser deslizantes en su eje axial, ello tendrá factores que podrían optimizar y facilitar el movimiento rotativo del eje o perjudicarlo (SKF), estos factores serían: lubricante, carga a ejercer sobre él, viscosidad y la velocidad.

3.6.1 TIPOS DE COJINETES

3.6.1.1 COJINETE DE BOLAS

Como se mencionó en anterioridad, los cojinetes se fabrican para dar soporte a cargas radiales. En respecto al cojinete de bolas, su nomenclatura propia es lo que se representa en la ilustración (ver ilustración 17).

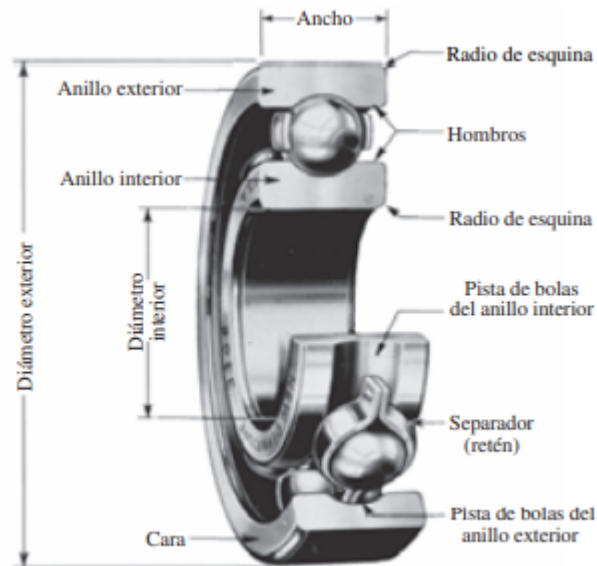


Ilustración 17: Nomenclatura del rodamiento de bolas.

Fuente: Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición.

En el mercado ha de existir una amplia variedad de ellos, a beneficio de los usuarios, los fabricantes proporcionan manuales de ingeniería donde se hallan los cojinetes estándar manufacturados. A ejemplo, se agregan dos rodamientos fabricados por la empresa *SKF*, donde uno posee una hilera de rodamientos y el segundo dos hileras (ver ilustración 18).

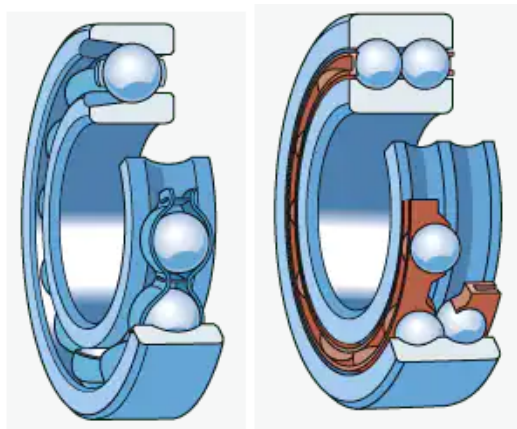


Ilustración 18: Rodamientos disponibles en SKF

Fuente: SKF. (s. f.). SKF. Recuperado 17 de septiembre de 2021, de <https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/ball-bearings/>

3.6.1.2 COJINETE DE RODILLOS

A diferencia de los cojinetes anteriores, estos fueron diseñados para condiciones de cargas pesadas, proporcional a ello es su geometría, posee mayor dimensión de contacto en contraste

con el cojinete de bolas. Estos varían en sus dimensiones, y por ende en sus nombres, encontrando con los cojinetes de rodillos de aguja, rodillos cónicos, de empuje de rodillos esféricos entre otros (ver ilustración 19).



Ilustración 19: Variedad de cojinetes de rodillos, agujas, entre otros varios
Fuente: SKF. (s. f.). SKF. Recuperado 17 de septiembre de 2021, de
<https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/ball-bearings/>

3.7 POLEAS

Una polea se define como una rueda fija acanalada en su superficie, en la cual por ella se desplaza una cuerda, correas, banda transmisora de potencia, etc. Las hay de diversos tamaños, abarcando desde los 50 mm hasta los 1500 mm, su diámetro será proporcional a la solicitud específica del trabajo a realizar. En la imagen siguiente (ver ilustración 20) se visualiza el boceto de una polea acanalada en V

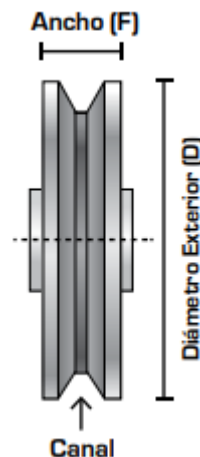


Ilustración 20: Ejemplo de polea tradicional con sus dimensiones principales
Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.

Dentro de las principales dimensiones tenemos:

- Canal: Tanto la dimensión como el ángulo de la presente zona, depende directamente del tipo de correa a utilizar. Es una porción o sección ranurada donde pasa por ella a correa/banda de transmisión.
- Diámetro exterior: Corresponde a la dimensión diametral exterior de la polea.
- Ancho: acota a la medida del ancho superior

Respecto a la variedad de oferta en el mercado, se han de hallar tres principales diseños modelos distintos como los de la ilustración siguiente (ver ilustración21).



*Ilustración 21: Ejemplificación de tipos de poleas más halladas en el mercado
Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.*

3.7.1 VELOCIDADES MÁXIMAS SEGÚN EL MATERIAL.

En base al material y sus propiedades mecánicas, es que existen límites de velocidad, ello por motivo si se ha de superar aquella cota, la polea tendería a la fatiga provocando mal formaciones que afectaría tanto en la eficiencia como un daño colateral a otros elementos. En la siguiente ilustración (ver ilustración 22) se adjuntan lo valores correspondientes al material de composición.

MATERIAL		VELOCIDAD
Fundición gris	GG 20	33 m/s
Fundición nodular	GGG 40	41 m/s
Aluminio	A329	33 m/s
Fundición de acero	1020	45 m/s
Acero laminado	1020	61 m/s

*Ilustración 22: Relación de velocidades en respecto al material de composición
Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.*

3.8 ELEMENTOS MECÁNICOS FLEXIBLES

Como fin principal, los elementos mecánicos flexibles cubren la labor del transmitir la potencia de salida a elementos que poseen una distancia considerablemente alejada en comparación de los elementos de transmisión de potencia rígidos como los engranajes. A su vez, su flexibilidad y maleabilidad ejerce un rol amortiguador, disipador de cargas de impacto y vibraciones, beneficiando a la vida útil de los componentes involucrados de la máquina.

3.8.1 BANDAS

Para su lógico funcionamiento, las bandas han de necesitar su *polea* específica para el lograr transmitir la potencia entendida. Dentro de las existentes (ver Ilustración 23), las bandas en “v” y las redondas han de necesitar *poleas ranuradas o acanaladas*, las bandas planas han de necesitar las poleas abombadas y las bandas de sincronización requieren las ruedas o *poleas dentadas*.

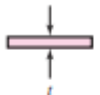
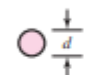
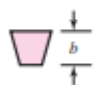
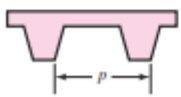
Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
Plana		Sí	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda		Sí	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pulg}$	No hay límite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Ilustración 23: características varias de tipos varios de bandas
Fuente: Russell C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, Octava edición

Dentro de sus características se tiene que

- En algunos, aunque es más común de lo que se piensa, se requiere instalar intermedicamente entre ambas poleas, una *polea guía o tensora* la cual entregue una fuerza de fricción mínima que tense a la banda en cuestión.
- A excepción de las bandas de sincronización, se ha de considerar estrictamente el analizar la relación de velocidad angular entre los ejes impulsor e impulsado, puesto que habrá un punto no deseado de deslizamiento de banda.
- Se pueden instalar para transmitir potencias de poleas de distancia considerable

3.8.2 BANDAS PLANAS

Esencialmente, la mayoría de las bandas planas están compuestas por un núcleo elástico rodeado por un elastómero, las cuales se sitúan en las canaletas halladas en la superficie de la polea (ver ilustración 24). Dentro de las ventajas que poseen, las principales son de que poseen un alto rendimiento en transmisión de potencia (cercana al 98%), producen bajos ruidos y absorben la gran mayoría de las vibraciones.

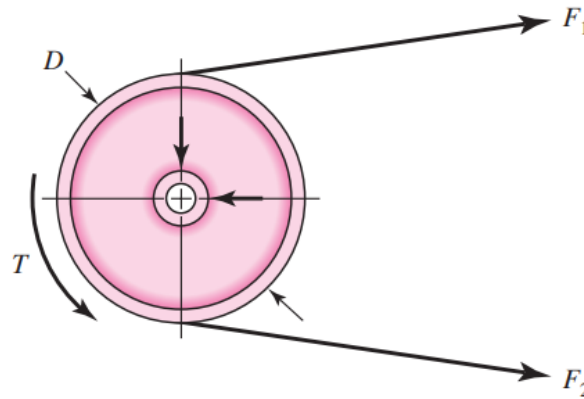


Ilustración 24: Diagrama cuerpo libre de una polea
Fuente: B. (2021). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - Novena edición (9.a ed.). MCGRAW HILL EDUCATION.

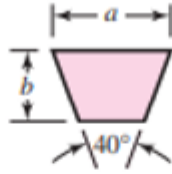
Luego de un desarrollo exhaustivo hallado en variados libros, se llega a la formula principal de la potencia que es capaz de suministrar en caballos de fuerza H (HP):

$$H = \frac{(F_1 - F_2)V}{33000} \quad (23)$$

Potencia que ha de ser útil en el momento del buscar una correa por catálogos de las empresas manufactureras de correas.

3.9 BANDAS EN V

Respecto a las dimensiones de las bandas “V” los fabricantes estandarizaron ellas con las letras del abecedario mientras que las dimensiones métricas se designan mediante números, ellas se pueden apreciar en el recuadro siguiente (ver Ilustración 25)



Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ 10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Ilustración 25: Dimensionamiento estandarizado de bandas en V

Fuente: B. (2021). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - Novena edición (9.a ed.). MCGRAW HILL EDUCATION.

En el mercado, es usual el hallarse con diversas nomenclaturas otorgadas por el fabricante de poleas y correas, en ejemplo (ver Ilustración 26), se aprecia el significado de cada cifra, dígito en la nomenclatura de la empresa *INTERMEC*

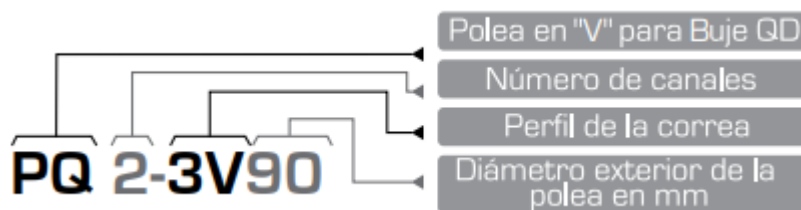


Ilustración 26: Nomenclatura para poleas tipo 3V de bujes QD

Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.

3.10 SIERRAS DE CINTA

La sierra de cinta o también conocida como sierra sin fin (ver ilustración 27), es una herramienta de corte que en su material base es metal con diferentes tipos y porcentajes de aleaciones (tungsteno, cobalto, molibdeno, entre otros), es una banda dentada, maleable y de dimensiones variables. Ella se desplaza sobre dos poleas alineadas y tensadas para dar firmeza y estabilidad al corte longitudinal o transversal del objeto sometido a trabajo. Su uso es amplio, abarcando desde materiales duros como el acero hasta maderas de dureza baja o tubos de policloruro de vinilo (PVC).

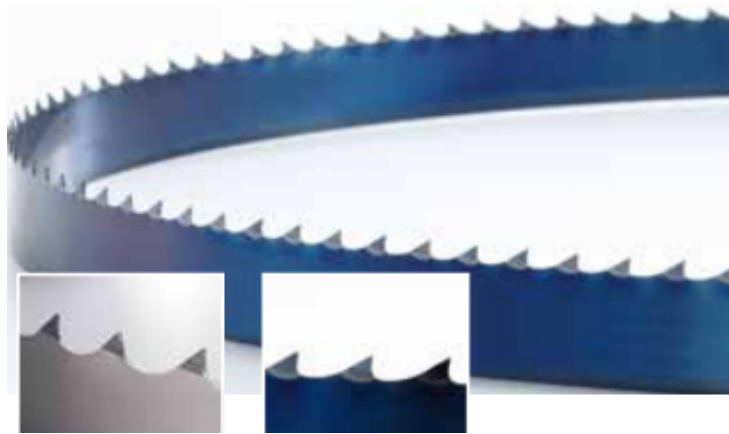


Ilustración 27: Ejemplo de una sierra de cinta estándar

Fuente: Hojas de sierra cinta para madera, acero y alimentos. Wintersteiger.

3.10.1 TERMINOLOGÍA DE LA SIERRA DE CINTA

Con fin del tener claridad al momento de la selección de sierra de cinta es que es necesario el ubicar sus principales términos que la hacen diferenciarse tanto para un mismo material, pero con distintas intensidades de uso como para materiales distintos (ver ilustración 28).

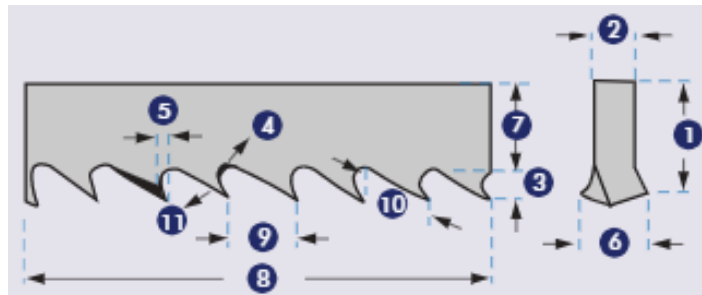


Ilustración 28: Terminología de sierra de cinta

Fuente: Sierra de Cinta. Blue-Master by Celesa

1. Ancho: de la punta a la parte trasera de la hoja
2. Espesor: el grosor de la hoja
3. Diente: la parte cortante de una sierra
4. Garganta: el área curvada en la base del diente
5. Cara del diente: superficie cortante del diente
6. Triscado: zona inclinada de los dientes que permite a la parte de atrás de la hoja no tener roce con el material
7. Cuerpo de la hoja: cuerpo de la cinta sin incluir los dientes
8. Dientes por pulgada: refiere al número de dientes cada 25,4 mm
9. Paso del diente: distancia de punta a punta de un diente a otro
10. Profundidad garganta: distancia desde la punta del diente hasta la base de la garganta
11. Trasera del diente: superficie opuesta al filo del diente

En respecto al paso de los dientes, se presenta dos formatos distintos: regular y variable (ver ilustración 29).



Ilustración 29: Sierra de cinta con paso a) regular y b) variable.

Fuente: Sierra de Cinta. Blue-Master by Celesa.

Las de *paso regular* poseen una alta eficiencia en cortes de materiales macizos, estos poseen una distancia constante entre diente y diente, por el contrario, las de *paso variable*, la distancia entre dientes varía, formando una serie estándar, la cual se repite en carácter regular.

3.10.2 TIPOS DE FORMAS Y DENTADOS

Tal como vimos anteriormente, si varía el paso de los dientes, así también lo hace la disposición direccional de ellos (ver ilustración 30).



Ilustración 30: Disposición de dientes a) regular b) variable c) a pares y d) ola

Fuente: Sierra de Cinta. Blue-Master by Celesa.

En la disposición de *dientes regular* se halla con una distribución de un diente hacia la izquierda, derecha y luego un recto. En el *variable* los dientes van de izquierda a derecha en una serie de cinco acabando con uno recto, luego se ha de repetir. Para solicitudes específicas de corte en metales no ferrosos, se ha de elegir la *a pares*, ella consta con una disposición de dos a la izquierda, dos a la derecha y el quinto es recto. Para casos donde el paso es demasiado fino y se requiere de dientes que se hallen dispuestos en incremento, el ideal es *la forma de ola*.

3.10.3 CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE DE LA SIERRA DE CINTA

Con objetivo de hallar la fuerza de corte necesaria por la sierra de cinta, se asumirá como altura de corte máximo el tamaño vertical del diente de la cierra, ello en motivo de amenizar el análisis. Bien se sabe que el paso en conjunto de todos los dientes da resultado al calado final, se es complejo el aseverar cuál es el área de corte por unidad de diente, por lo que la sumatoria de la superficie cizallada será consensuada como área de corte.

Observando la ilustración siguiente (ver ilustración 31), se es explícito el observar que el espesor de la viruta arrancada mediante el corte del diente es t_1 y el espesor de la que se halla separándose de la pieza es t_2 . A su vez consideramos que la longitud de avance por el corte del diente es l_1 y la longitud arrancada por el mismo es l_2 . Con respecto al ángulo de cizalle (ϑ) del diente sobre la pieza, la relación queda:

$$R_c = \frac{t_1}{t_2} = \frac{l_2}{l_1} = \text{sen}(\vartheta) \quad (24)$$

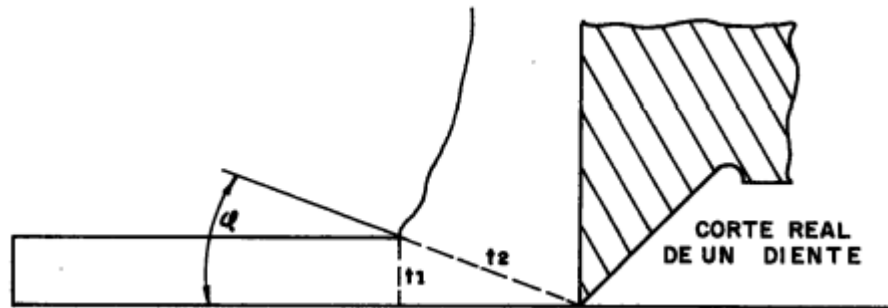


Ilustración 31: Diagrama de corte habitual de un diente de sierra

Fuente: Blanpain, Eduardo. Teoría y práctica de las herramientas de corte. Editorial Gustavo Gili. S.A. Barcelona 1966.

4 CÁLCULOS ASOCIADOS

4.1 CÁLCULOS DE SIERRA DE CINTA

Considerando las variadas sierras de cinta disponibles en el mercado y que se adecuen a la madera a cortar, es necesario realizar una preselección de éstas, la cual considera las siguientes características en las dimensiones a poseer:

Características de la sierra de cinta

$hds := 1.5\text{mm}$	Altura del diente
$\theta ds := 17^\circ$	Ángulo de cizalle
$ed := 1.5\text{mm}$	Espesor de diente
$Asd := hds \cdot ed$	Área superficial del diente
$Vms := 80 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad media de corte

4.2 MADERA

A modo de basarse en una madera con propiedades mecánicas en que su resistencia máxima a la cizalladura sea alta y a la vez sea una bastante solicitada al momento de ser utilizada a nivel nacional (EMEDDEC,2019), a si también con dimensiones amplias, siendo ello el considerar troncos de 650 mm de diámetro y 4000 mm de largo, tenemos que sus propiedades son:

Madera roble propiedades

$Sam := 1.21\text{MPa}$		Resistencia máxima a la cizalladura
$Fsc := Sam \cdot Asd$	$Fsc = 2.723\text{ N}$	Fuerza de cizalle a vencer
$dtr := 650\text{mm}$		
$\rho_{tr} := 750 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$		
$ltr := 4000\text{mm}$		
$vtr := \pi \cdot \left(\frac{dtr}{2}\right)^2 \cdot ltr$	$vtr = 1.327 \times 10^3\text{ L}$	Volumen de tronco
$wtr := vtr \cdot \rho_{tr}$	$wtr = 995.492\text{ kg}$	Peso de tronco

4.3 FUERZAS ACTUANTES EN EL DIENTE DE LA SIERRA

Con objetivo del saber sobre cuánto es la fuerza necesaria para ejercer sobre la madera que permita el efectuar el corte sin problemas, es que se analiza el corte desde la arista de diseño del diente de sierra, considerando el ángulo de ataque del diente como clave θ_s (ver ilustración 33).

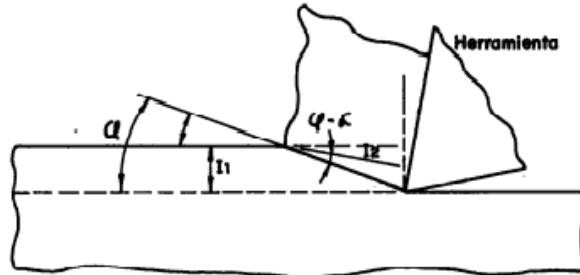


Ilustración 32: Corte de herramienta en material

Fuente: Blanpain, Eduardo. *Teoría y práctica de las herramientas de corte*. Editorial Gustavo Gili. S.A. Barcelona 1966.

Fuerzas actuantes en el diente de la sierra

$$\theta_s := 26^\circ \quad \text{Ángulo de ataque del diente}$$

$$\tau_s := (45^\circ - \theta_s)$$

$$\tau_s = 0.332$$

$$\upsilon_s := \theta_s + \tau_s \quad \text{Ángulo resultante de la fuerza}$$

$$\upsilon_s = 0.785$$

$$\cos(\upsilon_s) = 0.707$$

Por lo tanto, la fuerza resultante queda expresado como:

$$Fr := \frac{F_{sc}}{\cos(\upsilon_s)} \quad Fr = 3.85 \text{ N}$$

Con aquella Fuerza (Fr) obtenida, podemos dar paso al relacionarla con la velocidad media de corte estimada (v_{ms}) para dar con la potencia del motor que se habría de necesitar para aquella sollicitación.

4.4 POTENCIA DEL MOTOR

Para hallar la potencia del motor, se ha de necesitar tanto la fuerza de corte resultante como la velocidad media de corte.

$$P_m := Fr \cdot V_{ms} \cdot 30$$

$$P_m = 9.24 \times 10^3 \text{ W}$$

Para efecto de aseverar la llegada de la potencia necesaria, se ha de considerar un 20% de perdidas energéticas mediante las fricciones mecánicas. Adherido a ello, el Factor de servicio de agregar dependerá de la medida del servicio de la máquina, siendo de carácter normal (puesto que no estará en servicio continuo diario), considerando un 20% más, obteniendo (ver tabla 2):

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserrios y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandibula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

Tabla 2: Tabla de factor de servicio.

Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC

$$P_{mp} := P_m \cdot 1.2$$

$$P_{mp} = 1.109 \times 10^4 \text{ W}$$

Potencia equivalente a 15 HP

4.5 CÁLCULO DE DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE TRANSMISOR DE POTENCIA

Si bien el comercio ha de ofrecer una diversidad de ejes de diferentes materiales y dimensiones, se calculará el diámetro mínimo que este debe de poseer respecto a las solicitaciones establecidas y a las propiedades del material. Como el eje se expone a solicitaciones de fuerza y torque, se ha de utilizar la ecuación de solicitaciones combinadas para su cálculo.

Diámetro del eje

$$\tau_{adm} := 240 \cdot \frac{3}{2} \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo cortante máximo}$$

$$d_{eje} := \left[\frac{2 \cdot \sqrt{(81.01 \text{ N}\cdot\text{m})^2 + (29.67 \text{ N}\cdot\text{m})^2}}{\pi \cdot \tau_{adm}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{eje} = 5.343 \times 10^{-3} \text{ m} \quad \text{Diámetro mínimo del eje}$$

4.6 POLEAS

En la actualidad, a favor de los ingenieros, las diversas empresas fabricantes de poleas dan a disposición de los usuarios catálogos en que, mediante la tenencia de la relación de transmisión, potencia emisora y revoluciones por minuto superior a transmitir, es posible seleccionar las poleas correctas.

Si bien el diámetro de la polea portadora de la banda de sierra (dps) será elegido (ello se regirá por el espesor máximo que se desee dimensionar en el corte) conociendo esa cifra, se obtendrá las revoluciones de esta (nps) y la relación de transmisión de las poleas transmisoras de potencia

$$dps := 500 \text{ mm} \quad \text{diametro de la polea portadora de la banda de sierra}$$

$$nps := \frac{V_{ms} \cdot 60 \cdot (1s)}{\left(\frac{dps}{2}\right) \cdot 2\pi}$$

$$nps = 3.056 \times 10^3 \text{ rpm} \quad \text{revoluciones de la polea porta banda de sierra}$$

Para dar con el valor de los diámetros de polea de transmisión de potencia, es necesario conocer la relación de velocidades (rv) entre el motor (nms) y la revolución de la sierra (nps).

$$rv := \frac{nps}{nms} \quad rv = 0.849$$

Mediante con el apoyo de tablas y gráficos seleccionadores de poleas, se ha de escoger los diámetros de ambas poleas transmisoras. Cabe mencionar que se escogieron aquellas que satisfacen tanto la relación de transmisión como la facilidad de adquisición dentro del comercio nacional.

$$dpt1 := 105\text{mm}$$

diámetro de polea emisora
será de 105 mm

$$npt1 := nms$$

Considerando que la polea sostén de la banda de sierra comparte eje con la polea receptora de banda de transmisión, han de poseer igualdad de número de revoluciones, por lo tanto, mediante la relación de transmisión de diámetro y revoluciones de una polea con la otra, tenemos que:

$$dpt2 := dpt1 \cdot rv$$

diámetro de polea receptora
será de 90 mm

$$dpt2 = 0.089\text{ m}$$

Por medio de la relación de transmisión tanto de engranes como de poleas, y como se ha de conocer el diámetro y las revoluciones de la polea emisora, el valor de las revoluciones de la polea receptora queda dado por:

$$npt2 := nps$$

revoluciones polea receptora

Mediante los datos de los diámetros y revoluciones correspondientes obtenidos, se recurrirá a las tablas otorgadas por el fabricante *INTERMEC* (ver tabla 3) para corroborar y brindar soporte del hallazgo de los componentes en el ámbito comercial.

Por medio del entrecruzamiento de datos entre la potencia del motor seleccionado en HP con las RPM obtendremos el diámetro mínimo de la polea emisora transmisora.

Diámetros mínimos en mm				
Caballos de fuerza (HP)	RPM de Motor			
	900	1200	1800	3600
0.50	65	-	-	-
0.75	65	65	-	-
1.00	65	65	60	-
1.50	75	65	65	60
2.00	75	65	65	65
3.00	75	75	65	65
5.00	100	75	75	65
7.50	115	100	75	75
10.00	115	115	100	75
15.00	135	115	115	100
20.00	155	135	115	115
25.00	170	155	115	115

Tabla 3: Tabla de apoyo de corroboración de diámetros mínimos de polea respecto a las revoluciones por minuto y potencia en HP del motor seleccionado

Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.

En la que obtendríamos un diámetro mínimo de 100 mm, dimensión a considerar en el momento de la selección de componentes.

4.7 BANDA DE CINTA TRANSMISORA DE POTENCIA

Ya en posesión de la razón de transmisión entre las poleas y la ficha técnica del motor, se es de ir por la tabla de *selección de correas* (ver tabla 4)

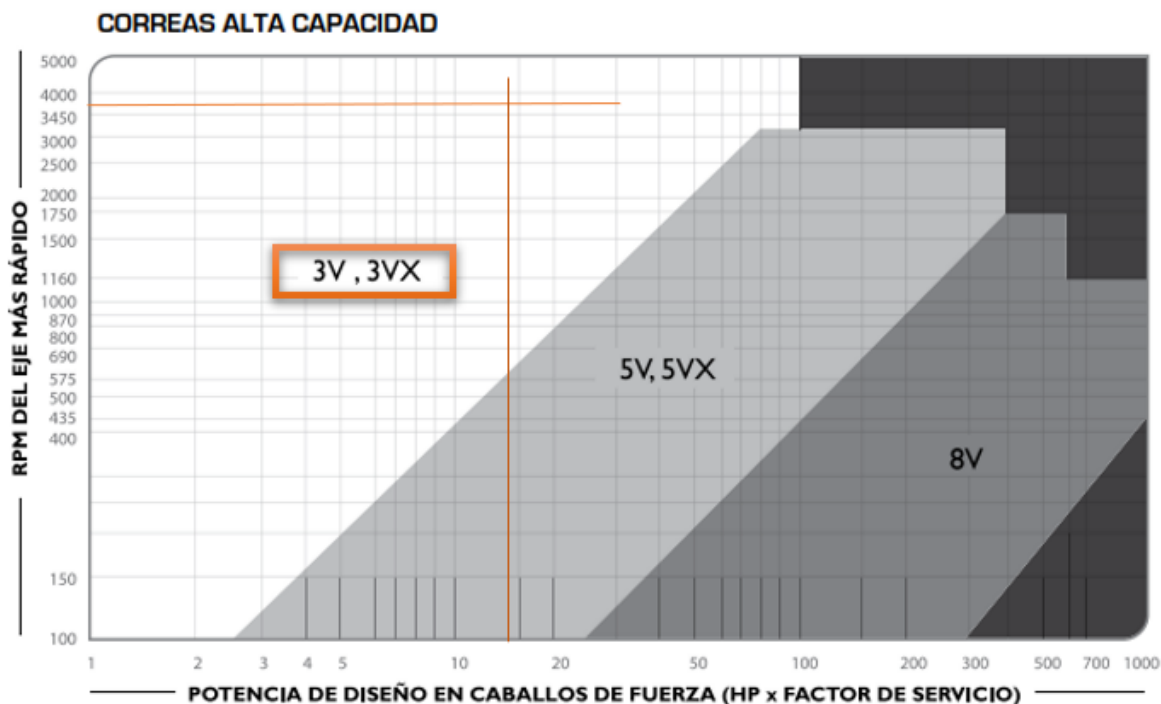


Tabla 4: Tabla de selección de tipo de correa y/o perfil de ella mediante las RPM del eje más rápido y la potencia de diseño en HP

Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.

Mediante la intersección de la potencia de diseño en HP con las RPM del eje de más altas revoluciones se es de obtener que la correa que responde frente a las solicitudes es la “3V”, (ver tabla 5).

RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)									
	55	60	65	67	70	75	80	85	90	105
3400	1.13	1.60	2.08	2.55	3.00	3.62	4.07	4.66	5.53	6.85
3600	1.15	1.65	2.15	2.64	3.12	3.76	4.23	4.85	5.75	7.12
3900	1.17	1.70	2.20	2.70	3.20	3.80	4.30	5.00	6.00	7.50
4000	1.20	1.73	2.27	2.80	3.33	4.02	4.52	5.20	6.16	7.60

Tabla 5: Tabla para obtener la capacidad de transmisión por canal de banda transmisora de potencia en HP

Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.

Por medio del entrecruzamiento de datos entre el diámetro exterior de la polea motriz emisora de transferencia de potencia con las RPM propia, se da a entender que por canal es capaz de transmitir una potencia máxima de 7.12 HP, cifra inferior a la del motor seleccionado de 15 HP, por lo que será necesario la implementación de tres bandas o correas. Bien se aprecia en el siguiente cálculo.

Cantidad de correas

Mediante el cruce de información sobre las RPM y el diámetro exterior de la polea emisora de transferencia de potencia, da que por canal es de poder transferir un máximo de 4.23 HP, por lo tanto:

$$P_{mc} := 6.92 \text{hp}$$

Potencia máxima por canal de polea

$$P_{oms} = 1.119 \times 10^4 \text{ W}$$

Potencia nominal motor polea emisora

$$cco := \frac{P_{oms}}{P_{mc}}$$

Cantidad de correas

$$cco = 2.168$$

Con 3 unidades de correa se es suficiente para la transmisión de potencia dimensionada

Distancia entre ejes (dme)

Distancia mínima

Si bien la distancia entre ejes de las poleas transmisoras está preestablecida, en fundamento de la distancia estimada de diseño, con fines de aseverar su correcto funcionamiento se procederá a calcular la distancia mínima teórica entre ejes (dme).

$$dme := \frac{(rv + 1) \cdot dpt1}{2} + dpt1 \qquad dme = 0.202 \text{ m}$$

Teniendo en cuenta que el valor de la distancia entre ejes es 0.228 metros, cifra lejana a la preestablecida, por lo que se asegura un correcto funcionamiento en contexto de lo mencionado.

Longitud teórica de la correa (Ltc)

Para llegar a la longitud exacta de la correa, mediante la formula siguiente se ha de hacer, pero cabe recalcar que, al escogerla en el comercio, se elegirá aquella más próxima.

$$Ltc := 2 \cdot dme + \frac{\pi}{2} \cdot (dpt2 + dpt1) + \frac{(dpt2 - dpt1)^2}{4 \cdot dme}$$

$$Ltc = 0.709 \text{ m} \qquad \text{Longitud teórica}$$

Ángulo de contacto (ϕ_{pm})

En el instante de analizar cuál de las poleas de transmisión posee una criticidad superior, se concluye en fundamento de su diámetro (considerando una igualdad de espesor y material entre ambas) que la menor será la más propensa a cambios físicos desfavorables. En motivo a lo anterior, es que el conocer si el ángulo de contacto en la polea menor se halla bajo los 180° , se aplicará un factor de corrección acorde al ángulo inferior.

$$\phi_{pm} := 180 - 57 \cdot \left(\frac{dpt2 - dpt1}{dme} \right) \qquad \phi_{pm} = 184.478$$

Velocidad de la correa

A modo de recomendación fundamentado en la experiencia de los fabricantes. han de aconsejar que la velocidad de la correa no supere los 30 m/s, con objetivo de corroborar, tenemos que:

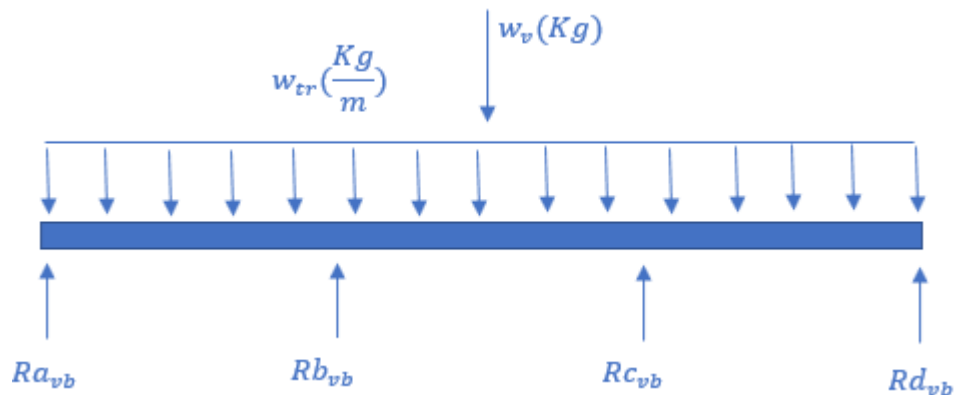
$$v_{tc} := \frac{(\pi \cdot dpt1 \cdot n_{pt1})}{60s} \qquad v_{tc} = 19.792 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.8 CÁLCULO DE PERFILES

4.8.1 PERFIL DE VIGAS BASE

Para su cálculo se efectuará el método anterior desarrollado apoyado por un diagrama de cuerpo libre (ver ilustración 33 y ANEXO III A-16), teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se cuentan con dos vigas bases, pero se ha de analizar sólo una, puesto que reciben ambas las mismas solicitaciones
- Las cargas que reciben son homologas y ellas corresponderán al peso del tronco de madera y del peso puntual del carro de corte desplazable en el eje horizontal.
- La viga se tratará de un perfil rectangular continuo, el cual sus dimensiones se establecerán mediante el análisis siguiente.
- En la experiencia, al encontrarse los apoyos distribuidos en distancias iguales con aplicación de cargas homogéneas, se tendrá que la relación de las fuerzas de sostén de los cuatro apoyos será $Ra_{vb} = Rd_{vb}$ y $Rb_{vb} = Rc_{vb}$



*Ilustración 33: Diagrama cuerpo libre de viga base
Fuente: Elaboración propia.*

Por medio del método de análisis de vigas hiperestáticas, ya que se encuentra estáticamente indeterminada, con apoyo de las fórmulas de *pendientes y deflexiones simplemente apoyadas*, descompondremos la viga en una situación individual con su carga singular correspondiente para finalmente efectuar la sumatoria o resta de las deflexiones máximas (v_{max}), dependiendo de la dirección de la fuerza. Procedemos a analizar:

- 1- El peso de la estructura vertical, la cual recae sobre la viga basal horizontal, queda representado como una carga puntual soportada por dos apoyos (ver ilustración 34):

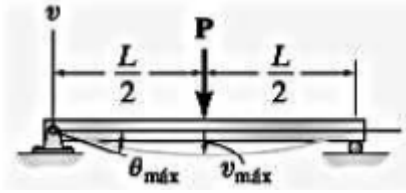


Ilustración 34: Pendientes y deflexiones de vigas con carga puntual en punto medio
Fuente: Apéndice C. Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición

- 2- El peso distribuido del tronco que queda soportado por la viga base, se analiza como una

$$v_{max} = \frac{w_v * L^3}{48EI} \quad (25)$$

carga distribuida con dos apoyos (ver ilustración 35).

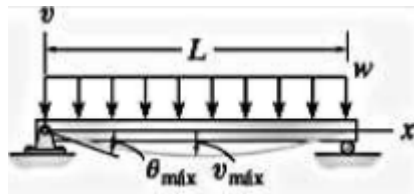


Ilustración 35: Pendientes y deflexiones de vigas
Fuente: Apéndice C. Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición

$$v_{max} = \frac{5w_{tr} * L^4}{384EI} \quad (26)$$

- 3- Los apoyos R_{vb} y R_{cb} que se adhieren a los dos apoyos, generan una contención del peso sobre la viga base, amenizando la flexión de ella mediante la prestación de soporte. Si bien en la ilustración (ver ilustración 36), la carga “P” aparece con dirección hacia abajo y en coherencia el soporte es en dirección contraria, basta con agregar el símbolo negativo para su análisis correspondiente.

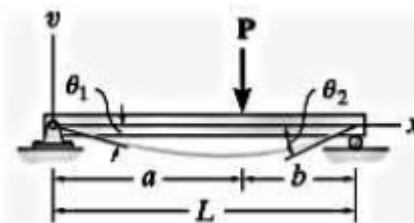


Ilustración 36: Pendientes y deflexiones de vigas
Fuente: Apéndice C. Russell C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Octava edición

$$v_{max} = \frac{P * b * a(L^2 - b^2 - a^2)}{6EI * L} \quad (27)$$

Procedemos a plantear el análisis:

$$\frac{w_v * L^3}{48EI} + \frac{5w_{tr} * L^4}{384EI} - \left(\frac{Rb_{vb} * b * a(L^2 - b^2 - a^2)}{6EI * L} + \frac{Rc_{vb} * b * a(L^2 - b^2 - a^2)}{6EI * L} \right) = 0 \quad (28)$$

Reemplazamos

$$\frac{(300N) * (4.5m)^3}{48EI} + \frac{5(4939N) * 4.5^4}{384EI} - \left(\frac{Rb_{vb} * (3) * (1.5)(4.5^2 - 3^2 - 1.5^2)}{6EI * 4.5} + \frac{Rc_{vb} * 1.5 * (3)(4.5^2 - 1.5^2 - 3^2)}{6EI * 4.5} \right) = 0 \quad (29)$$

Al considerar que $Rb_{vb} = Rc_{vb}$,

$$\frac{(300N) * (4.5m)^3}{48EI} + \frac{5(4939 - N) * 4.5^4}{384EI} - \left(\frac{Rb_{vb} * (3) * (1.5)(4.5^2 - 3^2 - 1.5^2)}{6EI * 4.5} + \frac{Rb_{vb} * 1.5 * (3)(4.5^2 - 1.5^2 - 3^2)}{6EI * 4.5} \right) = 0 \quad (30)$$

Despejamos y obtenemos que:

$$Rb_{vb} = 3870.2(N) \quad (31)$$

Al efectuar la sumatoria de fuerzas en el eje Y, daremos con el valor de la reacción Ra_{vb}

$$Ra_{vb} + Rb_{vb} + Rc_{vb} + Rd_{vb} - (W_v + W_{tr}) = 0 \quad Ra_{vb}$$

Como mencionamos anteriormente en las condiciones planteadas $Ra_{vb} = Rd_{vb}$ y $Rb_{vb} = Rc_{vb}$, al despejar obtenemos que el valor de Ra_{vb}

$$Ra_{vb} = 1322.09(N) \quad (32)$$

Gracias al apoyo virtual del software *x vigas*, se puede ver representada en más precisión las gráficas de esfuerzo de corte (color verde) y momento flector (color rojo) respecto a la longitud de la viga (ver ilustración 37). Los dibujos semejantes a “carros con ruedas”, hacen referencia a los apoyos de la viga establecidos. En teoría, en el punto donde el esfuerzo de corte sea nulo (su valor sea cero), el momento será máximo (Hibbeler 8a edición, 2011), siendo éste el momento de carácter crítico a analizar para hallar las dimensiones del perfil.

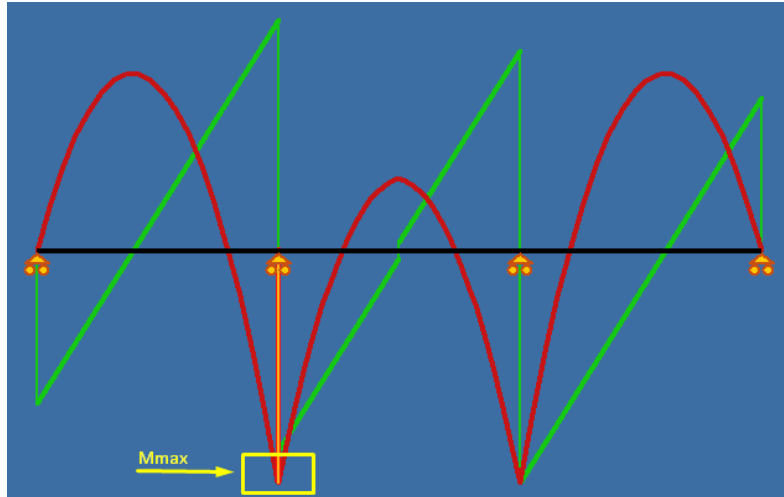


Ilustración 37: Gráficas de esfuerzo de corte (color verde) y momento flector (color rojo) respecto a la longitud de la viga mediante solicitaciones preestablecidas.

Fuente: Elaboración propia en software XWIGAS

$$Svb = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} \quad (33)$$

Viga base horizontal

$$M_{max2} := 1145.2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Momento flector máximo en
x=1.5m

$$srb2 := \frac{M_{max2} \cdot 1.2}{\sigma_{flac}}$$

$$srb2 = 5.726 \times 10^{-3} \text{ L}$$

Al traspasar las unidades de medida con fin de hallar el perfil adecuado, tenemos que ir en búsqueda del módulo de sección superior a 5.7 cm³

4.8.2 PERFIL UNIÓN DE VIGAS BASE

Contextualizándonos en el caso más crítico, se daría el caso en que al trasladar el tronco y ser apoyado sobre la estructura, en el cual su peso es depositado en plenitud en sólo un punto de apoyo, punto que sería el perfil ubicado (ver ANEXO III A-8) entre ambos rieles de la base de soporte (como bien se halla el "durmiende" en el riel de tren). Se procederá a calcular el momento de flexión máximo generado para poder seleccionar el perfil adecuado, por lo tanto, se presenta el diagrama cuerpo libre (ver Ilustración 38) del perfil con apoyos en sus extremos y el peso del tronco localizado en su punto medio

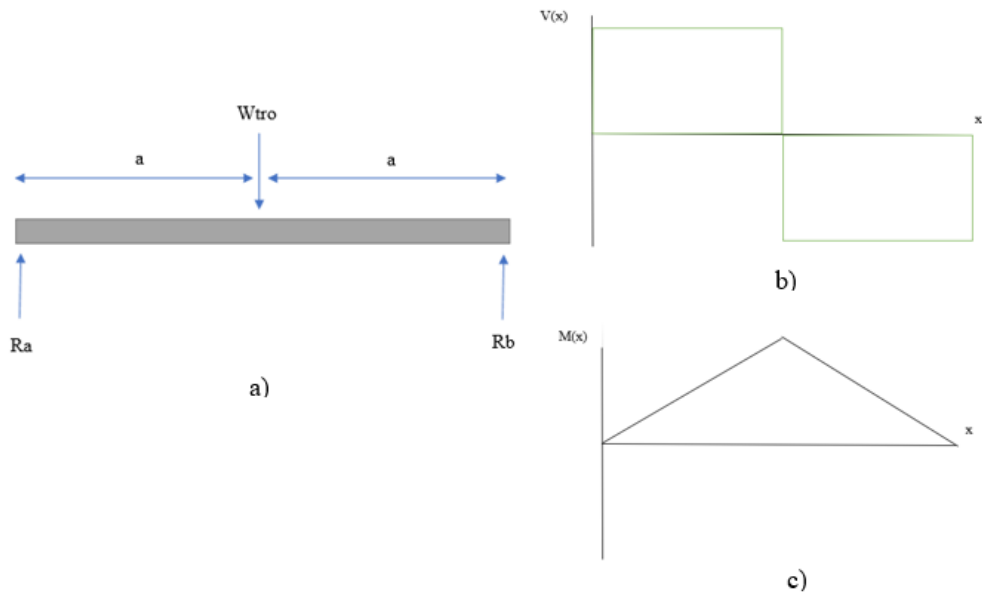


Ilustración 38: a) Diagrama cuerpo libre de perfil unión de rieles de la base b) gráfica de esfuerzo de corte $v(x)$ versus longitud de perfil (x) y c) momento de flexión (x) versus longitud de perfil (x)

Fuente: Elaboración propia

Al efectuar el diagrama cuerpo libre, tenemos que la sumatoria de fuerzas en el eje vertical “y” y la sumatoria de momentos en el punto “a” es:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (34)$$

$$R_a + R_b = W_{tro}$$

Sumatoria de momento en R_a

$$\Sigma M_a = 0 \quad (35)$$

$$W_{tro} * a = R_b * 2a$$

$$R_b = \frac{W_{tro}}{2}$$

En el punto donde el momento de flexión sea máximo, se efectuará la razón entre el momento de flexión máximo versus el esfuerzo admisible del material (en este caso acero A240ES)

$$S = \frac{M(x)_{max}}{\sigma_{adm}} \quad (36)$$

Resolviendo se tiene:

$$\sigma_{flac} := 240\text{MPa}$$

Resistencia a la fluencia acero
A240ES

$$M_{max1} := 3320.3\text{N}\cdot\text{m}$$

$$srb := \frac{M_{max1} \cdot 1.2}{\sigma_{flac}}$$

$$srb = 0.017L$$

Al traspasar las unidades de medida con fin de hallar el perfil adecuado, tenemos que ir en búsqueda del módulo de sección superior a 17 cm³

4.8.3 PERFIL TRAVESAÑO SOPORTE VERTICAL

Se procederá a calcular la dimensión del perfil travesaño, perfil que a la vez se utilizará para la totalidad de la estructura del marco vertical. Este travesaño posee como sollicitación dos cargas puntuales (ver ilustración 39), siendo ellas la distribución en dos puntos del peso de la estructura complejo de corte desplazable en el eje vertical (ver Anexo III A-2), ello se logra mediante la conexión del complejo de corte por piolas que conectan con dos roldanas apernadas al travesaño vertical, distanciadas del extremo a 97,12 mm (ver Anexo III A-7).



Ilustración 39: Diagrama cuerpo libre de perfil travesaño

Fuente: Elaboración propia en programa xvigas

Mediante el teorema del momento de flexión máximo (ecuación 29), se efectuará la razón entre el momento de flexión máximo versus el esfuerzo admisible del material (en este caso acero A240ES)

Travesaño estructura soporte vertical

$$M_{\max 3} := 151.88 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$srb3 := \frac{M_{\max 3} \cdot 1.2}{\sigma_{\text{flac}}}$$

$$srb3 = 7.594 \times 10^{-4} \text{ L}$$

Al traspasar las unidades de medida con fin de hallar el perfil adecuado, tenemos que ir en búsqueda del módulo de sección superior a 0.76 cm³

Con un módulo de sección de valor 3,41 cm³, nos dirigimos a la tabla de selección de perfiles (ver anexo 1)

4.8.4 PERFIL HORIZONTAL SOPORTE COMPLEJO DE CORTE

Se procederá a calcular mediante las sollicitaciones que actúan en el soporte complejo de corte, las cuales serían principalmente las cargas de peso del motor en su centro y dos cargas de peso de los componentes de ejes y poleas ubicados en sus cercanías a extremos. (ver ilustración 40).

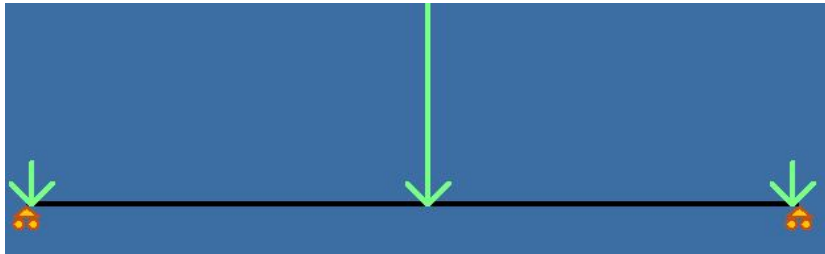


Ilustración 40: Diagrama cuerpo libre de perfil horizontal.

Fuente: Elaboración propia en programa xvigas

Viga horizontal soporte complejo de corte

$$M_{\max 4} := 561.37 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$srb4 := \frac{M_{\max 4} \cdot 1.2}{\sigma_{\text{flac}}}$$

$$srb4 = 2.807 \times 10^{-3} \text{ L}$$

Al traspasar las unidades de medida con fin de hallar el perfil adecuado, tenemos que ir en búsqueda del módulo de sección superior a 2.87 cm³

4.9 FEA (ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS)

Si bien en la imagen general (ver Anexo III A-1) se da a mostrar el diseño virtual del aserradero portátil realizado, para efectuar el análisis de elementos finitos y así corroborar los cálculos realizados, basta con el analizar la estructura pero simplificada, la cual serían tres de interés:

1. El marco vertical en el cual recibe las cargas y reacciones del conjunto de corte por medio de dos roldanas ubicadas en el travesaño (ver Anexo III A-3). la simplificación del componente marco (ver Anexo III A-14) que contiene a la estructura desplazable verticalmente llega al contexto de la aplicación de dos fuerzas iguales en el travesaño y una carga ejercida por la acción de respuesta frente a la fuerza de corte que ejerce la sierra de cinta sobre la madera, impactando contra la viga vertical derecha, considerando que el giro de la sierra de cinta es horario.
2. La base bancada (ver Anexo III A-16), la cual se simulará con básicamente dos sollicitaciones de fuerzas: una distribuida provenientes del peso del tronco sobre los perfiles de unión más dos cargas puntuales sobre las vigas bases.
3. Se aplicará una carga puntual sobre el complejo pie de apoyo (ver Anexo III A-19), siendo esta la división del peso total de la estructura más el peso del tronco dividida a la 8va, ello por motivo de ser 8 pies de apoyo encargados de sostener al aserradero portátil.

Luego del establecer las condiciones de propiedades mecánicas del material (correspondientes al acero), apoyos fijos, mallado y cargas tanto puntuales como distribuidas en el programa Inventor, se da paso a ejecutar la simulación, obteniendo el siguiente análisis referente a cada punto:

1. Para el caso del marco vertical (ver Anexo III A-14), el software arroja que la estructura posee como reacción a las sollicitaciones una concentración de esfuerzos máximo de 15,39 Mpa, cifra considerablemente menor a los 240 Mpa, ella se halla en la unión superior del marco (ver Anexo III A-15) que ha de tener como propiedad el acero de los perfiles utilizados, comparación que indica que ha de cumplir satisfactoriamente.
2. En el caso de la base de bancada (ver Anexo III A-16), en la totalidad de su estructura posee como concentración máxima de esfuerzo de 55,6 Mpa, cifra considerablemente menor a los 240 Mpa, comparación que indica que ha de cumplir satisfactoriamente.
3. Como punto ultimo, el pie de apoyo posee una concentración de esfuerzo máximo de 83,16 Mpa que en contraste con el limite de 240 Mpa, sigue siendo menor, pero cabe mencionar que aquella concentración se localiza en el perno que fija la altura de este complejo de apoyo (ver Anexo III A-20).

5 DISEÑO Y COMPONENTES

5.1 SIERRA DE BANDA SELECCIONADA

La hoja de sierra fue elegida por las características vistas y entrecruzadas con las necesidades estimadas, resultando el modelo *3861 Sandcut Bimetal* fabricado por la empresa BAHCO (ver ilustración 41):



Ilustración 41: Hoja de sierra BAHCO 3861 Sandcut Bimetal

Fuente: Recuperado de https://www.bahco.com/cl_es/hoja-de-sierra-cinta-bimetalica

Dentro de sus características principales tenemos:

- Hoja de sierra de cinta para cortar madera
- Material de soporte antifatiga
- Resistencia muy alta a las cargas de dureza superior
- El dentado HSS proporciona una dureza superior
- El dentado especialmente está diseñado para un rendimiento de corte máximo
- Hoja bimetálica de vida superior en comparación con una hoja estándar.
-

5.2 RODILLO GUÍA-TENSOR

Como bien se aprecia en la imagen anterior (ver Ilustración 41), en la huincha sierra se ha de apoyar sobre ella un componente llamado rodillo guía tensor, el cual se encargará de limitar tanto el desplazamiento horizontal de la huincha sierra como el movimiento oscilante en el eje vertical.

5.3 MOTOR SELECCIONADO

Frente a aquella solicitud de potencia, se ha buscar un motor a combustión que posea aquella característica como el de la ilustración (ver ilustración 42). Cabe mencionar que se ha de preferir un motor a combustión que uno eléctrico, basado en el contexto lejano a redes eléctricas próximas para su funcionamiento.



Ilustración 42: Motor Bencinero 15 Hp P/ Eléctrico (km420c) Big - Bull

Fuente: Recuperado de <https://www.agrostore.cl/motores-estacionarios/552-motor-estacionario-gasolina-multiproposito-yamaha-mx300a2e>

Características principales

- Potencia nominal 15 HP
- Máximo torque 12.2 Nm
- Revoluciones 3600 RPM
- Tanque de combustible 5.5 lts
- Tipo de aceite 15W 40 SAE
- Peso 20.3 Kg

Agregamos las características a utilizar a la planilla de cálculos

Características del motor seleccionado (Poms)

Poms := 15hp

nms := 3600 rpm

Revolución nominal por motor

Tmax := 29.67N·m

Torque máximo

5.4 POLEAS SELECCIONADAS

Como se observó en los cálculos realizados, las poleas a seleccionar en los catálogos son:

5.4.1 POLEA EMISORA DE TRANSMISIÓN

Polea de referencia *PQ 3-3V105* doble canal en V de transmisión tipo “3V” (puesto que se necesitarán 3 correas de transmisión) (ver tabla 6 y Anexo III A-4).

3 CANALES									
Ancho (F) = 38.1 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2.5	65	PQ 3-3V65	JA	25.4	1	27	50	T1	1.6
2.6	67	PQ 3-3V67	JA	25.4	1	27	50	T1	1.8
2.8	70	PQ 3-3V70	JA	25.4	1	27	50	T1	2.0
3.0	75	PQ 3-3V75	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.2
3.1	80	PQ 3-3V80	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.5
3.3	85	PQ 3-3V85	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.8
3.6	90	PQ 3-3V90	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.0
3.9	100	PQ 3-3V100	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
4.1	105	PQ 3-3V105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.3
4.3	110	PQ 3-3V110	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.4

Tabla 6: Tabla de selección de poleas 3V doble canal.
Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.

5.4.2 POLEA RECEPTORA DE TRANSMISIÓN

Al igual que la polea emisora, es necesitará una polea de referencia PQ 3-3V90 de triple canal en V de transmisión tipo “3V” (puesto que se necesitarán dos correa de transmisión) (ver tabla 7 y Anexo III).

3 CANALES									
Ancho (F) = 38.1 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Hueco máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2.5	65	PQ 3-3V65	JA	25.4	1	27	50	T1	1.6
2.6	67	PQ 3-3V67	JA	25.4	1	27	50	T1	1.8
2.8	70	PQ 3-3V70	JA	25.4	1	27	50	T1	2.0
3.0	75	PQ 3-3V75	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.2
3.1	80	PQ 3-3V80	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.5
3.3	85	PQ 3-3V85	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.8
3.6	90	PQ 3-3V90	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.0
3.9	100	PQ 3-3V100	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
4.1	105	PQ 3-3V105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.3
4.3	110	PQ 3-3V110	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.4

Tabla 7: Tabla de selección de poleas 3V doble canal.
Fuente: Catálogo de selección de poleas INTERMEC.

5.4.3 POLEA PORTA SIERRA DE CINTA

En base a las solicitudes de la sierra de cinta, se selecciona la siguiente polea portadora de banda de sierra de huincha. (ver ilustración 43).



Ilustración 43: VOLANTE DE ALUMINIO 500mm PARA CORREA C57 HUINCHA 1.1/2"
Fuente: Recuperado de <https://bolmaq.cl/inicio/357-volante-de-500mm-huincha-3.html>

5.5 CORREA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Mediante los cálculos realizados en base a la potencia a transmitir, se llegó a la elección de una correa de transmisión en V de tres canales (ver ilustración 44).



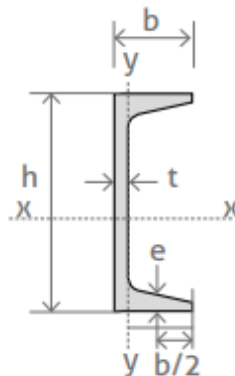
Ilustración 44: Correa de transmisión de potencia en V, tres canales.

Fuente: Rescatado de: <https://www.ducasse.cl/productos/correas-poleas/403-correas-libres-de-mantenimiento>

5.6 PERFILES SELECCIONADOS

5.6.1 PERFIL UNIÓN DE VIGAS BASE

Con el módulo de sección obtenido de 17 cm^3 en el capítulo 4, nos dirigimos a la tabla en búsqueda del perfil con característica igual o superior (ver tabla 8);



Código SAP (L 12m)	Descripción UPN	Kg/m	Kg/L12m	Medidas						Sección cm ²	Momento inercia cm ⁴		Módulo resistente cm ³		Radio giro cm	
				h	b	t	e	R	R1		I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
34344	50	5,59	67,10	50	38	5,0	7,0	7,0	3,5	710	26,40	9,12	10,60	3,75	1,93	1,13
34345	65	7,09	85,10	65	42	5,5	7,5	7,5	4,0	9,00	57,50	14,10	17,70	5,07	2,52	1,25
30305	80	8,64	103,70	80	45	6,0	8,0	8,0	4,0	11,00	106	19,40	26,50	6,36	3,10	1,33

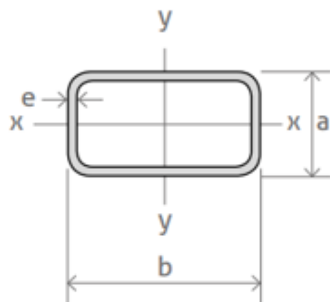
Tabla 8: Propiedades y dimensiones de perfil de acero A240ES

Fuente: Catálogo de aceros Prodalam

Por catálogo tenemos que el perfil de dimensiones 50x100x3,0 mm cumple con el módulo de sección igual o superior a 17 cm^3 .

5.6.2 PERFIL DE VIGAS BASES

Con el valor del módulo de sección nos hemos de dirigir a la tabla de perfiles (ver tabla 9), donde se observa que el perfil 30x70x2 (mm) ha de cumplir con la condición del valor superior al calculado de módulo de sección

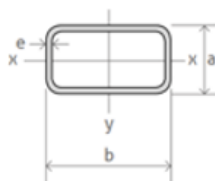


Descripción a x b x e (mm)	Peso kg/m	kg/ L6m	Propiedades						
			Eje X-X			Eje Y-Y			
			A cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
30 x 70 x 1,5	2,24	13,44	2,19	16,00	4,56	2,70	4,21	2,80	1,38
30 x 70 x 2,0	2,93	17,58	3,74	22,22	6,35	2,44	5,86	3,91	1,25
30 x 70 x 3,0	4,25	25,50	5,41	30,57	8,74	2,38	7,90	5,26	1,21

Tabla 9: Propiedades y dimensiones de perfil de acero A240ES
Fuente: Catálogo de aceros Prodalam

5.6.3 PERFIL TRAVESAÑO SOPORTE VERTICAL SELECCIONADO

Mediante el cálculo realizado en el capítulo 4 si bien se obtuvo un valor de módulo de sección bastante inferior, se seleccionará el perfil 40x20x2mm con fin de asegurar su estabilidad frente a por menores como de atascamiento en su desplazar, vibraciones, y/o sobre exigencias (ver tabla 10).

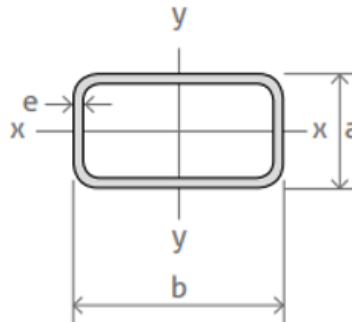


Código SAP	Descripción a x b x e (mm)	Peso kg/m	kg/ L6m	Propiedades						
				Eje X-X			Eje Y-Y			
				A cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
9466	20 x 40 x 1,5	1,30	7,80	1,73	3,27	1,63	1,41	1,10	1,10	0,82
9467	20 x 40 x 2,0	1,68	10,08	2,27	4,05	2,02	1,38	1,34	1,34	0,79
13145	20 x 50 x 1,5	1,53	9,18	2,02	6,08	2,44	1,73	1,42	1,42	0,83

Tabla 10: Propiedades y dimensiones de perfil de acero A240ES
Fuente: Catálogo de aceros Prodalam

5.6.4 PERFIL HORIZONTAL SOPORTE COMPLEJO DE CORTE

Mediante el cálculo realizado en el capítulo anterior, se selecciona el perfil 30x50x2 mm (ver tabla 11).



Código SAP	Descripción a x b x e (mm)	Peso kg/m	kg/L6m	Propiedades							
				Eje X-X				Eje Y-Y			
				A cm2	I cm4	W cm3	i cm	I cm4	W cm3	i cm	
9471	30 x 50 x 1,5	1,77	10,62	2,25	7,54	3,01	1,83	3,42	2,28	1,23	
9472	30 x 50 x 2,0	2,31	13,86	2,94	9,54	3,81	1,80	4,29	2,80	1,21	
9473	30 x 50 x 3,0	3,30	19,80	4,21	12,80	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16	

Tabla 11: Propiedades y dimensiones de perfil de acero A240ES

Fuente: Catálogo de aceros Prodalam

5.7 DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE TRANSMISOR DE POTENCIA

Mediante el cálculo realizado se seleccionará un eje de diámetro de 25,4 mm. (ver ilustración 45). que si bien, no fue calculado, se elegirá primero, porque es mayor y segundo por su fácil adquisición.



Ilustración 45: Eje de 1 pulgada.

Fuente: Rescatado de <https://www.amazon.com/-/es/Eje-llave-Dia-12-CS/dp/B01M0T1N4A>;

5.8 RUEDAS DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL

En favor al peso que se deberá de desplazar por el riel (inferior a 70 kg) y al uso en la intemperie, se ha de direccionar en la selección de una rueda de acero (ver ilustración 46 y Anexo III A-5).



*Ilustración 46: Rueda Ducasse, fijación con perno 75 mm, soporte de carga 250 kg
Fuente: Ferretería Oviedo. Recuperado de: <https://oviedo.cl/rueda-c-perno-75-mm>*

La siguiente rueda posee como característica:

- Peso: 505 gr
- Diámetro: 75 mm
- Soporte: 250 kg
- Material: acero zincado

5.9 DESPLAZAMIENTO VERTICAL DE SIERRA DE CINTA

Para dar con el ajuste del espesor con que se querrá dimensionar la madera, han de existir dos posibles vías: se ha de desplazar en altura el tronco ejerciendo el desplazamiento de este en la vertical o se ha de desplazar la altura del complejo de elemento de sierra de cinta. Al analizar, la alternativa menos compleja y a la vez funcional, será la de desplazar el complejo de unidad cortante. Para ello, se recurrirá a un *winche* de la marca ALKO con soporte máximo de 500 kg (superior al peso del complejo de corte de 70 kg) que permitirá el ajuste de altura de la estructura que soporta al complejo de unidad cortante (ver ilustración 47 y Anexo III A-3).



Ilustración 47: Winche ALKO manual 500 kg

Fuente: Recuperado de <https://www.metalcar.cl/producto/winche-manual-con-freno-alko-500-kg/>

5.10 DESPLAZAMIENTO VERTICAL RUEDAS LATERALES

Con fin de otorgar un ajuste de elevación fluida del conjunto de corte de desplazamiento vertical, se ha de incluir ruedas en la sección vertical de contacto entre la estructura conjunto de corte y los pilares. En contexto de que las ruedas no deben de cumplir más función que generar un movimiento vertical natural y no la de soportar cargas, se ha de seleccionar unas *ruedas correderas de la manufactura Ducasse* (ver ilustración 48).






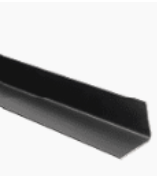
Ilustración 48: Rueda Ducasse, fijación con perno 75 mm, soporte de carga 250 kg




Fuente: Ferretería Oviedo. Recuperado de: <https://oviedo.cl/rueda-c-perno-75-mm>





6 COSTOS





6.1 COTIZACIÓN DE MATERIALES

Se realiza una cotización para conocer los costos asociados de los materiales necesarios para la construcción del aserradero portátil, continuación se presentan las características y costos en el mercado actual en donde sería posible adquirir tales materiales.

PRODUCTO	CANTIDAD	PROVEEDOR	LINK	PRECIO UNITARIO	COSTO TOTAL	FOTO REFERENCIA
Volante de sierra huincha	2	Poleas Fernández	https://bolmaq.cl/inicio/357-volante-de-500mm-huincha-3.html	\$159.990	\$319.980	
Perfil tubular rectangular 70x30x2.0mm x6m	3	Sodimac	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/16643X/70x30x20mm-x6m-perfil-tubular-rectangular/16643X/	\$31.390	\$94.170	
Perfil tubular rectangular 50x30x2.0mm x6m	2	Sodimac	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/166413/50x30x20mm-x6m-perfil-tubular-rectangular/166413/	\$22.890	\$45.780	
Perfil angular laminado 20x20x2mmx 6m	3	Sodimac	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/20x20x2mmx6m-perfil-angular-laminado	\$5,790	\$23.160	

Rueda con base 50mm.	12	Sodimac	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/4027884/rueda-con-base-50-mm/4027884/	\$4.330	\$51.960	
Roldana simple 1 1/4"	2	Sodimac	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/176443/roldana-simple-1-1-4/176443/	\$8.990	\$17.980	
Rodamientos RLS 8-2RS1.	4	SKF	https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-RLS%208-2RS1	\$20.860	\$83.440	
Polea 105 mm	1	Poleas Fernández	http://www.poleasfernandez.cl/poleas.html	\$28.990	\$28.990	
Polea 90 mm	1	Poleas Fernández	http://www.poleasfernandez.cl/poleas.html	\$26.990	\$26.990	

Winche manual freno automático Arrastre/Izaje 300Kg Heavy Duty	1	Prowinch	https://prowinch.cl/catalog/winche-manual-freno-automatico-arrastre-izaje-300kg-heavy-duty	\$166.615	\$166.615	
Guía móvil para aserradero portátil AH38 1.1/2"	2	Bolmaq	https://bolmaq.cl/partes-y-piezas-de-aserradero/3316-guia-movil-ah38-11-2-roller.html	\$14.800	\$29.600	
Bidón 20 Litros Llave 1/2 Metálica	1	Mercado Libre	https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-622534256-bidon-20-litros-llave-12-metalica-JM?matt_tool=64141813&matt_word=&matt_source=google&matt_campaign_id=14573893163&matt_ad_group_id=126469660706&matt_match_type=&matt_network=g&matt_device=m&matt_creative=544459325222&matt_keyword	\$12.000	\$12.000	
Eje con paquete de resorte soporte de 1500 kg	1	Empresas Vergara Chile	https://www.evchile.cl/tienda/ejes-con-paquetes-de-resortes/	\$330.000	\$330.000	

RUEDA ARO 12"	2	Metalcar	https://www.metalcar.cl/producto/rueda-aro-12/	\$77.652	\$155.304	
Sierra banda x 6 dientes (acero carbono) p/madera - 18 dientes (acero carbono) p/acero dulce *mts.	2	Ferrettek	https://herramientas.cl/shop/product/792559-8-sierra-banda-x-6-dientes-acero-carbono-p-madera-18-dientes-acero-carbono-p-acero-dulce-59663?gclid=Cj0KCQiAkZKNBhDiARIsAPsk0WgEbcKzQ8aEgXw0iSNjBuSLDnVBTOQo0VOplowVG9QE4ROWOG5R_2YaAqPnEALw_wcB	\$43.190	\$86.380	
Correa ranurada en V	3	BeParts	https://beparts.cl/pac5413194cum.html	\$31.981	\$95.943	
Pernos G2 Hexagonal 5/16x3 Zincado 10 Unds	2	Ferrepernos	https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-554649068-pernos-g2-hexagonal-516x3-zincado-10-unds-ferrepernos-JM	\$3.000	\$6.000	

COSTO TOTAL	\$1.472.639	
-------------	-------------	--

Considerando un costo total asociado de \$1.449.189 aprox. (Valores están sujetos a modificaciones ya que la cotización fue realizada entre el mes de noviembre y diciembre del presente año 2021).

7 CONCLUSIONES

Dentro del presente informe se dio a conocer la investigación sobre los distintos modelos existentes de aserraderos móviles en el mercado nacional e internacional, con el fin de lograr diseñar un aserradero portátil que posea un menor costo de fabricación y unas características de componentes y dimensiones particularmente para los árboles hallados en el país. Frente a lo mencionado, es que se desarrolló y diseñó un aserradero a troncos de hasta 650 mm de diámetro y 4.000 mm de largo, permitiendo abarcar un amplio margen de diámetros los que usualmente son de difícil acceso para el trasladar.

Como paso siguiente, el haber efectuado una investigación sobre la globalidad de posibles componentes y diferentes características, dio pie al poder contextualizar el proyecto a dar respuestas a las solicitudes establecidas en un inicio. Como paso siguiente, el haber efectuado una investigación sobre la globalidad de posibles componentes y sus diferentes características, dio pie al poder contextualizar el proyecto a dar respuestas a las solicitudes establecidas en el inicio, observando mediante la comparación de los otros aserraderos portátiles, una previsualización de una visión de disminución de costos al apreciar que eran componentes de menores dimensiones y/o características.

Como en la acción de investigación y recopilación de componentes se ha de tener una diversidad de posibles elementos de escoger en el mercado, el efectuar una memoria de cálculo generó la acción de acotar y posteriormente escoger los perfiles, roldanas, ruedas, correas de transmisión de potencia, poleas, motor, winche, sierra, entre otros elementos idóneos para las condiciones establecidas de madera.

Ya teniendo la claridad y certeza sobre cuáles serían los componentes que conformarían el diseño del aserradero portátil, es que el virtualizar el diseño en el programa inventor Autodesk otorgó una capacidad visual de entendimiento sobre las dimensiones del proyecto y el calce coherente de la elección de cada uno de los componentes. Adherido a ello, la acción del haber simplificado la estructura global a una particular (ver Anexo 13), someterla al análisis de elementos finitos y observar que su concentración de esfuerzos se hallaba lejos de la criticidad de falla, concede una seguridad de que los cálculos efectuados fueron desarrollados correctamente.

Ya finalizando, al poseer claridad y seguridad de que los componentes fueron coherentemente escogidos, mediante una cotización realizada en los negocios nacionales, se tiene que como costo total de los elementos a comprar bordea el \$1.500.000, cifra que si bien con mano de obra aumentaría alrededor de los \$2.500.000, sigue siendo un precio accesible en contraste con las altas cifras de los aserraderos portátiles actuales. Cabe mencionar que, si se considera la compra de los componentes al por mayor con fin de la fabricación de más de una unidad, se visualiza una rebaja proporcional a las rebajas ofrecidas por los proveedores, siendo esta lógicamente variable de cada proveedor.

Como conclusión, se ha de percibir una satisfacción de que el diseño y su evaluación económica son tentativos a la fabricación.

8 REFERENCIAS

- [1] B. (2021b). *Shigley's Mechanical Engineering Design 11e*. Mc Graw Hill Education (Uk).
- [2] *De la mano de la arquitectura, crece uso sustentable de maderas nativas*. (2016, 19 diciembre). Madera 21 CORMA. <https://www.madera21.cl/blog/2016/12/19/de-la-mano-de-la-arquitectura-crece-uso-sustentable-de-maderas-nativas/>
- [3] Jr., W. C. D., & Rethwisch, D. G. (2020). *Materials Science and Engineering: An Introduction (10.^a ed.)*. Wiley.
- [4] SKF. (s. f.). SKF. Recuperado 17 de septiembre de 2021, de <https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings-with-filling-slots>
- [5] Intermec. *Productos mecánicos para transmisión de potencia (2013)*. Poleas en V, de <http://rodamin.cl>
- [6] Russell C. Hibbeler (2011), *Mecánica de Materiales, Octava edición*
- [7] Prodalam. *Catálogo de Aceros y Productos Industriales*, de: http://www3.prodalam.cl/wp-content/uploads/2019/01/catalog_aceros.pdf
- [8] BCN. (29 de 07 de 2021). *Biblioteca del Congreso Nacional de Chile*. Obtenido de https://obtienearchivo.bcn.cl/obtienearchivo?id=repositorio/10221/32419/1/N_68_21_Industria_Forestal_en_Chile.pdf
- CORMA. (2021). *Corporación Chilena de la Madera*. Obtenido de <https://www.corma.cl/corma-al-dia/la-araucania/de-la-mano-de-la-arquitectura-crece-uso-sustentable-de-maderas-nativas#/12>
- INFOR . (2019). *Estadísticas Forestales, Anuario Forestal* . Obtenido de <https://wef.infor.cl/publicaciones/publicaciones.php>

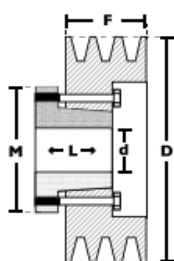
8.1 ANEXOS

8.2 ANEXO I: DIMENSIONES DE POLEAS PARA UJES QD

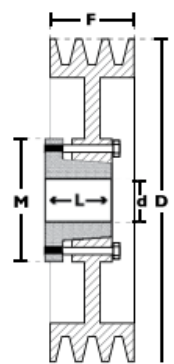
POLEAS TIPO
3V

DIMENSIONES DE POLEAS PARA BUJES QD

Nomenclatura para poleas con Buje QD



Modelo T1



Modelo T3

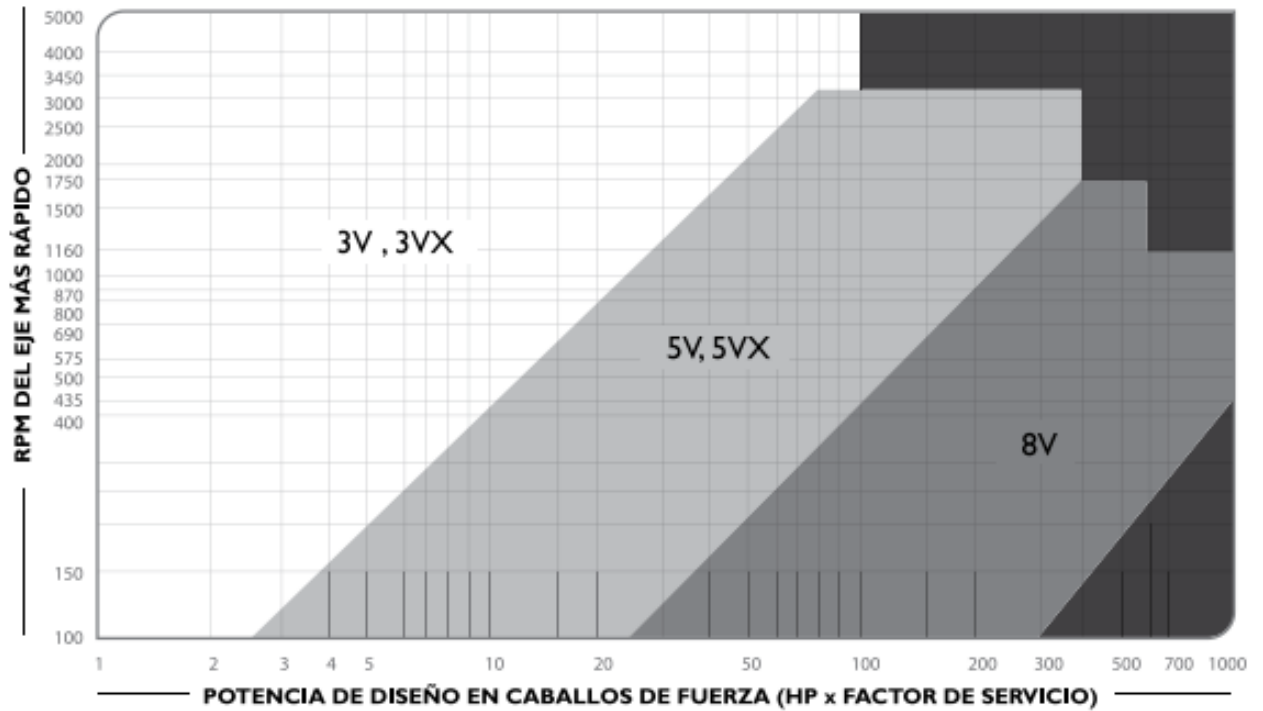
3 CANALES									
Ancho (F) = 38.1 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Hueco máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2,5	65	PQ 3-3V65	JA	25,4	1	27	50	T1	1,6
2,6	67	PQ 3-3V67	JA	25,4	1	27	50	T1	1,8
2,8	70	PQ 3-3V70	JA	25,4	1	27	50	T1	2,0
3,0	75	PQ 3-3V75	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,2
3,1	80	PQ 3-3V80	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,5
3,3	85	PQ 3-3V85	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,8
3,6	90	PQ 3-3V90	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,0
3,9	100	PQ 3-3V100	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,2
4,1	105	PQ 3-3V105	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,3
4,3	110	PQ 3-3V110	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T1	3,4
4,5	115	PQ 3-3V115	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T1	3,5
4,7	120	PQ 3-3V120	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T1	3,7
5,0	125	PQ 3-3V125	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	4,0
5,1	130	PQ 3-3V130	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	4,1
5,3	135	PQ 3-3V135	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	4,3
5,6	140	PQ 3-3V140	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	4,9
6,0	150	PQ 3-3V150	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	5,9
6,3	160	PQ 3-3V160	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	6,1
6,5	165	PQ 3-3V165	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	6,3
6,7	170	PQ 3-3V170	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	6,5
6,9	175	VQ 3-3V175	SDS	42,9	1-11/16	35	100	T2	6,8
7,0	180	VQ 3-3V180	SK	54,0	2-1/8	50	100	T2	6,9
7,5	190	VQ 3-3V190	SK	54,0	2-1/8	50	100	T2	9,9
8,0	200	VQ 3-3V200	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	10,6
9,0	230	VQ 3-3V230	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	12,0
9,9	250	VQ 3-3V250	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	13,1
10,6	270	VQ 3-3V270	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	14,0
11,0	280	VQ 3-3V280	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	14,5
11,8	300	VQ 3-3V300	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	15,6
12,5	320	VQ 3-3V320	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	16,5
13,7	350	VQ 3-3V350	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	19,6
14,0	355	VQ 3-3V355	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	20,0
15,7	400	VQ 3-3V400	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	22,5
19,0	485	VQ 3-3V485	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	33,0
25,0	635	VQ 3-3V635	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	45,0
33,5	850	VQ 3-3V900	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	75,0

8.3 ANEXO II CORREAS Y POLEAS

TABLAS PARA SELECCIONAR EL TIPO O PERFIL DE LA CORREA

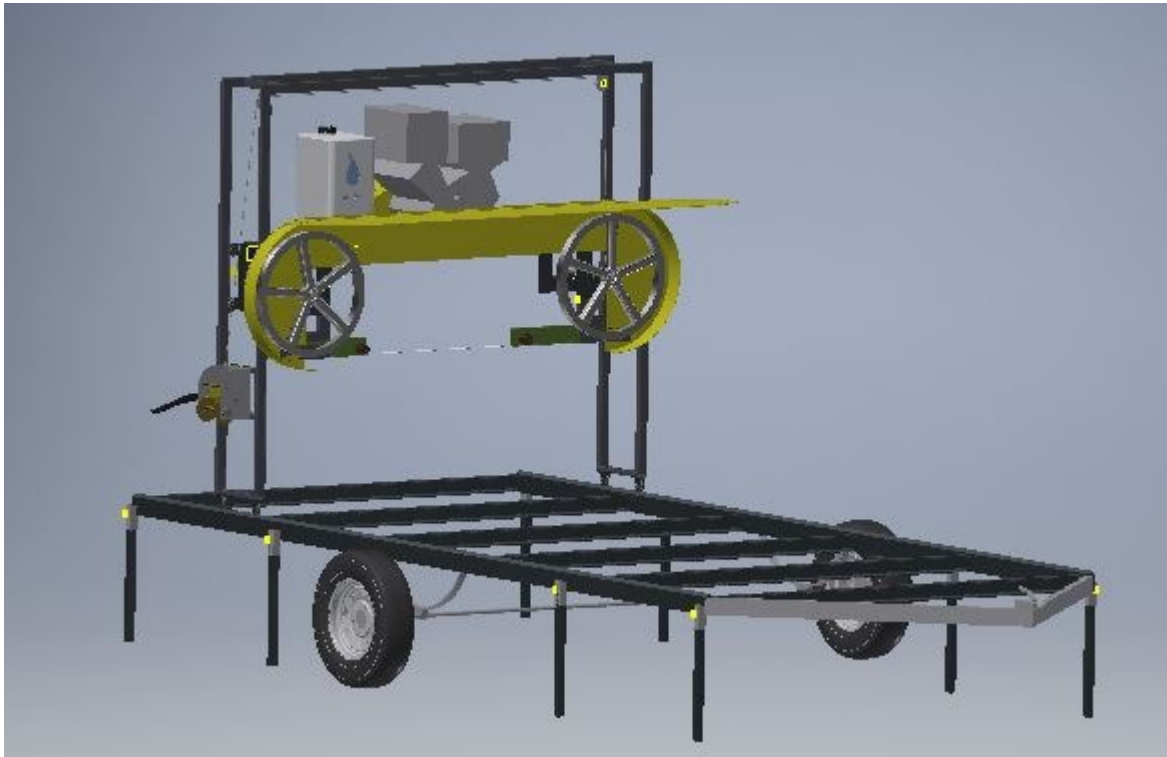


CORREAS ALTA CAPACIDAD

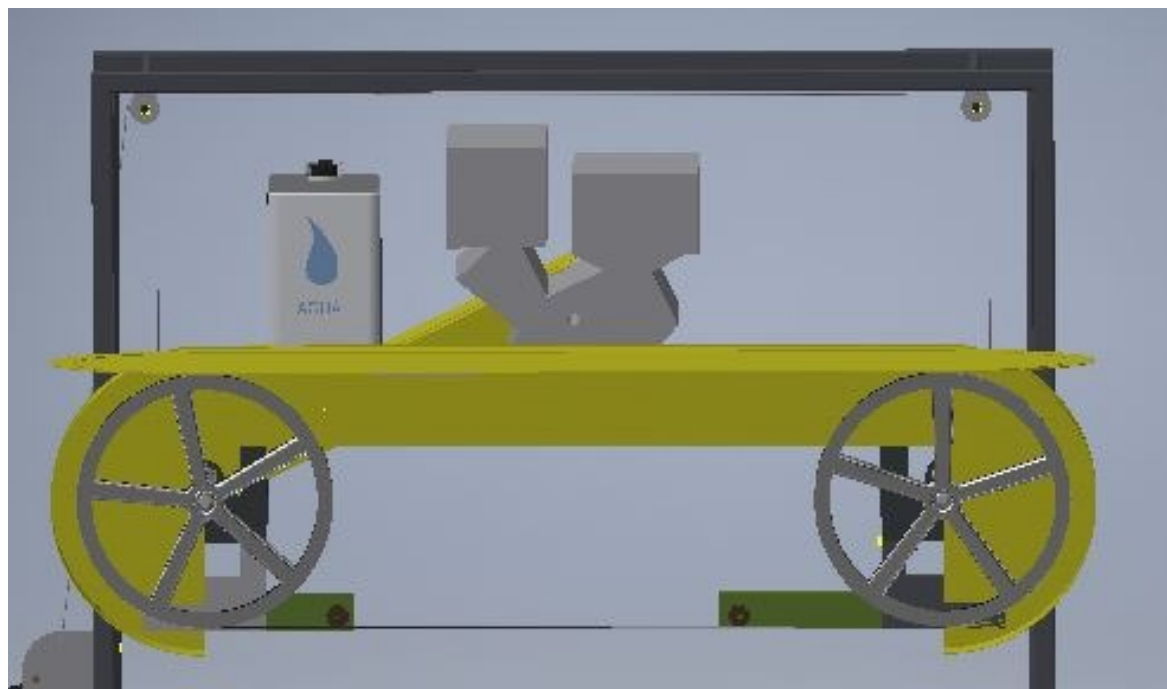


8.4 ANEXO III: DISEÑO 3D ASERRADERO PORTÁTIL EN INVENTOR AUTODESK.

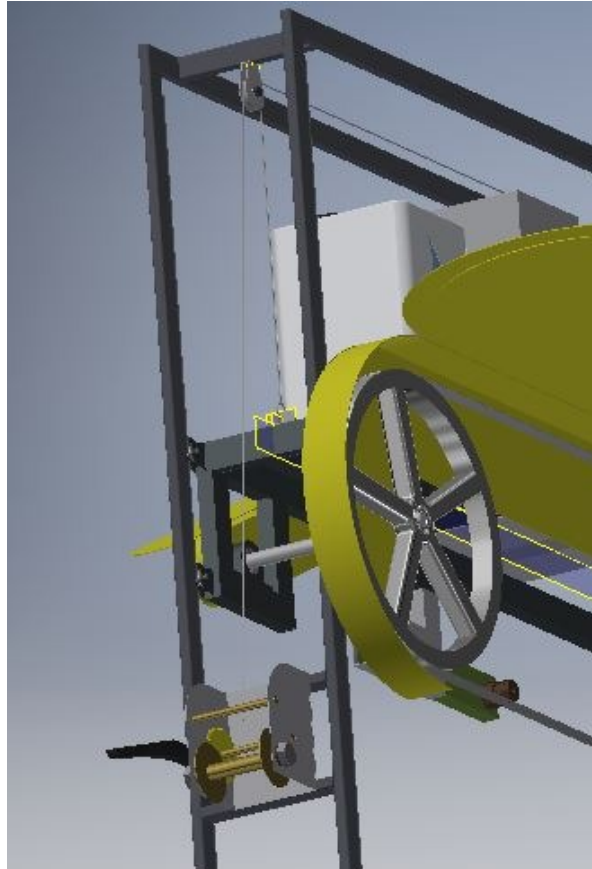
8.4.1 ANEXO A-1



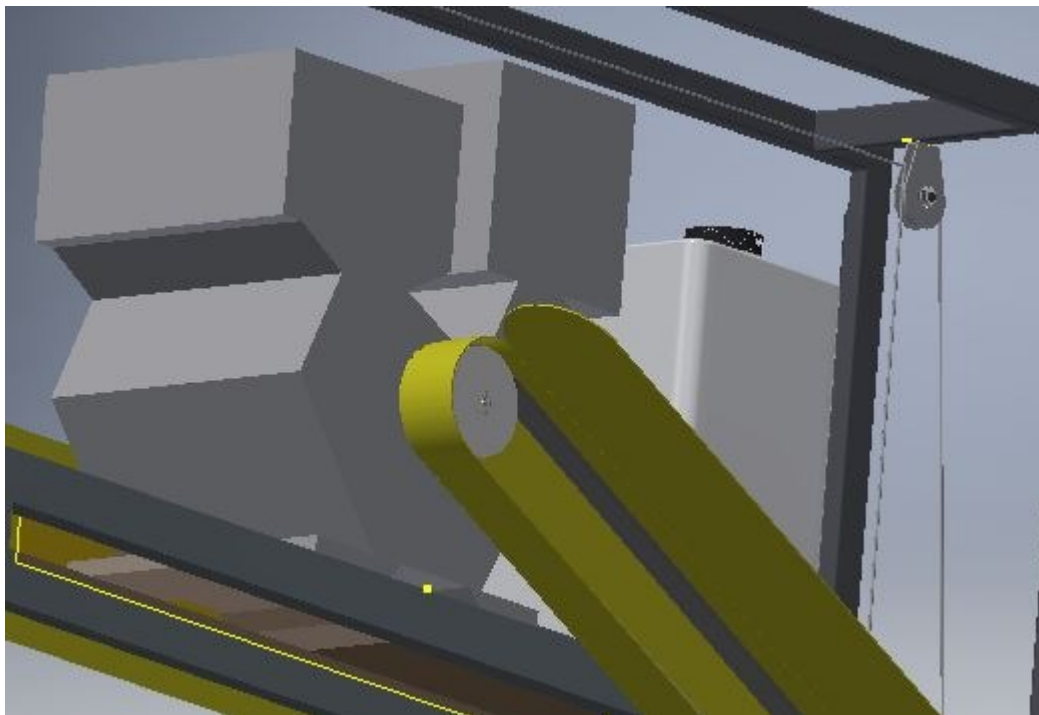
8.4.2 ANEXO A-2



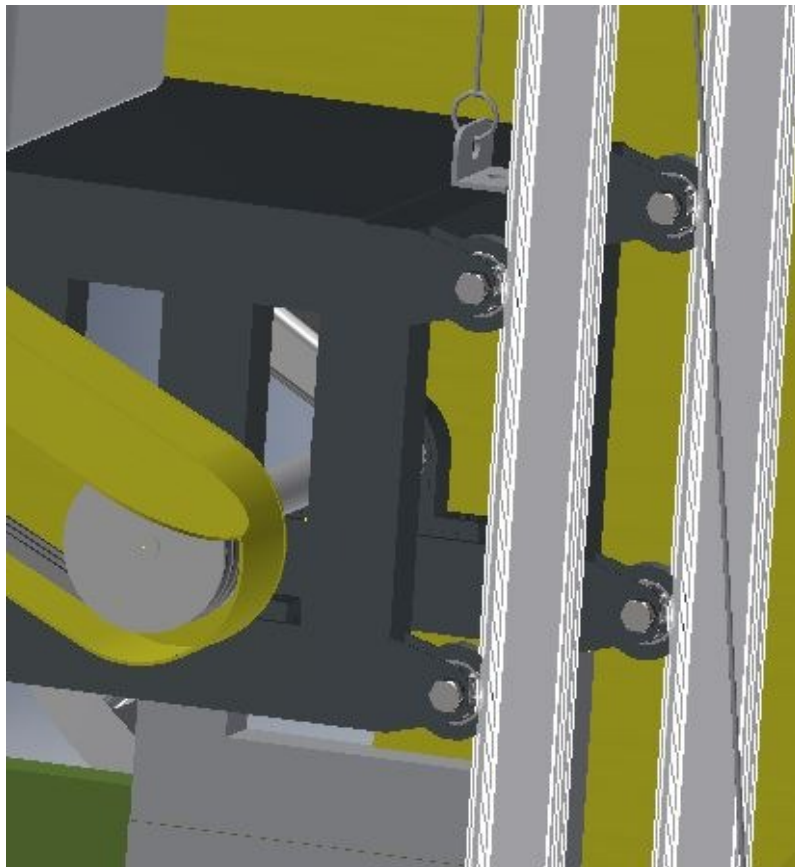
8.4.3 ANEXO A-3



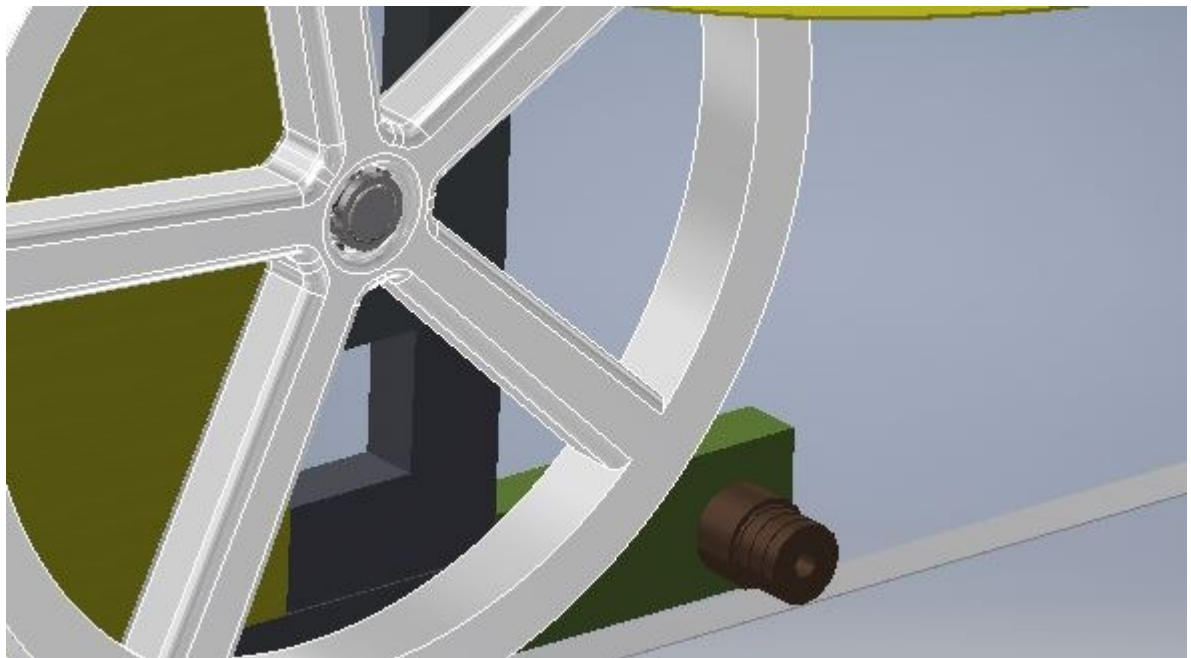
8.4.4 ANEXO A-4



8.4.5 ANEXO A-5



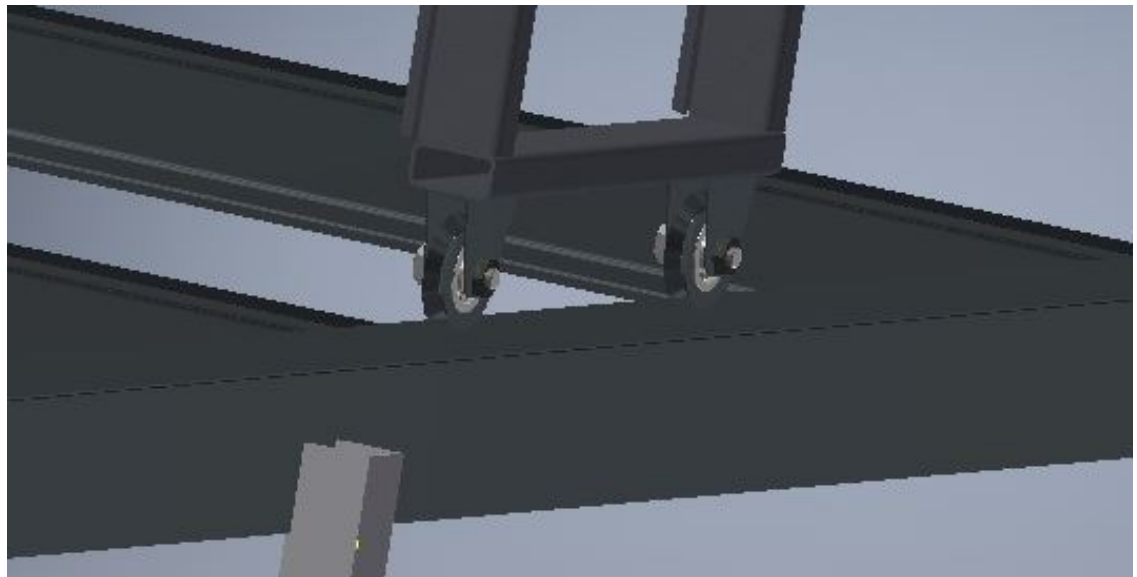
8.4.6 ANEXO A-6



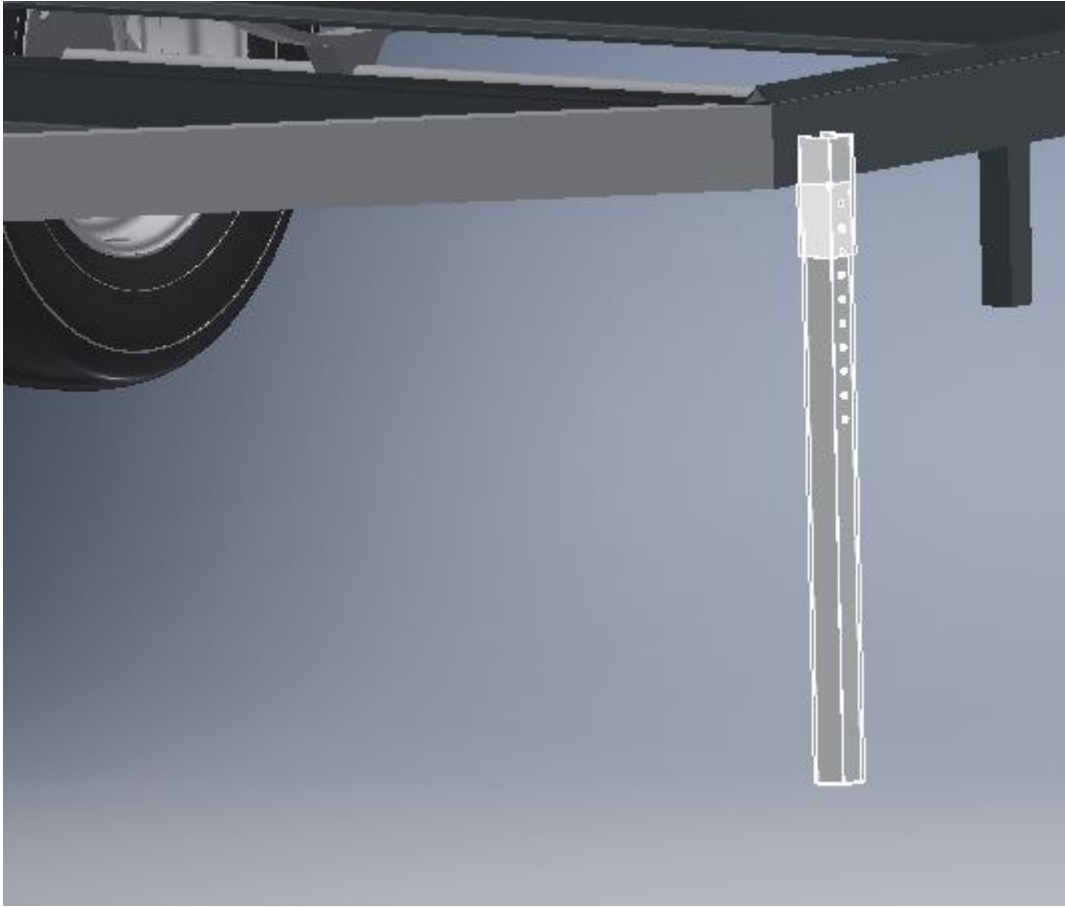
8.4.7 ANEXO A-7



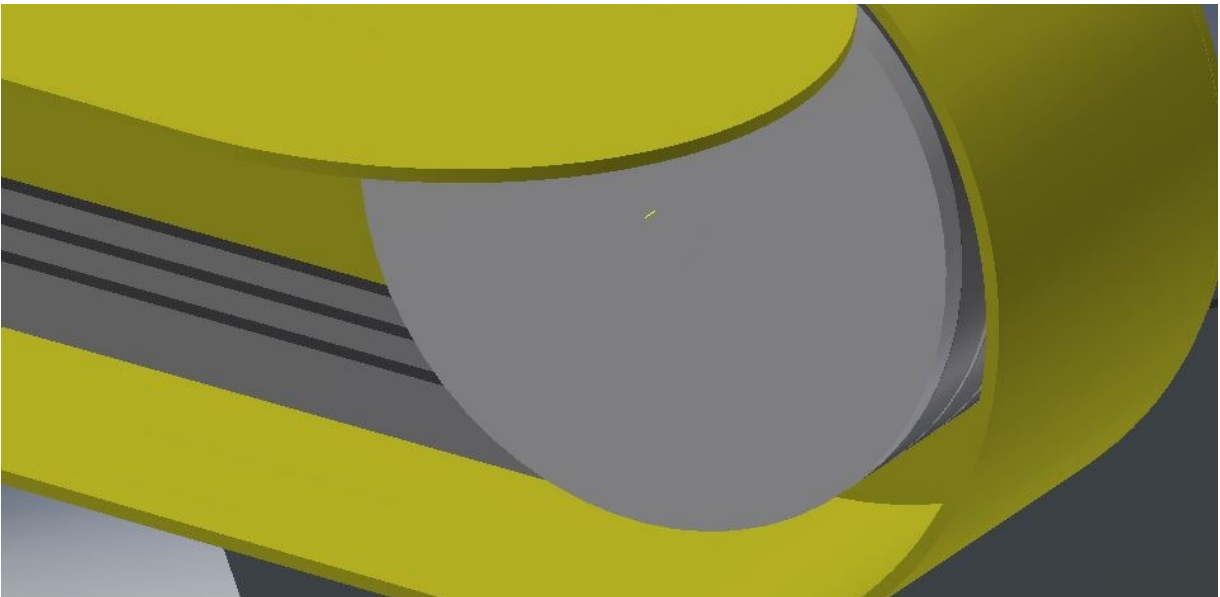
8.4.8 ANEXO A-8



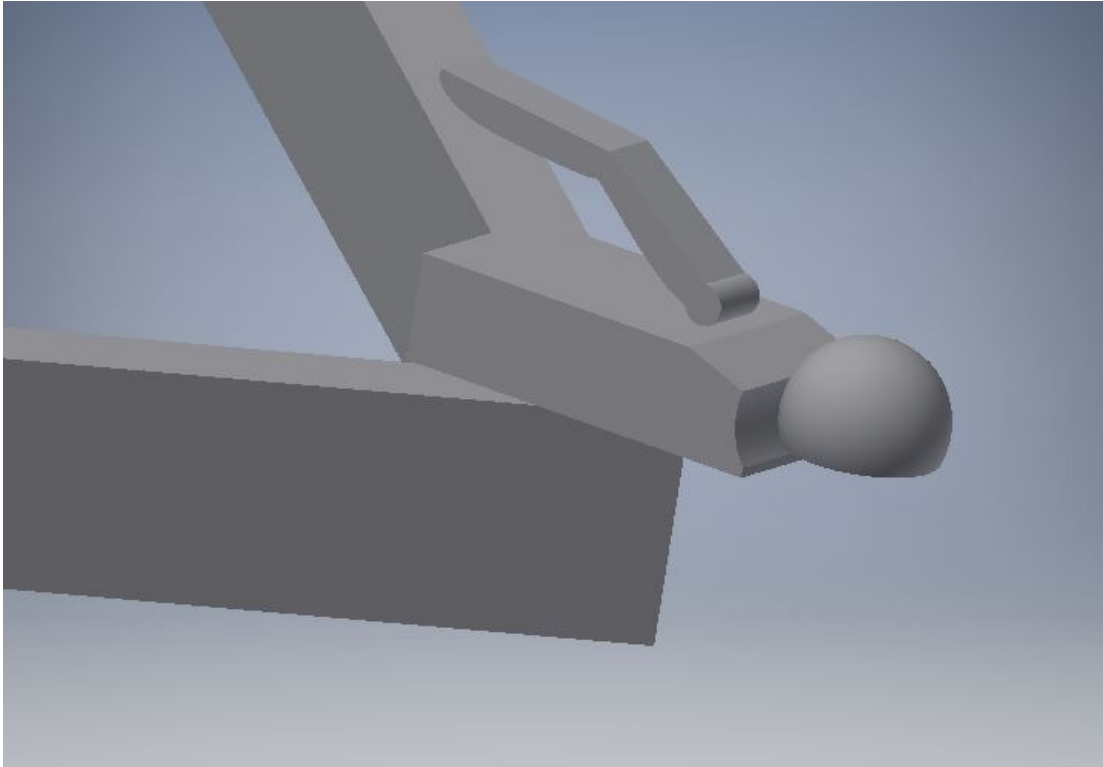
8.4.9 ANEXO A-9



8.4.10 ANEXO A-10



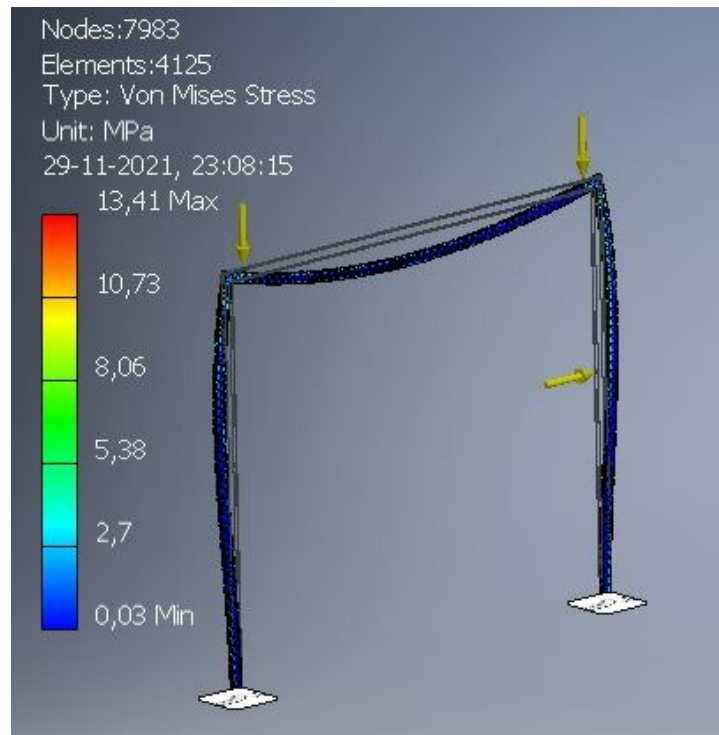
8.4.11 ANEXO A-11



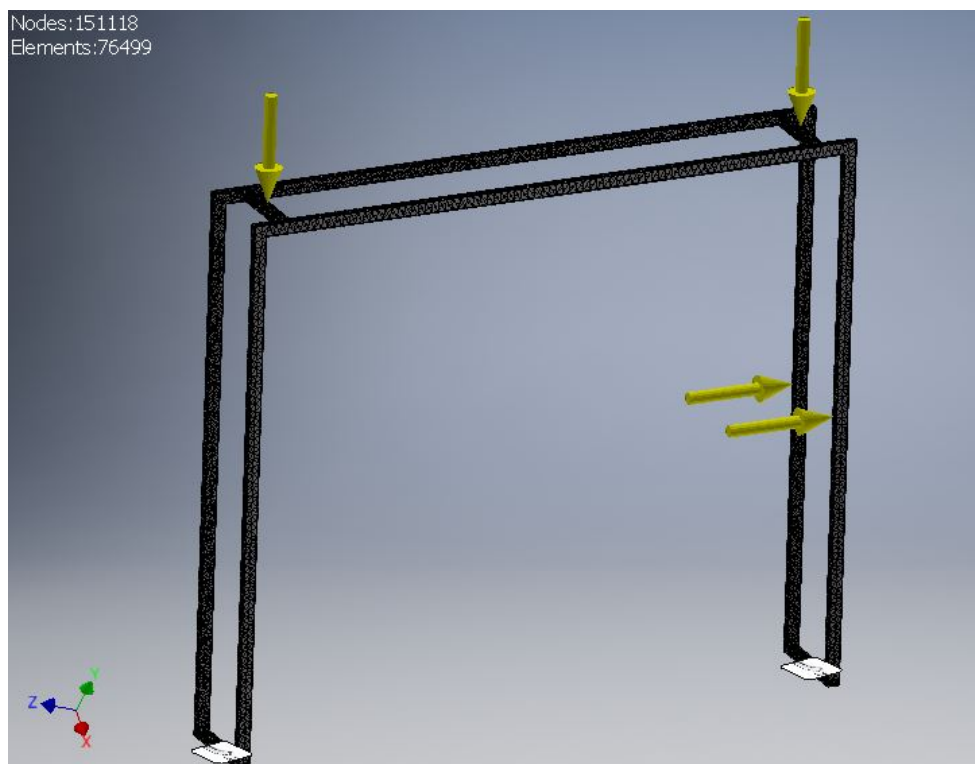
8.4.12 ANEXO A-12



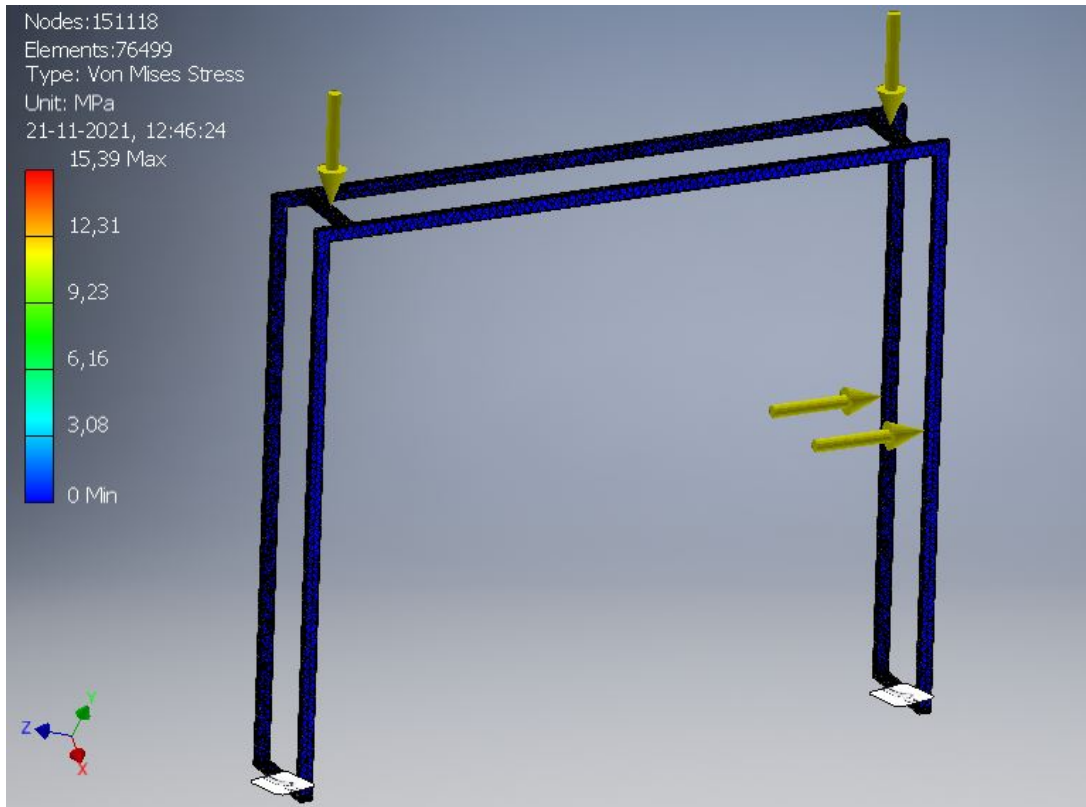
8.4.13 ANEXO A-13



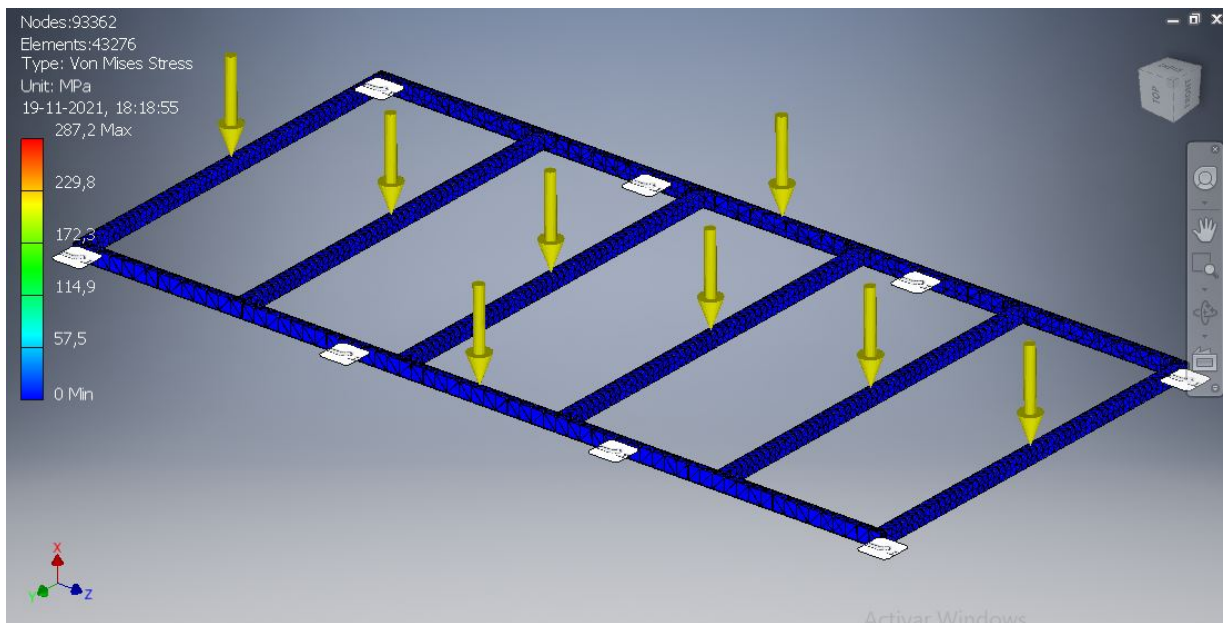
8.4.14 ANEXO A-14



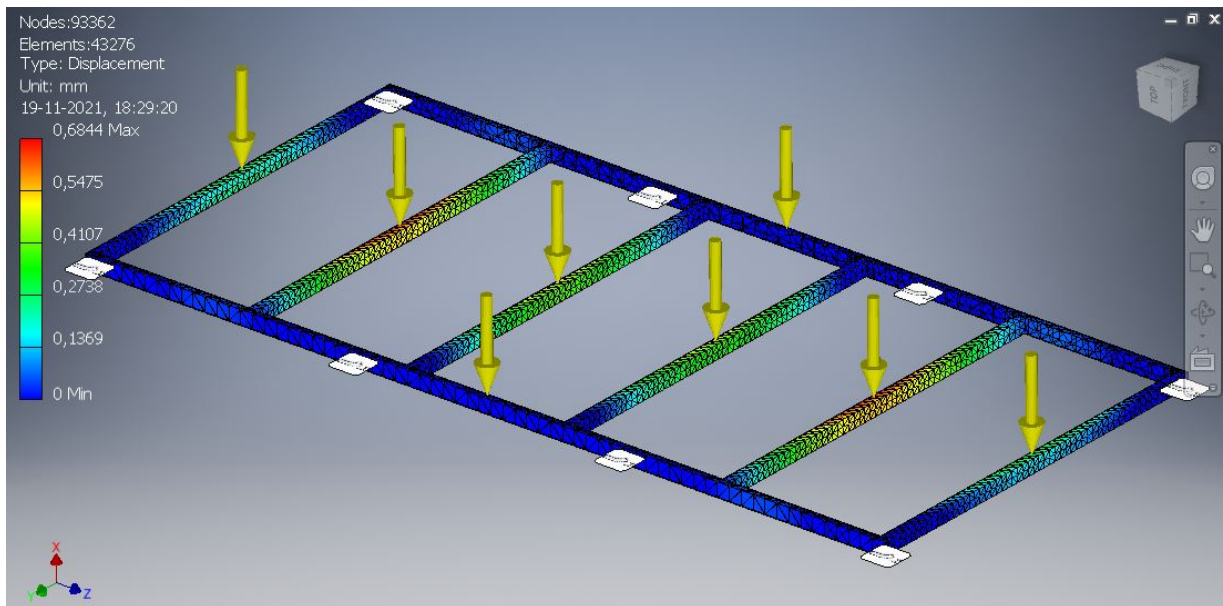
8.4.15 ANEXO A-15



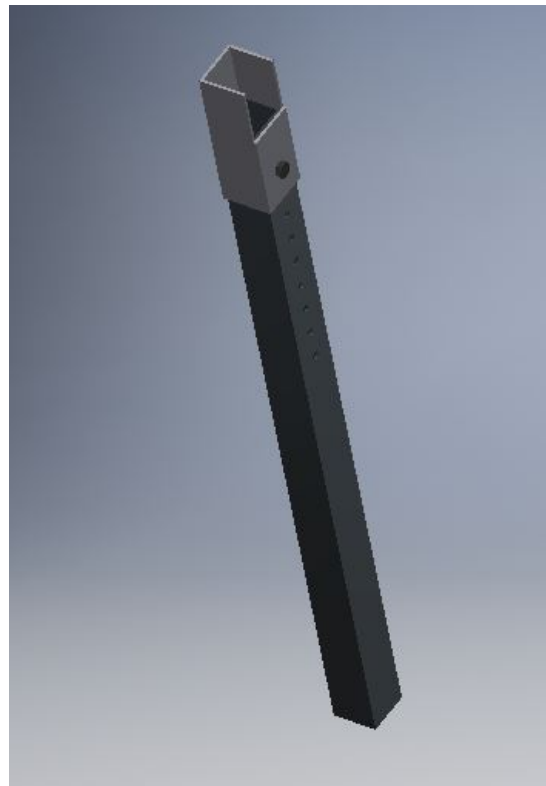
8.4.16 ANEXO A-16



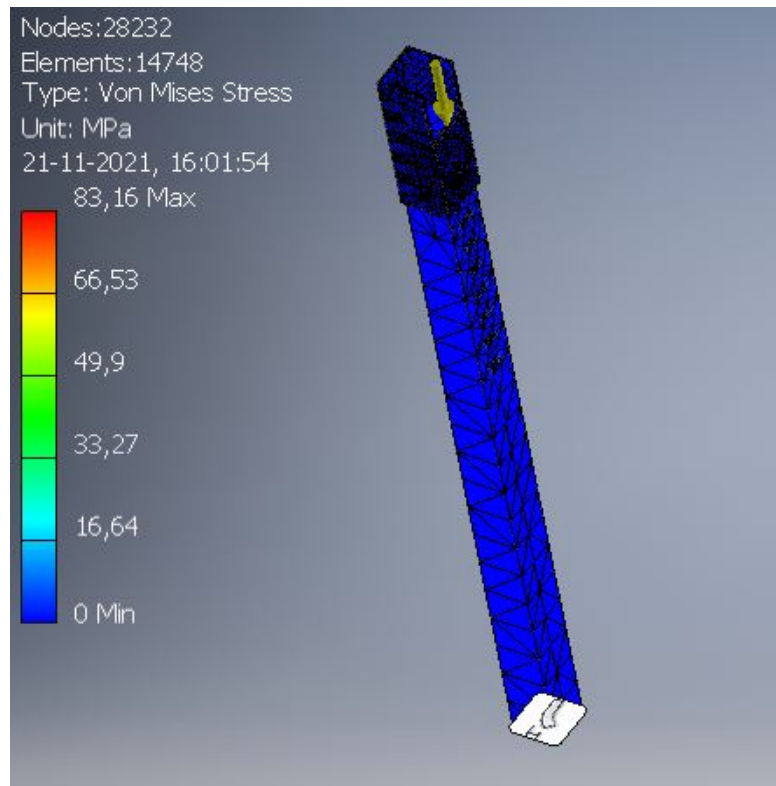
8.4.17 ANEXO A-17



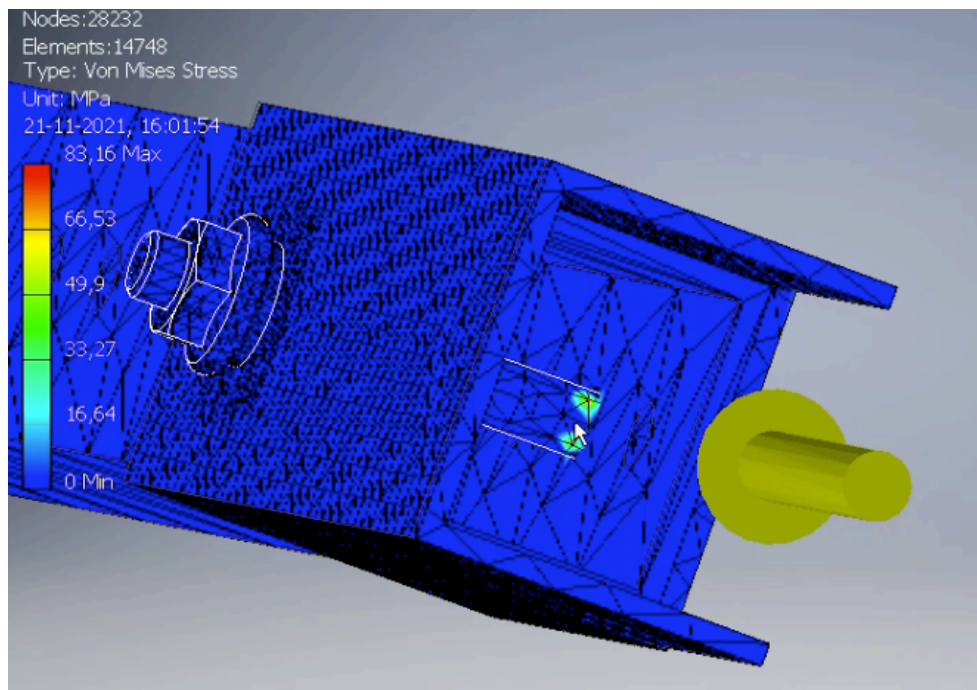
8.4.18 ANEXO A-18



8.4.19 ANEXO A-19



8.4.20 ANEXO A-20

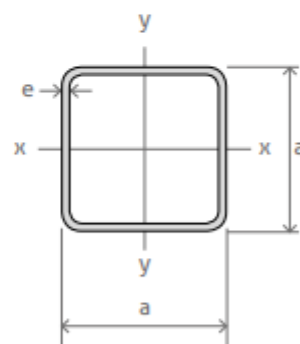
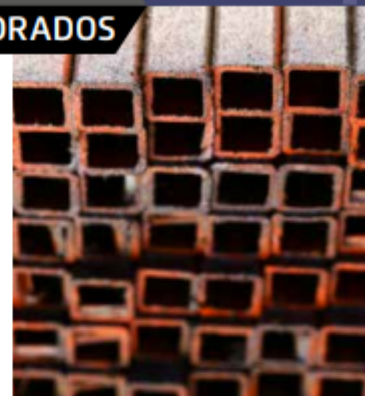


8.5 ANEXO IV: PERFILES RECTANGULARES

Código SAP	Descripción a x b x e (mm)	Peso kg/m	kg/L6m	Propiedades							
				Eje X-X				Eje Y-Y			
				A cm2	I cm4	W cm3	i cm	I cm4	W cm3	i cm	
13138	10 x 25 x 1,0	0,50	3,00	0,63	0,45	0,36	0,84	0,10	0,21	0,40	
13139	10 x 25 x 1,5	0,80	4,80	0,80	0,90	0,47	0,82	0,13	0,27	0,38	
13140	10 x 30 x 1,0	0,58	3,48	0,73	0,73	0,49	1,00	0,12	0,25	0,41	
13141	10 x 30 x 1,5	0,83	4,98	1,05	0,97	0,65	0,96	0,16	0,32	0,39	
9460	15 x 25 x 1,0	0,58	3,48	0,73	0,60	0,48	0,90	0,27	0,36	0,61	
9461	15 x 25 x 1,5	0,83	4,98	1,05	0,80	0,64	0,87	0,36	0,48	0,58	
14536	15 x 25 x 2,0	1,05	6,30	1,34	0,95	0,76	0,84	0,41	0,55	0,56	
13142	15 x 35 x 1,0	0,73	4,38	0,93	1,39	0,79	1,22	0,36	0,49	0,63	
13143	15 x 35 x 1,5	1,06	6,36	1,35	1,91	1,09	1,19	0,49	0,65	0,60	
9462	20 x 30 x 1,0	0,73	4,38	0,93	1,15	0,77	1,11	0,61	0,61	0,81	
9463	20 x 30 x 1,5	1,06	6,36	1,35	1,59	1,06	1,08	0,84	0,84	0,79	
9464	20 x 30 x 2,0	1,36	8,16	1,74	1,94	1,29	1,05	1,02	1,02	0,76	
9465	20 x 40 x 1,0	0,89	5,34	1,17	2,33	1,17	1,44	0,80	0,80	0,84	
9466	20 x 40 x 1,5	1,30	7,80	1,73	3,27	1,63	1,41	1,10	1,10	0,82	
9467	20 x 40 x 2,0	1,68	10,08	2,27	4,05	2,02	1,38	1,34	1,34	0,79	
13145	20 x 50 x 1,5	1,53	9,18	2,02	6,08	2,44	1,73	1,42	1,42	0,83	
13146	20 x 50 x 2,0	1,99	11,94	2,67	7,91	3,16	1,72	1,76	1,76	0,81	
13144	30 x 40 x 1,0	1,05	6,30	1,33	3,09	1,55	1,52	1,99	1,33	1,22	
9468	30 x 40 x 1,5	1,53	9,18	1,95	4,37	2,19	1,50	2,80	1,87	1,20	
9469	30 x 40 x 2,0	1,99	11,94	2,54	5,48	2,74	1,47	3,50	2,33	1,17	
9470	30 x 50 x 1,0	1,20	7,20	1,56	5,50	2,20	1,87	2,49	1,66	1,26	
9471	30 x 50 x 1,5	1,77	10,62	2,25	7,54	3,01	1,83	3,42	2,28	1,23	
9472	30 x 50 x 2,0	2,31	13,86	2,94	9,54	3,81	1,80	4,29	2,80	1,21	
9473	30 x 50 x 3,0	3,30	19,80	4,21	12,80	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16	
13147	40 x 60 x 1,5	2,24	13,44	2,91	14,09	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65	
9474	40 x 60 x 2,0	2,93	17,58	3,84	19,31	6,43	2,24	10,22	5,11	1,63	
9475	40 x 60 x 3,0	4,25	25,50	5,41	25,30	8,44	2,16	13,40	6,69	1,57	
13148	40 x 60 x 4,0	5,45	32,70	7,36	34,50	11,50	2,16	18,34	9,18	1,57	
13149	30 x 70 x 1,5	2,24	13,44	2,19	16,00	4,56	2,70	4,21	2,80	1,38	
13150	30 x 70 x 2,0	2,93	17,58	3,74	22,22	6,35	2,44	5,86	3,91	1,25	
13151	30 x 70 x 3,0	4,25	25,50	5,41	30,57	8,74	2,38	7,90	5,26	1,21	
13152	40 x 80 x 1,5	2,71	16,26	3,40	28,02	7,00	2,87	9,54	4,77	1,68	
9476	40 x 80 x 2,0	3,56	21,36	4,54	37,46	9,34	2,87	12,72	6,36	1,67	
9477	40 x 80 x 3,0	5,19	31,14	6,61	52,25	13,06	2,81	17,56	8,78	1,63	
9478	40 x 80 x 4,0	6,71	40,26	8,55	64,79	16,20	2,75	21,49	10,74	1,59	
9479	50 x 100 x 2,0	4,50	27,00	5,74	74,98	15,00	3,61	25,67	10,27	2,11	
9480	50 x 100 x 3,0	6,60	39,60	8,41	106,46	21,29	3,56	36,06	14,42	2,07	
9481	50 x 100 x 4,0	8,59	51,54	10,95	134,14	26,83	3,50	44,95	16,98	2,03	
13153	50 x 100 x 5,0	10,48	62,88	13,36	157,70	31,54	3,44	52,09	20,83	1,97	
9482	50 x 150 x 2,0	6,07	36,42	7,74	207,53	27,67	5,18	37,20	14,88	2,19	
9483	50 x 150 x 3,0	8,96	53,76	11,41	298,55	39,81	5,12	54,65	21,05	2,15	
9484	50 x 150 x 4,0	11,73	70,38	14,95	381,39	50,85	5,05	66,16	26,47	2,10	
14539	50 x 150 x 5,0	14,41	86,46	18,36	455,54	60,74	4,98	77,40	30,96	2,05	

8.6 ANEXO V: PERFILES CUADRADOS

				LARGOS			
1.1 Tubos y Perfiles Conformados en Frío							
1.1.2 PERFILES CUADRADOS							
Código SAP	Descripción a x a x e (mm)	Peso kg/m	kg/L6m	Propiedades Ejes X-X e Y-Y			
				A cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
9434	15 x 15 x 1,0 mm.	0,42	2,52	0,53	0,17	0,23	0,57
9435	15 x 15 x 1,5 mm.	0,59	3,54	0,75	0,22	0,29	0,54
9436	20 x 20 x 1,0 mm.	0,58	3,48	0,73	0,43	0,43	0,77
9437	20 x 20 x 1,5 mm.	0,83	4,98	1,05	0,58	0,58	0,74
9438	20 x 20 x 2,0 mm.	1,05	6,30	1,34	0,69	0,69	0,72
9439	25 x 25 x 1,0 mm.	0,73	4,38	0,93	0,88	0,71	0,98
9440	25 x 25 x 1,5 mm.	1,06	6,36	1,35	1,22	0,97	0,95
9441	25 x 25 x 2,0 mm.	1,36	8,16	1,74	1,48	1,18	0,92
9442	30 x 30 x 1,0 mm.	0,89	5,34	1,13	1,57	1,05	1,18
9443	30 x 30 x 1,5 mm.	1,30	7,80	1,65	2,20	1,46	1,15
9444	30 x 30 x 2,0 mm.	1,68	10,08	2,14	2,72	1,81	1,13
9445	40 x 40 x 1,0 mm.	1,20	7,20	1,57	3,96	1,98	1,59
9446	40 x 40 x 1,5 mm.	1,77	10,62	2,25	5,49	2,75	1,56
9447	40 x 40 x 2,0 mm.	2,31	13,86	2,94	6,94	3,47	1,54
9448	40 x 40 x 3,0 mm.	3,30	19,80	4,21	9,32	4,66	1,49
9449	50 x 50 x 1,5 mm.	2,24	13,44	2,85	11,10	4,42	1,97
9450	50 x 50 x 2,0 mm.	2,93	17,58	3,94	14,15	5,66	1,94
9451	50 x 50 x 3,0 mm.	4,25	25,50	5,41	19,47	7,79	1,90
13186	50 x 50 x 4,0 mm.	5,45	32,70	6,95	23,74	9,44	1,85
13187	50 x 50 x 5,0 mm.	6,56	39,36	8,36	26,78	10,71	1,79
32837	60 x 60 x 1,5 mm.	2,71	16,26	3,45	19,52	6,51	2,38
42650	60 x 60 x 2,0 mm.	3,56	21,36	4,54	25,14	8,38	2,35
84502	60 x 60 x 3,0 mm.	5,19	31,14	6,61	35,13	11,71	2,31
9452	75 x 75 x 2,0 mm.	4,50	27,00	5,74	50,49	13,46	2,97
9453	75 x 75 x 3,0 mm.	6,60	39,60	8,41	71,62	19,10	2,92
9454	75 x 75 x 4,0 mm.	8,59	51,54	10,95	90,19	24,05	2,87
13188	75 x 75 x 5,0 mm.	10,48	62,88	13,36	105,92	28,95	2,82
14532	75 x 75 x 6,0 mm.	12,10	72,60	15,63	119,48	31,86	2,76
9455	100 x 100 x 2,0 mm.	6,07	36,42	7,74	123,01	24,60	3,99
9456	100 x 100 x 3,0 mm.	8,96	53,76	11,41	177,05	35,41	3,94
9457	100 x 100 x 4,0 mm.	11,73	70,38	14,95	222,89	44,58	3,89
13225	100 x 100 x 5,0 mm.	14,41	86,46	18,36	270,57	54,11	3,84
14533	100 x 100 x 6,0 mm.	16,90	101,40	21,63	310,55	62,11	3,79



Norma ASTM A500
 Calidades A270ES / A240ES / SAE1010 / SAE1008
 Largo normal 6m
 Otros largos A pedido

A Área sección transversal del perfil
I Momento de inercia de la sección
W Módulo resistente a la sección
i Radio de giro de la sección

* Valores absolutos indicados en las tablas

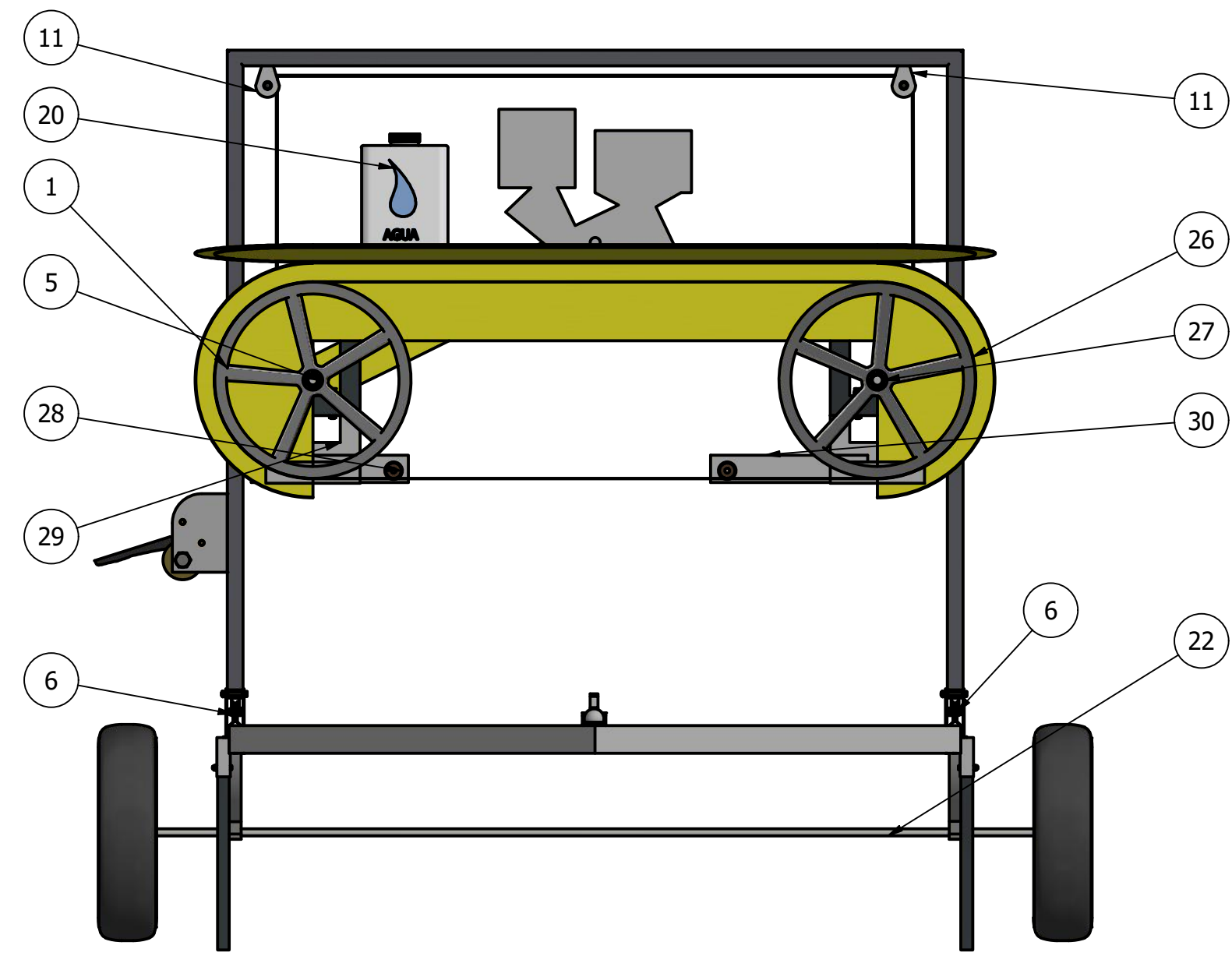
8.7 ANEXO VI: DIÁMETRO MÍNIMO DE ELECCIÓN DE POLEAS

Diámetros mínimos en mm				
Caballos de fuerza (HP)	RPM de Motor			
	900	1200	1800	3600
0.50	85	-	-	-
0.75	85	85	-	-
1.00	85	85	80	-
1.50	75	85	85	80
2.00	75	85	85	85
3.00	75	75	85	85
5.00	100	75	75	85
7.50	115	100	75	75
10.00	115	115	100	75
15.00	135	115	115	100
20.00	155	135	115	115
25.00	170	155	115	115
30.00	170	170	135	-
40.00	210	170	155	-
50.00	230	210	170	-
60.00	260	230	190	-
75.00	260	260	230	-
100.00	350	350	250	-
125.00	380	350	280	-
150.00	465	350	-	-
200.00	550	-	-	-
250.00	-	-	-	-
300.00	-	-	-	-

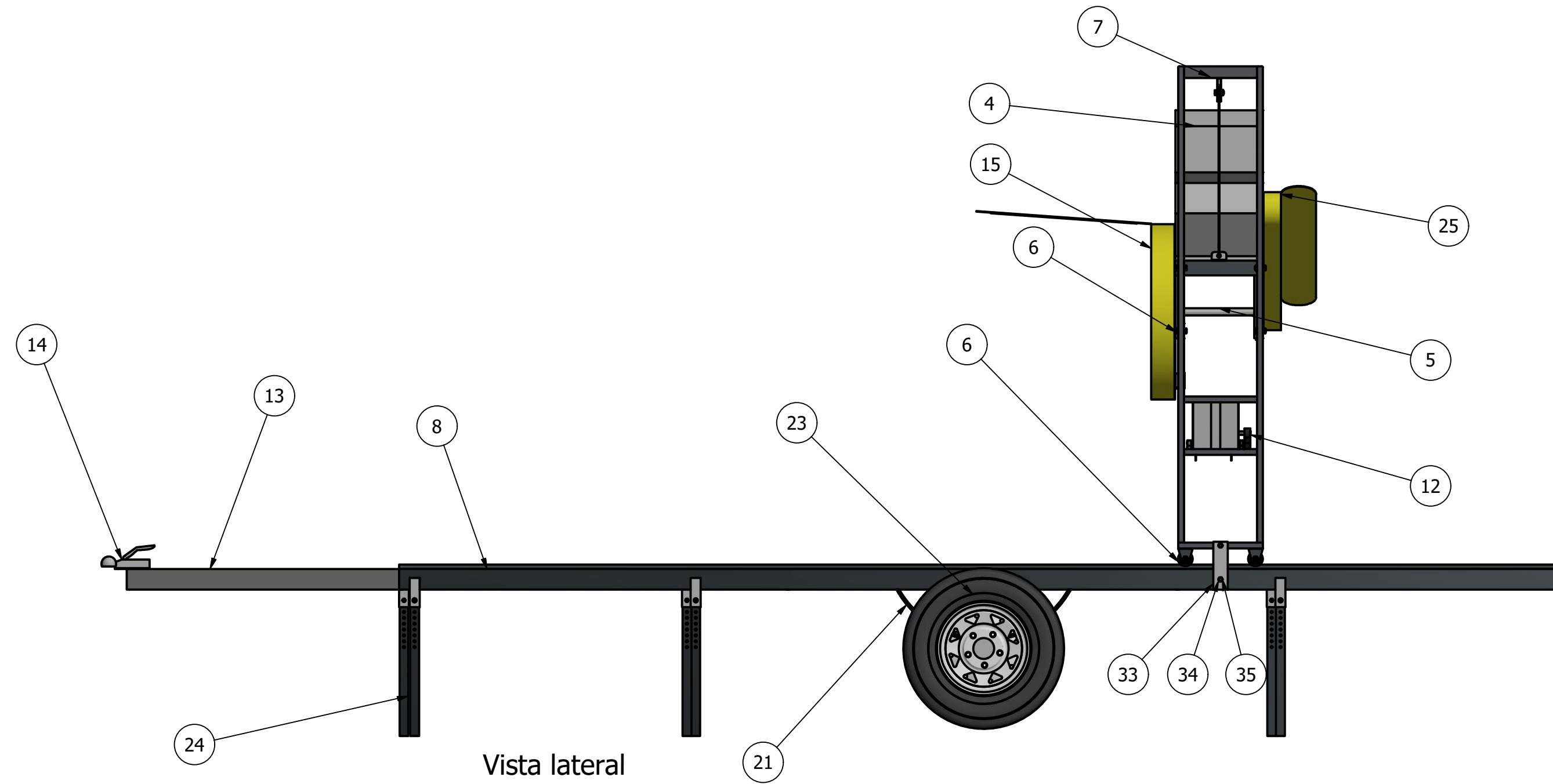
8.8 ANEXO VII: TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL

CORREAS TIPO		TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)									
3V		Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)									
RPM del Eje más Rápido		55	60	65	67	70	75	80	85	90	105
100	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23	0,27	0,33	
200	0,16	0,20	0,24	0,27	0,31	0,35	0,39	0,43	0,50	0,61	
300	0,23	0,29	0,33	0,38	0,43	0,50	0,55	0,62	0,72	0,88	
400	0,28	0,35	0,42	0,49	0,55	0,64	0,71	0,80	0,93	1,14	
500	0,34	0,42	0,50	0,59	0,67	0,78	0,86	0,97	1,13	1,38	
575	0,37	0,47	0,56	0,66	0,75	0,88	0,97	1,10	1,28	1,57	
600	0,38	0,49	0,59	0,69	0,79	0,91	1,00	1,14	1,33	1,63	
650	0,43	0,54	0,65	0,76	0,88	1,02	1,13	1,28	1,50	1,84	
700	0,43	0,55	0,66	0,77	0,89	1,04	1,15	1,30	1,52	1,86	
725	0,44	0,56	0,68	0,80	0,91	1,07	1,18	1,34	1,57	1,92	
800	0,47	0,60	0,73	0,86	0,99	1,16	1,30	1,45	1,70	2,10	
870	0,50	0,64	0,78	0,92	1,06	1,24	1,38	1,56	1,83	2,25	
900	0,52	0,66	0,80	0,95	1,10	1,28	1,42	1,60	1,90	2,32	
950	0,54	0,69	0,84	0,99	1,14	1,34	1,50	1,68	1,98	2,43	
1000	0,56	0,72	0,87	1,03	1,20	1,40	1,55	1,76	2,07	2,54	
1100	0,59	0,77	0,94	1,10	1,28	1,50	1,68	1,90	2,24	2,76	
1150	0,62	0,80	0,98	1,16	1,34	1,58	1,76	2,00	2,35	2,90	
1200	0,63	0,82	1,00	1,20	1,38	1,62	1,80	2,05	2,40	2,98	
1300	0,66	0,87	1,07	1,27	1,47	1,73	1,93	2,20	2,58	3,20	
1400	0,70	0,91	1,13	1,35	1,58	1,84	2,05	2,33	2,75	3,40	
1425	0,71	0,93	1,15	1,38	1,58	1,87	2,08	2,37	2,80	3,45	
1500	0,73	0,96	1,20	1,42	1,65	1,85	2,17	2,47	2,90	3,60	
1600	0,76	1,00	1,25	1,50	1,73	2,05	2,30	2,60	3,07	3,80	
1700	0,78	1,05	1,30	1,56	1,82	2,15	2,40	2,74	3,23	4,00	
1750	0,80	1,07	1,33	1,60	1,86	2,20	2,46	2,80	3,30	4,10	
1800	0,82	1,09	1,36	1,63	1,90	2,25	2,52	2,87	3,40	4,20	
1900	0,84	1,13	1,42	1,70	1,98	2,35	2,63	3,00	3,54	4,38	
2000	0,87	1,17	1,47	1,77	2,08	2,45	2,74	3,12	3,70	4,57	
2100	0,90	1,20	1,52	1,83	2,14	2,54	2,85	3,25	3,84	4,76	
2200	0,92	1,25	1,57	1,90	2,20	2,64	2,95	3,37	4,00	4,94	
2300	0,94	1,28	1,62	1,96	2,30	2,73	3,05	3,50	4,13	5,10	
2400	0,96	1,32	1,67	2,02	2,36	2,82	3,16	3,60	4,27	5,29	
2500	0,98	1,35	1,70	2,07	2,43	2,90	3,26	3,72	4,40	5,48	
2600	1,00	1,38	1,76	2,13	2,50	3,00	3,35	3,83	4,54	5,63	
2700	1,02	1,42	1,80	2,20	2,57	3,08	3,45	3,94	4,68	5,80	
2800	1,04	1,45	1,85	2,24	2,64	3,16	3,54	4,05	4,80	5,96	
2850	1,05	1,46	1,87	2,27	2,67	3,20	3,60	4,10	4,87	6,03	
2900	1,06	1,48	1,89	2,30	2,70	3,24	3,64	4,16	4,93	6,10	
3000	1,07	1,50	1,93	2,35	2,77	3,32	3,73	4,26	5,06	6,27	
3200	1,10	1,56	2,00	2,45	2,90	3,47	3,90	4,47	5,30	6,57	
3400	1,13	1,60	2,08	2,55	3,00	3,62	4,07	4,66	5,53	6,85	
3450	1,14	1,62	2,10	2,57	3,04	3,65	4,10	4,70	5,60	6,92	
3600	1,15	1,65	2,15	2,64	3,12	3,76	4,23	4,85	5,75	7,12	
3800	1,17	1,70	2,20	2,72	3,23	3,90	4,38	5,02	5,96	7,37	
4000	1,20	1,73	2,27	2,80	3,33	4,02	4,52	5,20	6,16	7,60	

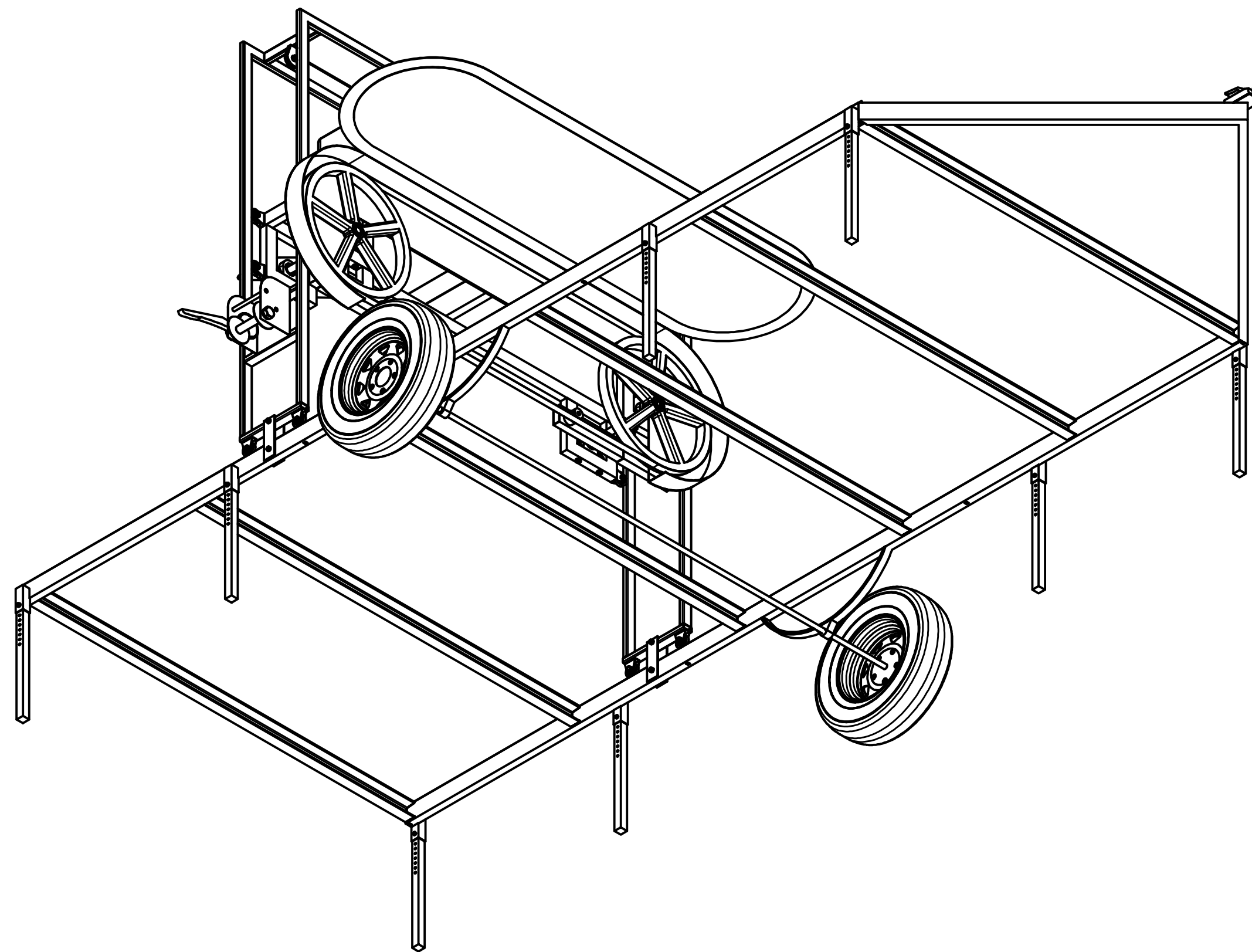
8.9 ANEXO VII: PLANOS DE DISEÑO



Vista frontal
SCALE 1 / 15



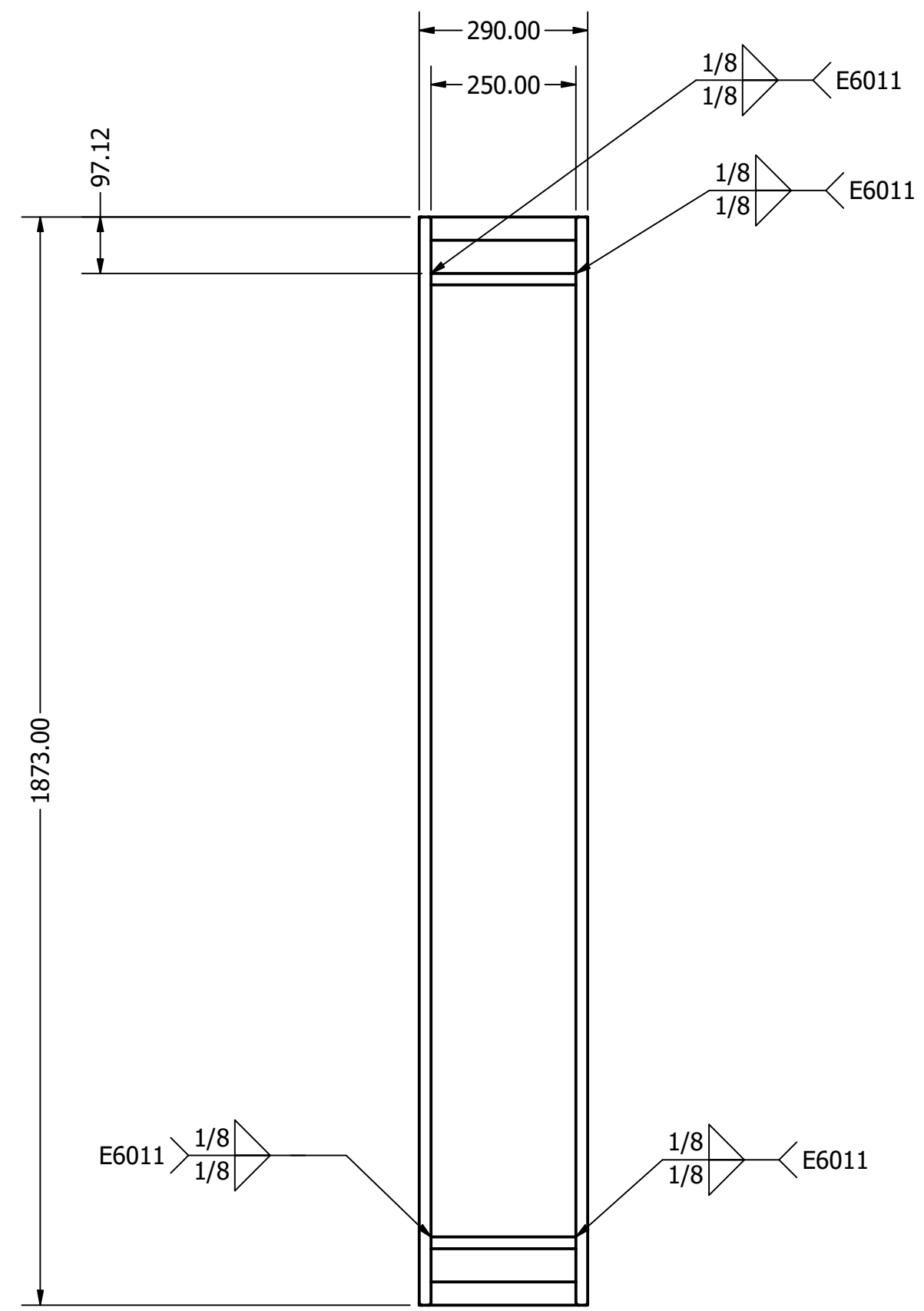
Vista lateral
SCALE 1 / 15



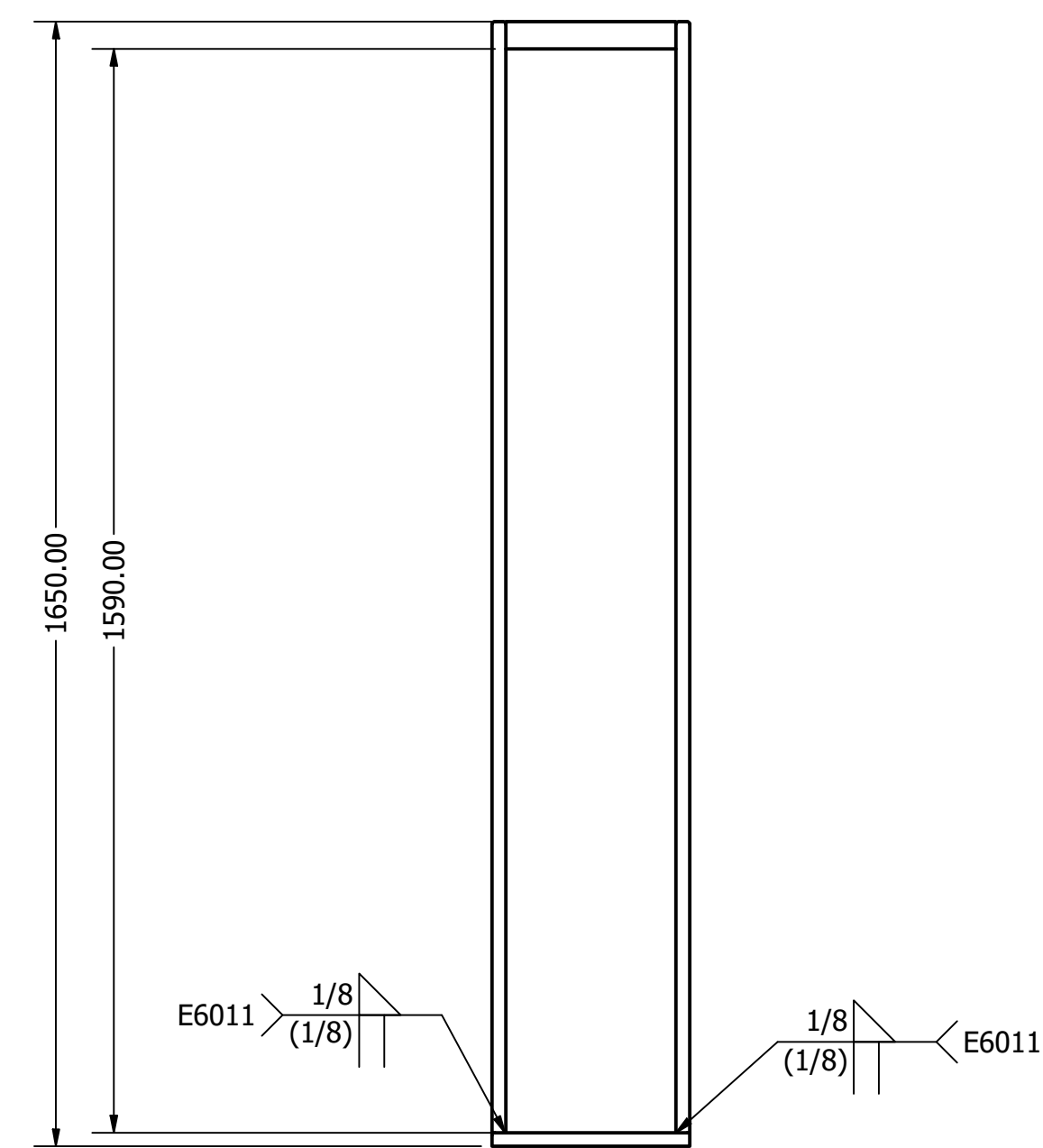
Vista isométrica
SCALE 1 / 15

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	2	Polea sierra	Volante de aluminio 500 mm
2	1	Base horizontal complejo de corte	
3	4	Estructura porta rodamiento	
4	1	Motor a combustión	Motor bencinero 15 HP
5	2	Shaft	
6	12	Carro horizontal	
7	1	Marco vertical	
8	1	Base horizontal	
9	4	Unión superior	
10	2	Pestaña conector cable de acero	Lamina plegada de 3 mm
11	2	Roldana	
12	1	Huinche manual freno automático	
13	1	Angulo de carro anclaje	
14	1	Conextor hembra coco	
15	1	Protector delantero	
16	3	V-Belt	Banda de transmisión 3V PQ 3-3v90
17	1	Grooved Pulley1	
18	1	Grooved Pulley2	
19	1	Placa de cierre	
20	1	Agua de refrigeración huincha de cierra	
21	2	Conjunto balatas	
22	1	Eje completo de carro	
23	2	12inch Wheel Rim and Tyre	Rueda aro 12
24	8	Apoyo regulable vertical	
25	1	Protector trasero	
26	1	Sierra de cinta	Hoja de sierra Bahco 3861
27	6	SKF Series ALS - SKF ALS 8	Angular Contact Ball Bearings
28	2	Guia móvil tensor	
29	2	Soporte unidad brazo tensor sierra huincha	
30	2	Brazo tensor desplazable horizontal	
31	1	Piola	
32	2	Piola izquierda	
33	2	Ensamble de carro a estructura	
34	8	ISO 7092 - ST 8 - 140 HV	Plain washers-Small series-Product grade A
35	4	ISO 4018 - M8 x 60	Hexagon head screws. Product grade C
36	4	ISO 4034 - M8	Hexagon nuts - Product grade C

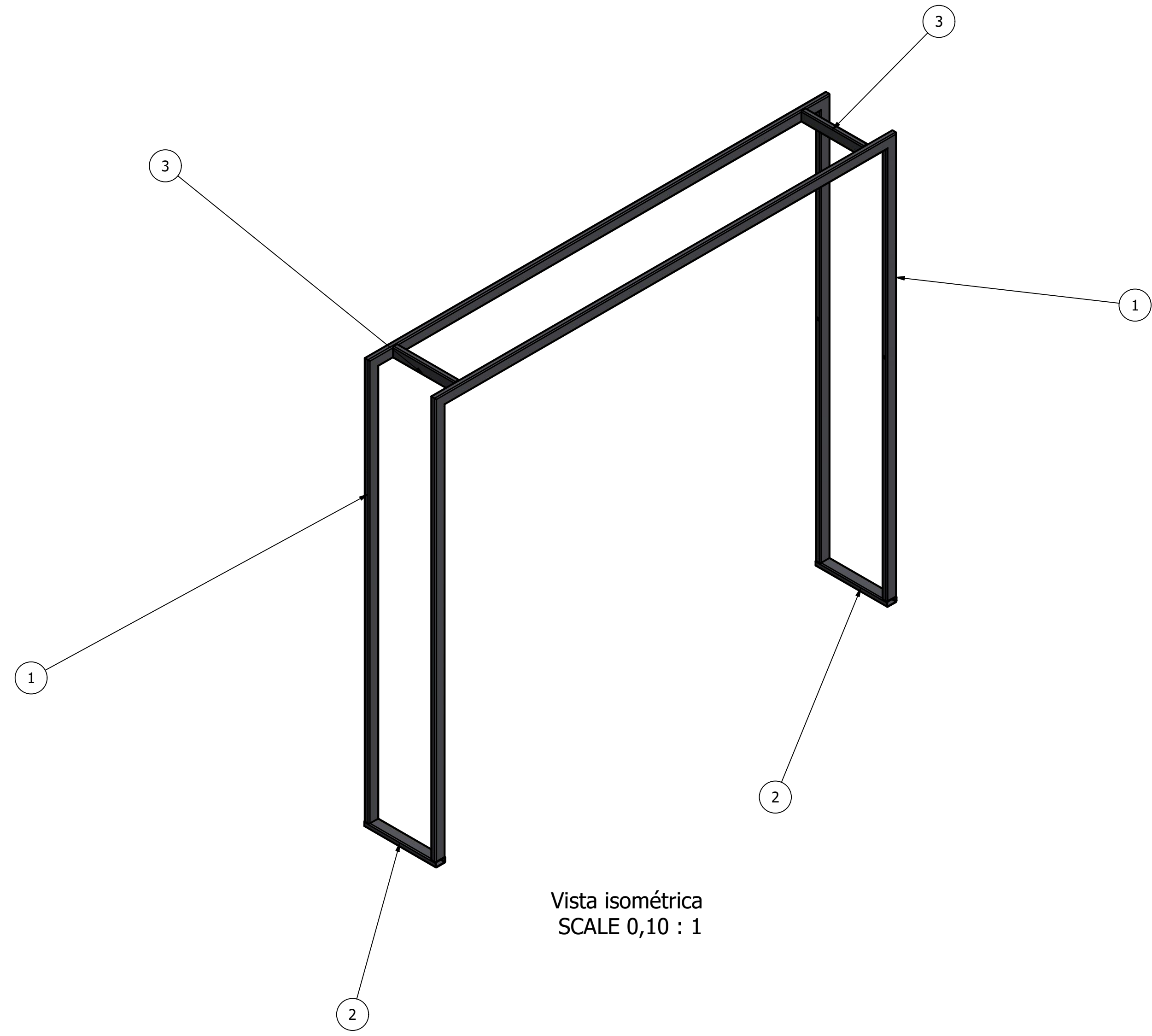
DRAWN	franco	23-11-2021		
CHECKED			TITLE	
QA			Aserradero Portátil	
MFG				
APPROVED				
	SIZE	DWG NO	REV	
	D	Actual		
	SCALE	1 / 15	SHEET 1 OF 1	



Vista superior
SCALE 0,10 : 1

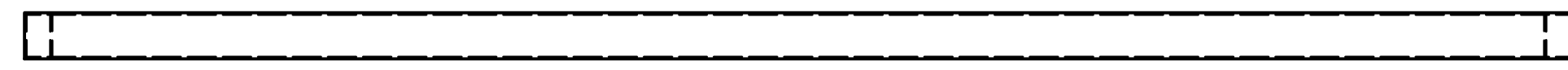
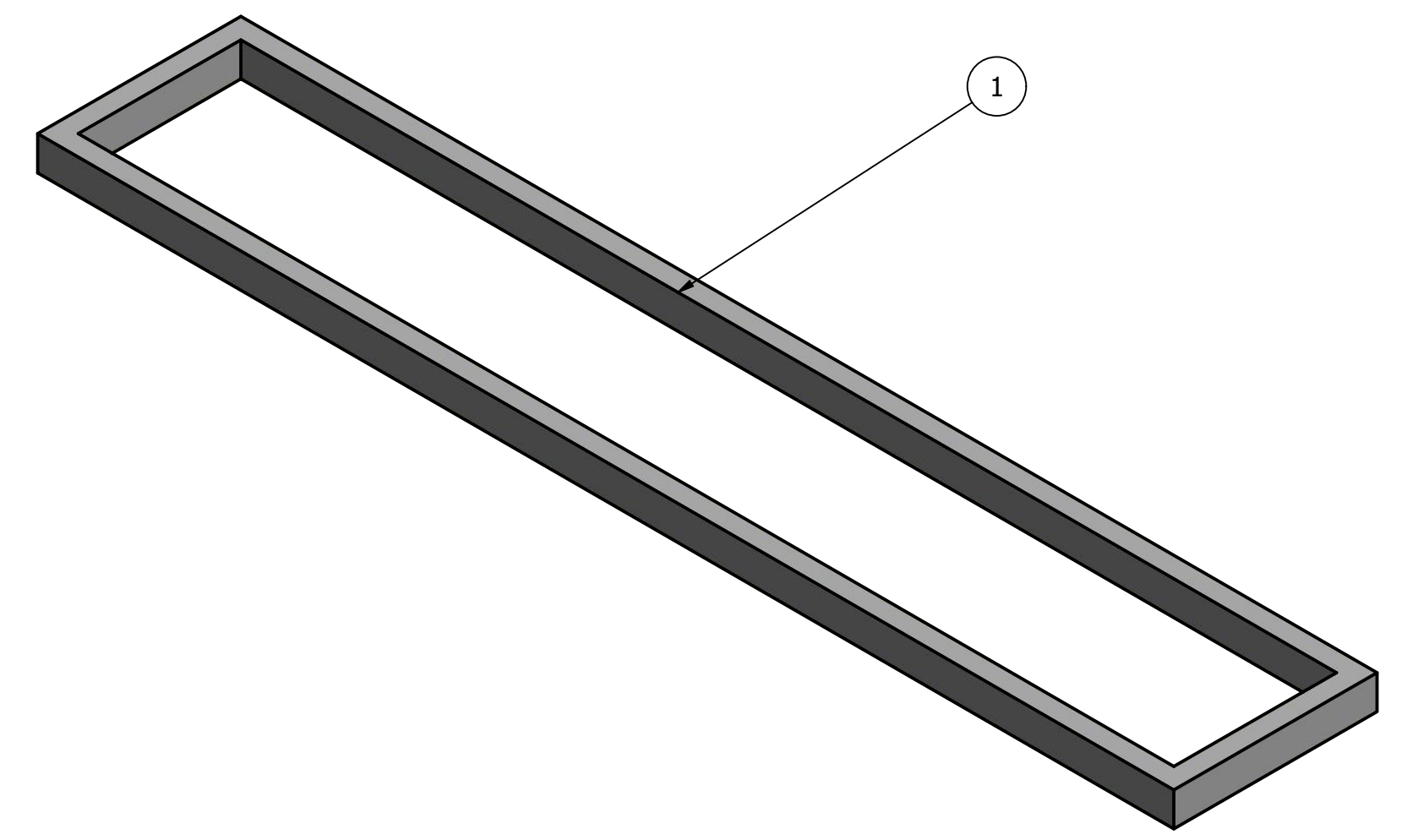
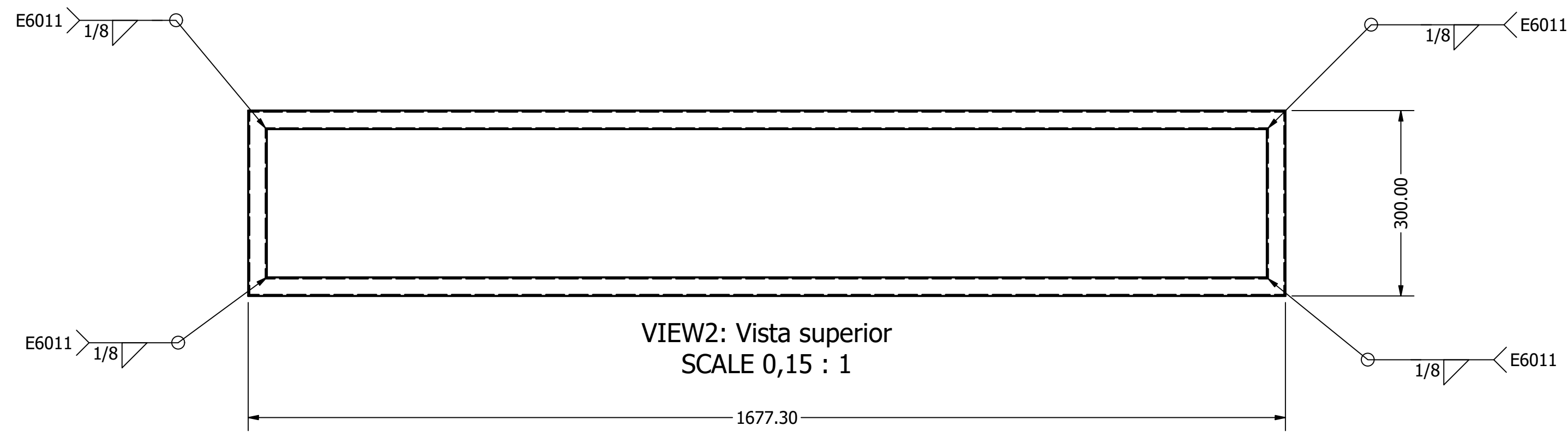


Vista lateral
SCALE 0,10 : 1

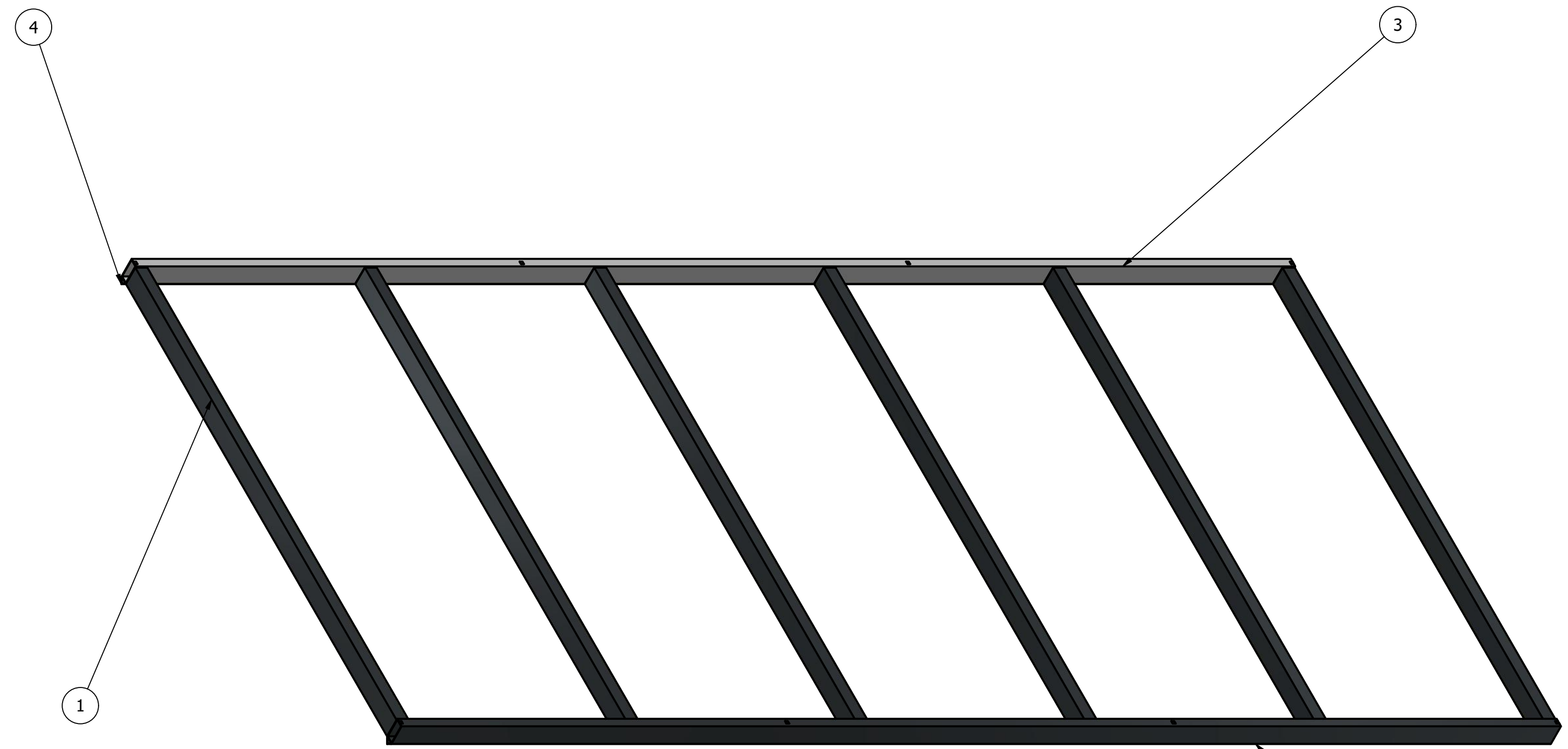
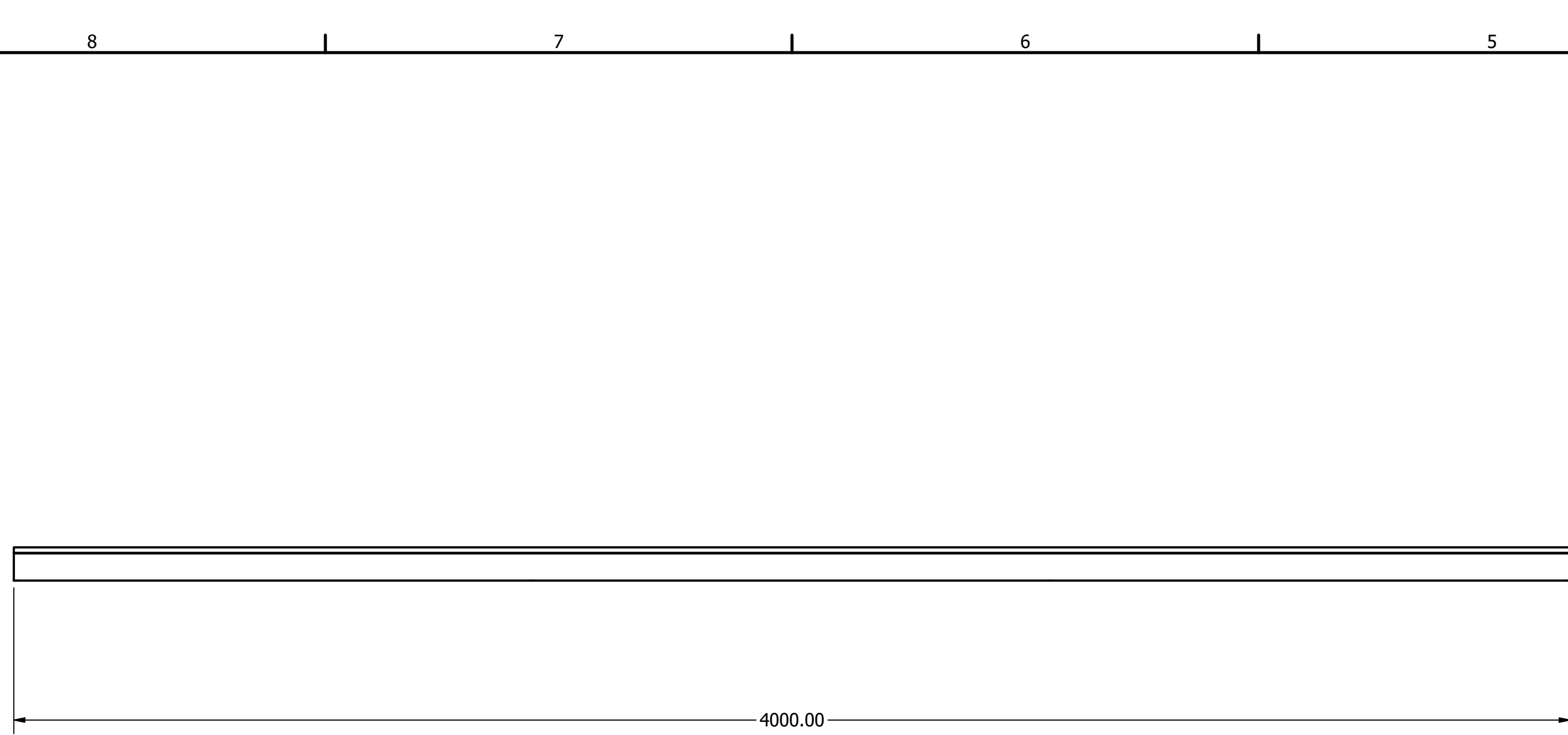


Vista isométrica
SCALE 0,10 : 1

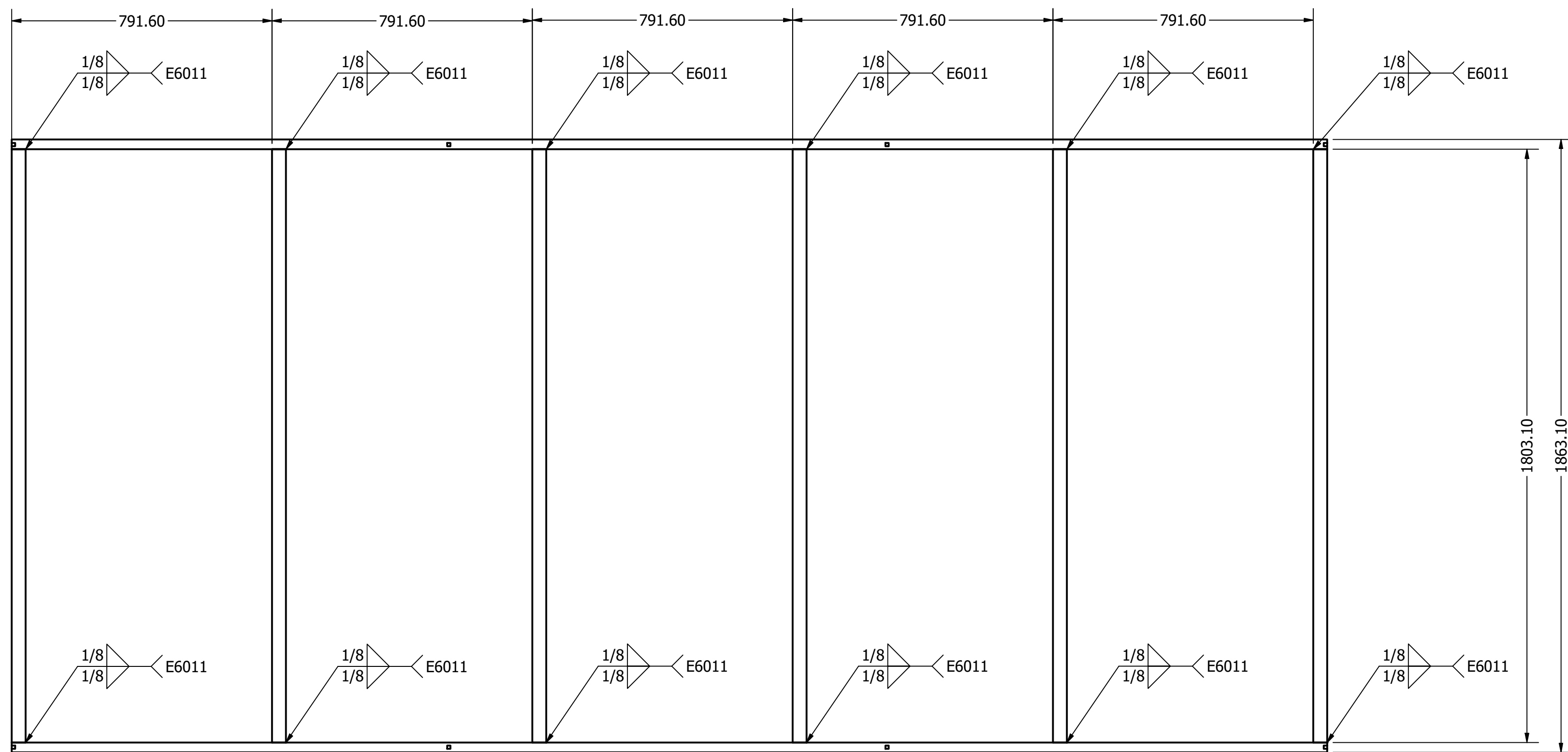
PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	
1	2	Marco vertical	Perfil 20 x 40 x 2 mm	
2	2	Union inferior	Perfil 20 x 40 x 2 mm	
3	2	Union superior	Perfil 20 x 40 x 2 mm	
DRAWN franco	21-11-2021	TITLE Estructura vertical		
CHECKED				
QA				
MFG				
APPROVED		SIZE D	DWG NO Marco vertical	REV
		SCALE 0,10 : 1	SHEET 1 OF 1	



PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	
1	1	Base horizontal complejo de corte	Perfil 20 x 50 x 2 mm	
DRAWN franco	21-11-2021	TITLE Base estructura vertical		
CHECKED				
QA				
MFG				
APPROVED				
		SIZE D	DWG NO base horizontal complejo de corte	REV
		SCALE 0,15 : 1	SHEET 1 OF 1	

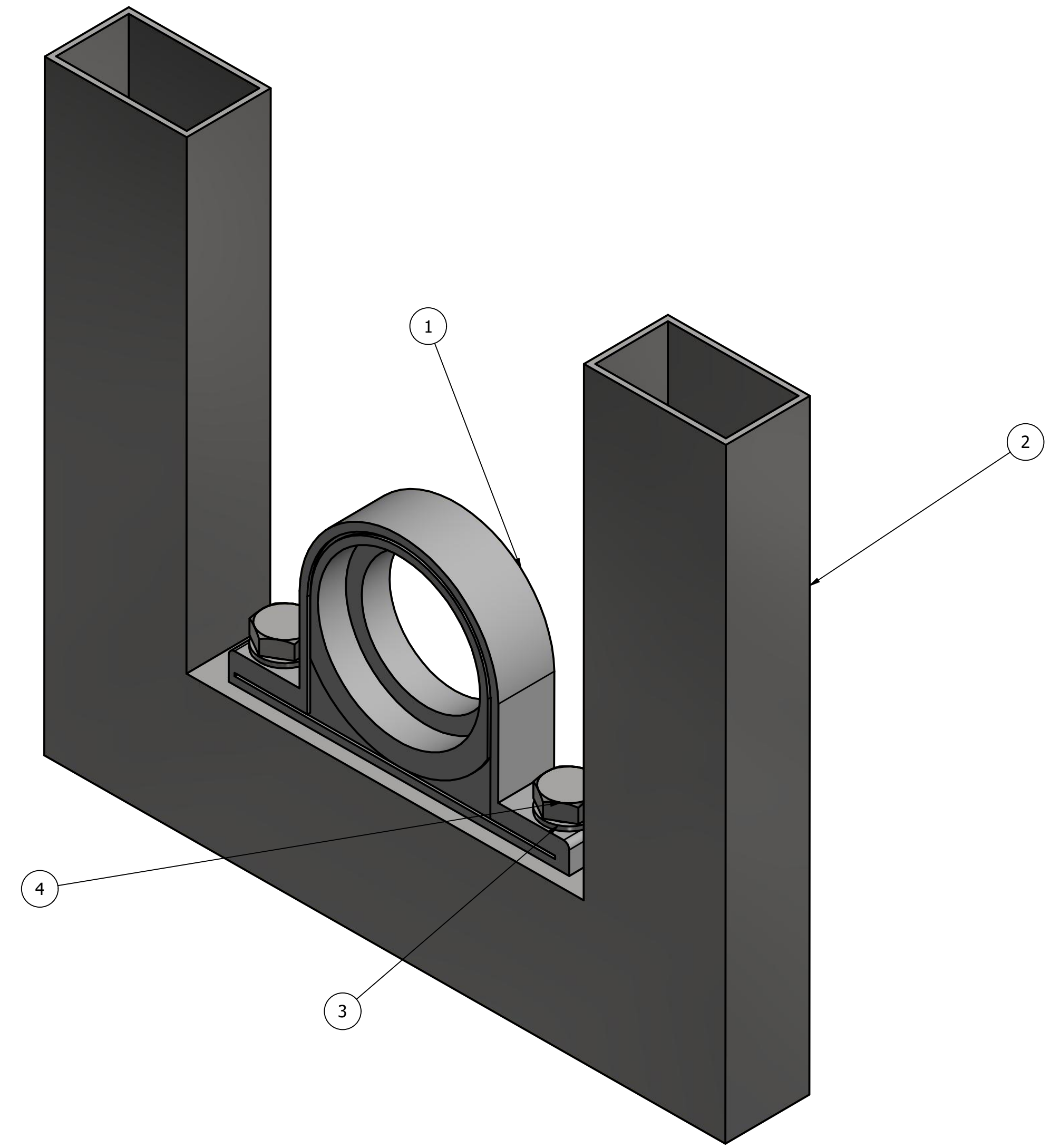
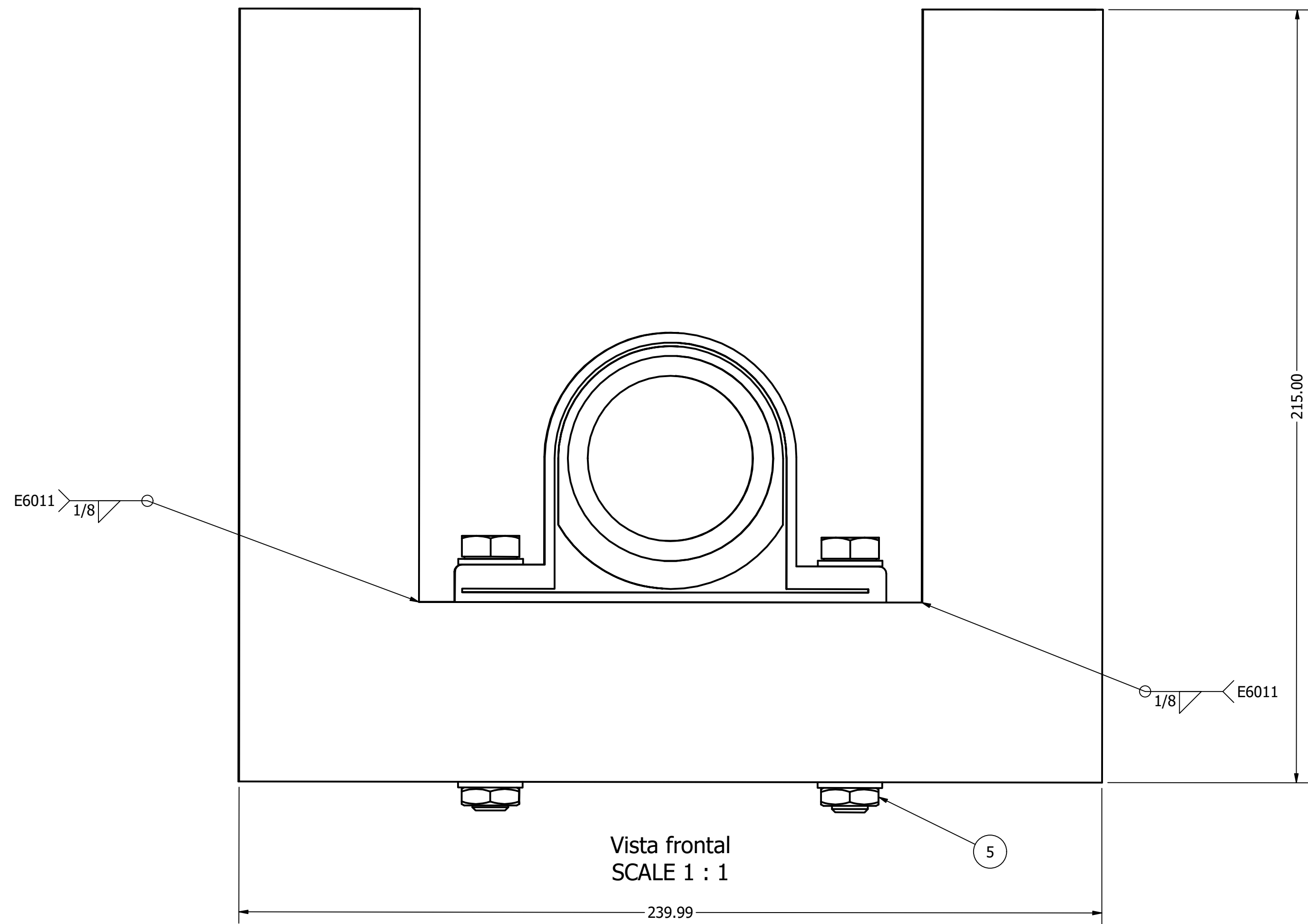
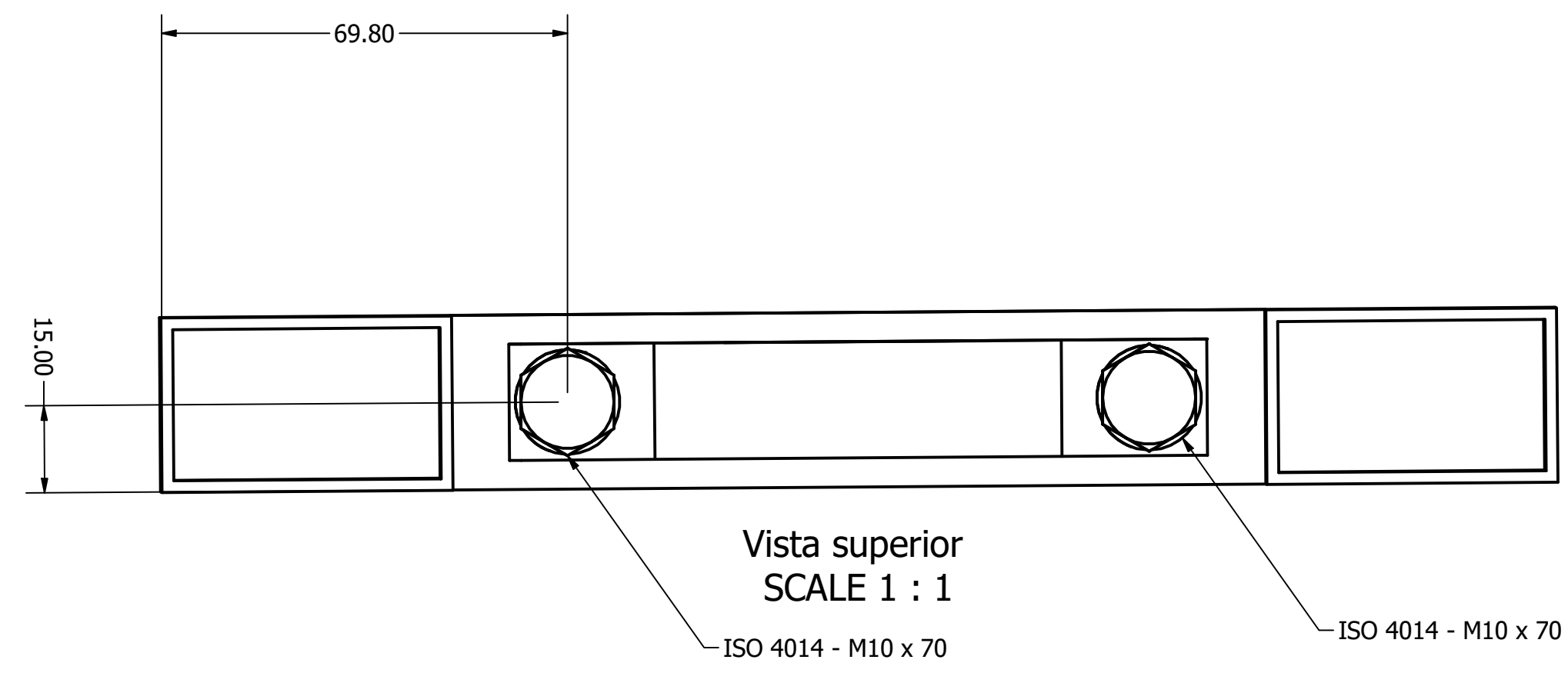


Vista isométrica
SCALE 0,09 : 1



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	6	Perfil unión horizontal	UPN 65
2	1	Viga base	Perfil 30 x 70 x 2 mm
3	1	Viga base	Perfil 30 x 70 x 2 mm
4	2	Riel de ruedas	Perfil angular laminado 20 x 2 mm

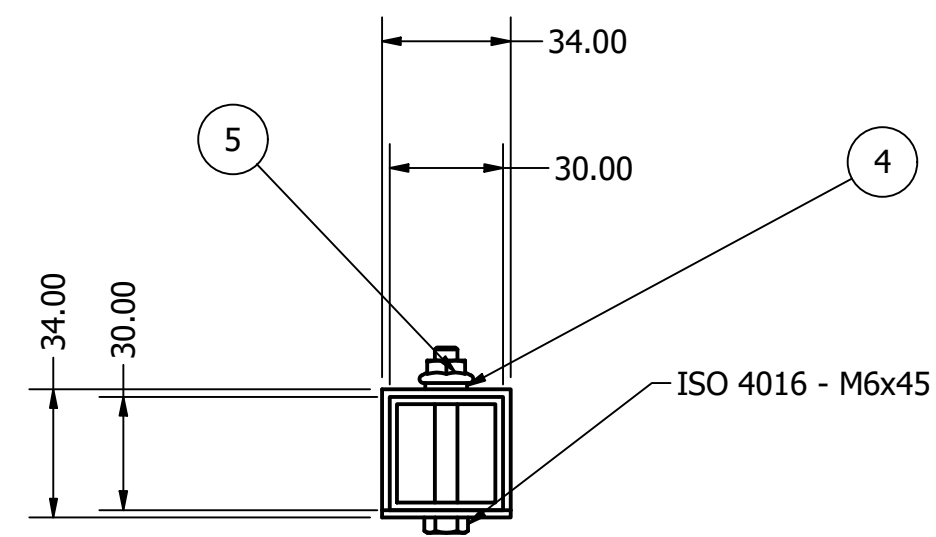
DRAWN	21-11-2021	TITLE	
franco		Base de soporte	
CHECKED		SIZE	DWG NO
QA		D	Base
MFG		SCALE	REV
APPROVED		0,09 : 1	



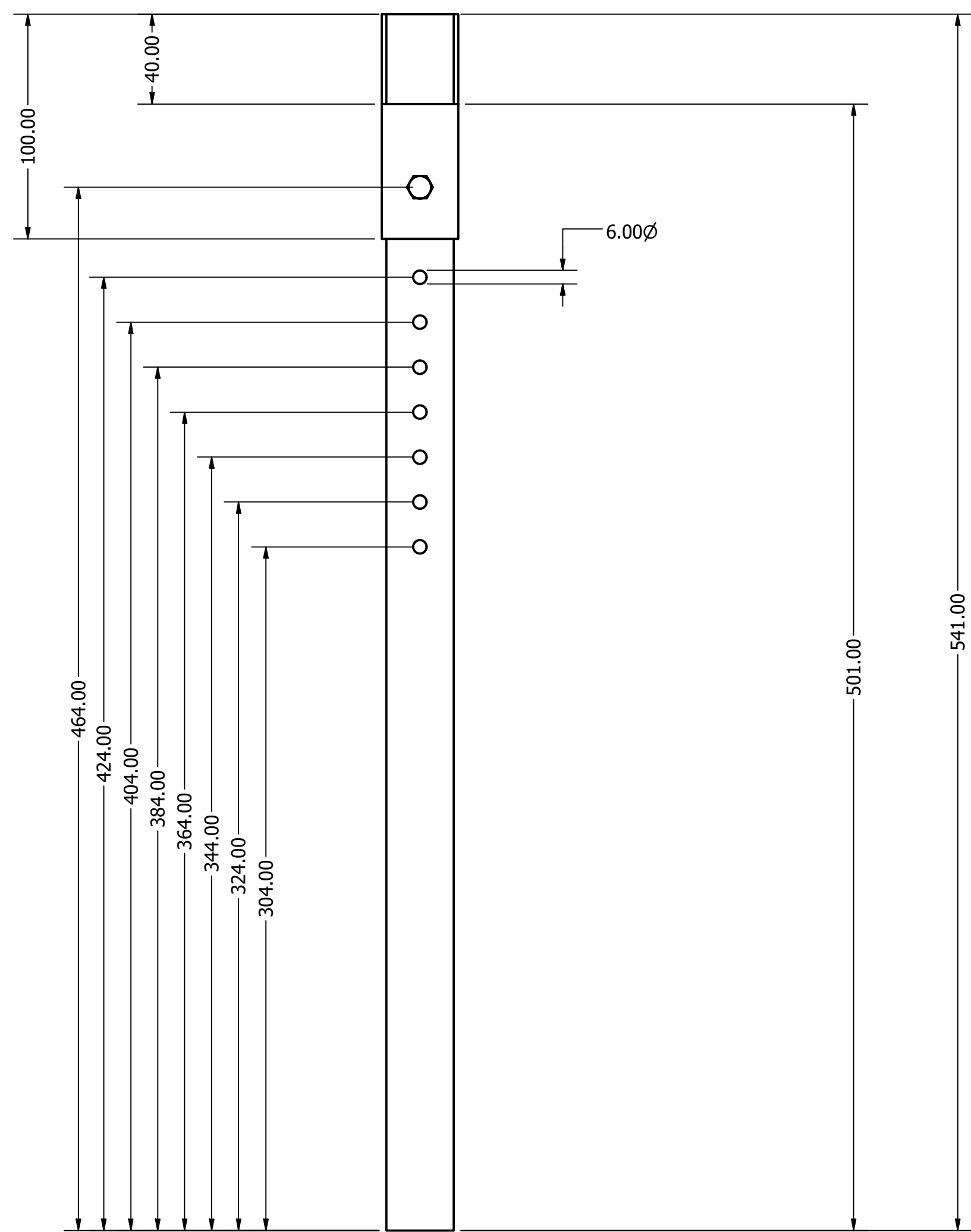
Vista isométrica
SCALE 1 : 1

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Soporte pie rodamiento	
2	1	Estructura soporte cojinete	
3	4	ISO 7092 - ST 10 - 140 HV	Plain washers-Small series-Product grade A
4	2	ISO 4014 - M10 x 70	Hexagon head bolt - product grades A and B
5	2	ISO 4035 - M10	Hexagon thin nuts (chamfered) - Product grades A and B

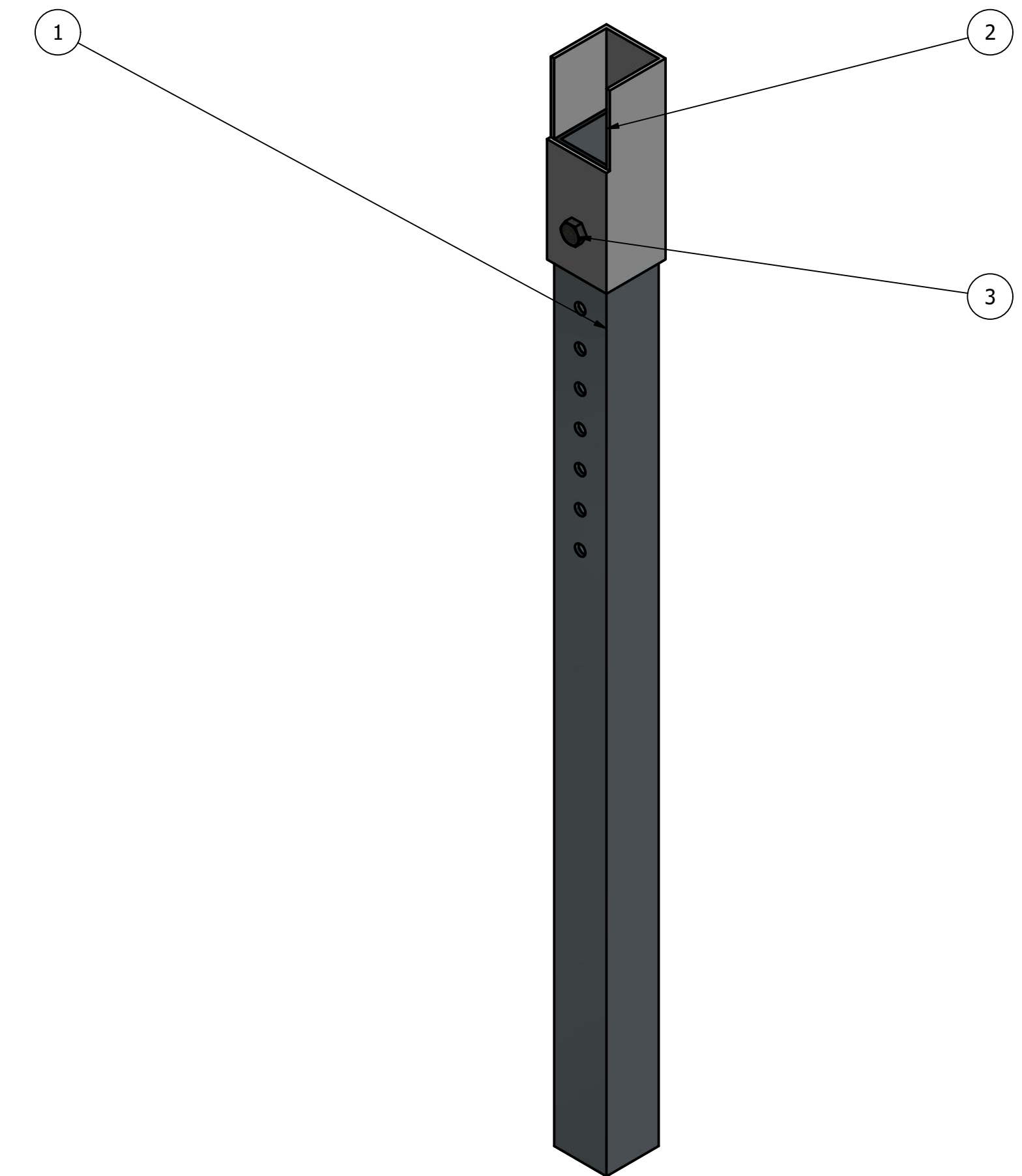
DRAWN	franco	21-11-2021		
CHECKED			TITLE	
QA			Estructura porta pie de rodamiento	
MFG				
APPROVED				
	SIZE	D	DWG NO	REV
	SCALE	1 : 1	porta cojinete	
			SHEET 1 OF 1	



Vista superior
SCALE 1 : 2



Vista Frontal
SCALE 1 : 2



Vista isométrica
SCALE 1 : 2

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Inserción regulable perforada apoyo	
2	1	Receptor fijo de apoyo	
3	1	ISO 4016 - M6 x 45	Hexagon head bolts. Product grade C
4	1	ISO 7092 - ST 6 - 140 HV	Plain washers-Small series-Product grade A
5	1	ISO 4161 - M6	Hexagon nuts with flange-coarse thread
DRAWN franco		21-11-2021	
CHECKED			
QA		TITLE	
MFG		Apoyo de altura regulable mediante inserción de perno	
APPROVED			
		SIZE	DWG NO
		D	Apoyo individual
		SCALE	1 : 2
		SHEET 1 OF 1	